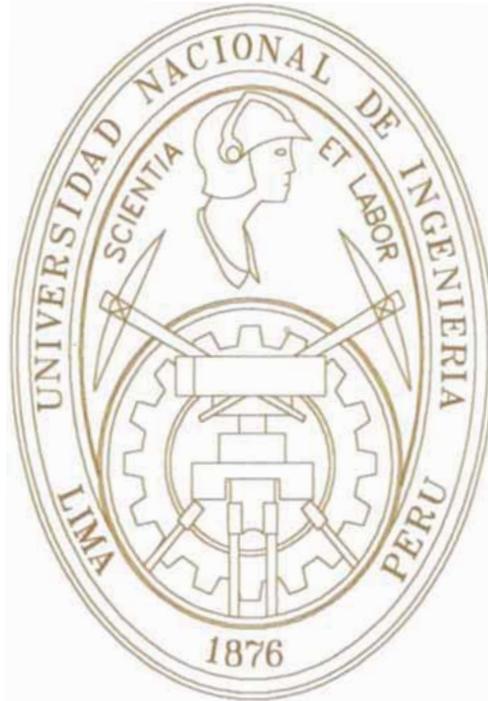


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA DE PETROLEO



“PROGRAMA PARA LA SIMULACIÓN DE  
UNA PLANTA DE PROCESAMIENTO DE GAS NATURAL”

## TESIS

Para Título profesional de:

INGENIERO PETROQUIMICO

HUGO WOE GUERRA GRONERTH

LIMA - PERU

2001

SUMARIO 4

I.	Conclusiones	5
II.	Recomendaciones	5
III.	Introducción	6

CAPITULO I

El Gas de Camisea y el Gas de Aguaytia

1.1 El Gas de Camisea

- 1.1.1	Antecedentes	8
- 1.1.2	El Gas Natural como materia prima para otras industrias	9
- 1.1.3	Evaluación, expectativas económicas	11
- 1.1.4	Contratos, inversiones, empresas involucradas	12

1.2 El Gas de Aguaytía 13

CAPITULO II

Modelos Matemáticos

- 2.1	Modelo matemático usado en una fraccionadora	16
- 2.2	Modelo matemático usado para las tuberías y accesorios.	46
- 2.3	Modelo matemático usado para bombas	58
- 2.4	Modelo matemático usado para válvulas	70
- 2.5	Modelo matemático usado para hornos	78
- 2.6	Modelo matemático usado para calderos	96
- 2.7	Modelo matemático usado para intercambiadores de calor	103

## CAPITULO III

### Información y criterios para el diseño de los equipos

- 3.1	Diseño de Fraccionadoras	124
- 3.2	Diseño de tuberías y accesorios.	128
- 3.3	Diseño de bombas	133
- 3.4	Diseño de válvulas	138
- 3.5	Diseño de hornos	144
- 3.6	Diseño de calderos	149
- 3.7	Diseño de intercambiadores de calor	152

## CAPITULO IV

### Características del programa de simulación

- 4.1	Descripción del programa	160
- 4.2	Diagrama de flujo	162
- 4.3	Lista del programa	179
- 4.4	Cálculo de procesos	221
- 4.5	Estimado de Costos	221

## CAPITULO V

### Resultados del programa de simulación

- 5.1	Validaciones del programa	224
- 5.2	Desempeño del programa para simular procesos y diseñar equipos usados en plantas ya existentes.(Caso Aguaytía)	229
- 5.3	Limitaciones del programa	247

## ANEXOS

Fórmulas	249
Tablas	256

## BIBLIOGRAFÍA

## SUMARIO

El trabajo que se presenta, trata del uso de las computadoras para la simulación del procesamiento del Gas Natural, teniendo como premisa que el Gas de Camisea será un recurso natural que va a contribuir en el desarrollo del país.

Todo proceso petroquímico y de refinería puede ser simulado, pues ningún proceso en la industria es al azar, aquellos que construyen complejos petroquímicos saben que cada unidad deberá rendir el producto esperado, siendo esta, controlado por las variables del proceso.

En un proceso de simulación permite diseñar los principales equipos de la Planta de Procesamiento de Gas Natural y completar el diseño Básico y especificaciones generales para el estimado de inversión, como es el caso del Proyecto del Gas de Camisea

El objetivo del siguiente trabajo, es brindar una visión más clara de lo que significa el uso de computadoras en los cálculos ingenieriles, así como brindar una herramienta útil, que sirva como modelo para el uso más extensivo en nuestro país de computadoras y facilitar la labor del ingeniero.

El diseño de equipos por computadora ofrece la ventaja de la velocidad, confiabilidad y también el análisis de múltiples propuestas. Se puede no solo dimensionar el equipo, si no también de estimar el costo del equipo, por lo cual se convierte en una herramienta muy útil para ingeniero, que alcanza también a los inversionistas.

Para el caso de plantas existentes como el de Aguaytía, la simulación permite verificar el uso óptimo de las variables de proceso y de la capacidad instalada de los principales equipos, determinando aquellos que constituyen “cuello de botella” y limitan la capacidad de procesamiento.

Este trabajo de tesis consta de cinco capítulos, agrupados de tal manera que sea fácil para el lector ubicar los motivos, propósitos y eficiencia mostrada por el programa.

## **I. Conclusiones**

El uso de la computadora es solo una herramienta, pues la decisión final, siempre debe salir de un meticuloso estudio de las diversas alternativas que el programa puede recomendar, pero también sobre la base de la experiencia que con los años adquiere el ingeniero.

Se tiene una herramienta, que permite acelerar los cálculos tediosos, así como examinar la mayor cantidad alternativas posibles. La mayor ventaja es que se tiene una clara visión de como el programa obtiene los resultados.

## **II. Recomendaciones**

Se recomienda, incidir en el uso más frecuente de ordenadores para realizar simulaciones de procesos, diseño de equipos y las predicciones de propiedades físicas de los compuestos.

Se debe prestar mas atención en trabajos realizados en otras facultades afines, de otras universidades y también en otros países. Es sumamente necesario, que la facultad cuente con libros y revistas que describan procedimientos de cálculos y estudios más actuales, de los usos de los computadores en la industria petroquímica.

En lo que respecta a cálculos obtenidos a partir de gráficas empíricas, se recomienda sobre todo tabular las gráficas y usar la ecuación de Lagrange de tercer orden, ya que se obtienen mejores aproximaciones y resultados comparado con el tratar de linealizar las gráficas con los procedimientos que se conocen.

Para el cálculo de la eficiencia y el estimado de precio de la bomba, se recomienda usar las relaciones del subprograma FLOWTRAN de Monsanto Co., pues da mayores aproximaciones a lo real.

Para el cálculo del número de platos y el rendimiento, se recomienda considerar el balance de energía, y el uso del método plato por plato, para una mayor aproximación a lo real. Se debe tener especial cuidado con la elección de los componenetes claves y sus rendimientos esperados, estos tienen mucha relevancia a la hora de calcular el número de platos y los rendimientos del destilado y del residuo

Para el dimensionamiento de un intercambiador de coraza y tubos se recomienda usar los factores ensuciamiento, pues estos influyen significativamente a la hora de calcular del área de transferencia y la estimación del costo del mismo.

Solo puede predecirse las propiedades de hidrocarburos parafinicos, desde C1 hasta C12 conociendo sus composiciones en fracción molar, la temperatura debe estar en el rango de 273°K a 600°K, y presiones de 0.1 atm a 125 atm. Para los cálculos de factor de compresibilidad Z, solo es válido para hidrocarburos gaseosos cuya gravedad especifica está en el rango de 0.5 a 0.8 y presiones menores a 350 atm.

El modelo matemático de la Fraccionadora se basa en la hipótesis de Lewis, por lo que los componentes extremos no deberán estar muy alejados. El cálculo se realiza considerando condensación total.

El modelo matemático de la línea de transferencia, el número de accesorios y tubos no debe ser mayor a 50, no admite bifurcaciones, tampoco considera la variación del diámetro de la tubería con respecto a la temperatura y presión ejercida. Si admite flujos compresibles tanto para gases como para líquidos.

El modelo matemático de la bomba, solo considera motores de 1750rpm y 3500rpm.

El modelo matemático del horno, no considera la superficie de los codos, ni la caída de presión por el uso de codos.

(Véase Cálculo de Procesos, Limitaciones del programa y Anexos)

### **III. Introducción.**

Un Simulador de una Planta de Procesamiento de Gas Natural, es un programa que intenta predecir los resultados obtenidos en una instalación real, basado en modelos matemáticos ya conocidos, con cálculos recursivos para los diferentes equipos que componen la planta, cada equipo es simulado y se obtiene la composición de cada punto del proceso, así como la presión total y temperatura promedio, teniendo estos datos que acercase a los datos reportados por los instrumentos de la planta verdadera. De no obtener los resultados esperados, tendría que asumir que algunos de los datos en el dimensionamiento de algún equipo, o las variables de operación son incorrectas. También debe sospechase de alguna variable que el programa es incapaz de obtener debido a lo limitado de la información, como puede ser la perdida de calor a lo largo de la tubería, perdidas de productos por drenajes, perdida de presión por falta de detalle en el ingreso de la data como válvulas u otros accesorios, etc.

De todas formas, el programa resulta útil si es que tenemos en cuenta las limitaciones de cada caso que deseamos simular.

## CAPITULO I

### EL GAS DE CAMISEA Y EL GAS DE AGUAYTIA

## **1.1 El Gas de Camisea**

### **1.1.1 Antecedentes.**

La región de Camisea esta situada en las inmediaciones de la Provincia de La Convención, en Cuzco. Esta habitada por personas indígenas, principalmente por la tribu Machiguenga.

En Julio de 1981 fue suscrito un contrato de exploración de petróleo de los Bloques 38 y 42 con la compañía SHELL.

Entre 1983-1987, como resultado de 5 perforaciones de pozos exploratorios, SHELL descubre el yacimiento de Camisea.

En Marzo de 1988, se firma un acuerdo de exploración de gas natural en Camisea entre SHELL y PERUPETRO.

En Agosto de 1988, las negociaciones con SHELL concluyen sin llegar a un acuerdo final.

En Marzo de 1994, es firmado entre SHELL y PERUPETRO un acuerdo de evaluación y desarrollo del yacimiento del Gas de Camisea.

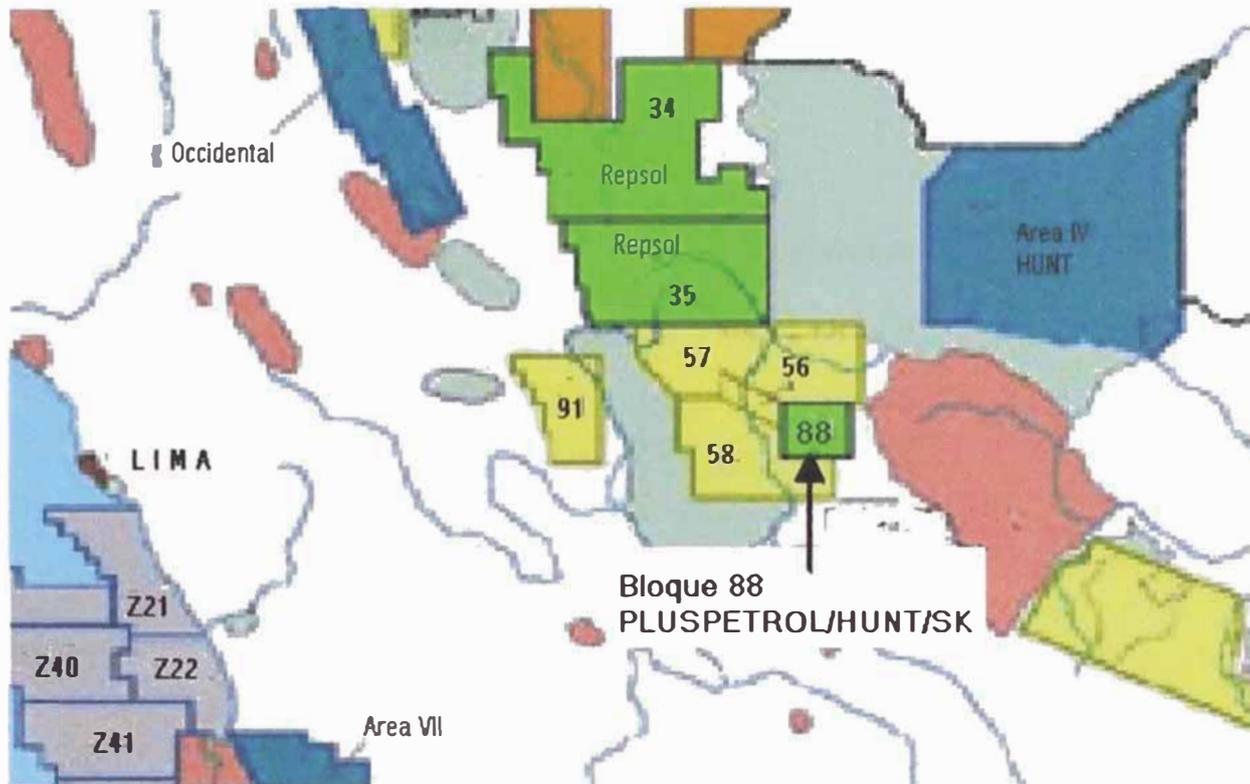
En Mayo de 1995, SHELL ofrece posibilidades de estudio y pide a PERUPETRO que inicie las negociaciones por el contrato de Explotación de Camisea.

En Mayo de 1996, las negociaciones de Explotación del Gas de Camisea terminan con la firma de un contrato entre SHELL / MOBIL y PERUPETRO.

En Julio de 1998, el consorcio SHELL/MOBIL decide no continuar con el segundo periodo del contrato.

En Mayo de 1999, el Comité Especial del Proyecto del Gas de Camisea (CECAM), llama a una licitación pública internacional para otorgar la licencia para la explotación y la concesión para el transporte del gas y condensados a la costa, para abastecer de gas a Lima y Callao.

En Diciembre del 2000, el contrato para el desarrollo del proyecto del Gas de Camisea es llevada a su termino por CECAM con la adjudicación a un consorcio internacional integrado por Pluspetrol Perú Corporation, Hunt Oil Company of Perú LLC, SK Corporation e Hidrocarburos Andinos SAC.



**Mapa de la zona de explotación (Bloque 88)**

### **1.1.2 El Gas Natural como materia prima para otras industrias**

El Gas Natural tiene muchos usos. Uno de ellos que se planea es usar el condensado del gas (propano y butano) como combustible barato, para utilizarlo en el transporte e industria en reemplazo del diesel y residual, lo cual permitira reducir sus costos de operación. Pero el gas natural tiene diversos usos, separando sus componentes y combinándolos con otros, se obtiene lo que se muestra en el siguiente cuadro.

### 1.1.3 Evaluaciones, expectativas económicas.

Las reservas de hidrocarburos de Camisea descubiertas en los años 1980, constan de unos 11 trillones de pies cúbicos de gas natural y 600 millones de barriles de gas licuado (condensados). Los Bloques 88A y 88B son localizados en Provincia de La Convención, Departamento de Cuzco con una extensión de 45000 y 168000 hectáreas respectivamente..

Se prevé que el Gas de Camisea llegará a Lima en el 2003, también se estima que aportará al fisco con más de 6000 millones de dólares por concepto de impuestos a lo largo de 30 años de operación.

En la tabla 1.1 se presenta las proyecciones preliminares de los primeros 20 años.

**Proyecto Camisea**  
**PROYECCIONES PRELIMINARES**  
**EN LOS PRIMEROS VEINTISIETE AÑOS**  
(Millones de dólares americanos)

Inversión	2 682
Costo operativo	1 520
Regalías	3 590
Recaudación por impuesto a la renta	3 057
Utilidades	6 959

*Fuente: El Peruano, mayo de 1996.*

**Tabla 1.1**

La tabla 1.2 presenta las importaciones de petróleo, diesel y gas licuado de petróleo. Muestra la importancia de nuestras compras al exterior en el período comprendido entre 1991 y 2001. La economía peruana ha desembolsado un total de 5.956 millones de dólares distribuidos en la adquisición de petróleo crudo (3.837 millones), gas licuado (276 millones) y diesel (1.842 millones). En diez años se ha gastado más que los supuestos montos de inversión que haría el consorcio Shell-Mobil, aproximadamente 2.682 millones de dólares, para el desarrollo de la segunda etapa de Camisea.

Valoración de las importaciones de Petróleo Crudo y Diesel  
y Gas Licuado de Petróleo (GLP)  
(en miles de dólares americanos)

<u>Año</u>	<u>Crudo</u>	<u>Diesel-2</u>	<u>GLP</u>	<u>Total</u>
1991	246 926	68 958	22 033	337 917
1992	200 841	118 468	21 097	340 406
1993	154 605	88 045	18 995	261 645
1994	122 730	110 115	26 962	259 807
1995	294 982	200 002	34 964	529 948
1996	421 032	224 610	34 785	680 427
1997	565 232	205 841	26 665	797 738
1998	540 120	210 710	25 784	776 614
1999	570 150	250 987	27 844	848 981
2000	587 730	315 540	28 710	931 980
2001(Ene-Mar)	132 860	48 880	8 980	190 720
US\$ Sub-total	3 837 208	1 842 156	276 819	
US\$ Total				5 956 183

*Fuente:* Ministerio de Energías y Minas y Aduanas.

**Tabla 1.2**

#### 1.1.4 Contratos, inversiones, empresas involucradas.

El contrato de Explotación de hidrocarburos para los Bloques 88A y 88B fueron firmados por PERUPETRO S.A. y SHELL PROSPECTING AND DEVELOPMENT (PERU) B.V. PERUVIAN BRANCH y MOBIL EXPLORATION AND PRODUCING PERU INC. , PERUVIAN BRANCH el 17 de Mayo de 1996. El contrato se dio por terminado por decisión del contratista.

La inversión del proyecto del Gas de Camisea se estima en 3000 millones de dólares, y se planea que cada parte del proyecto sea administrado por diferentes compañías.

Las empresas dedicadas al transporte deberán transportar el Gas de Camisea unos 500 kilómetros desde la zona de extracción hasta la Ciudad de Lima, para ser distribuido en la Ciudad como combustible. Un consorcio internacional integrado por Pluspetrol Perú Corporation, Hunt Oil Company of Perú LLC, SK Corporation e Hidrocarburos Andinos SAC. serán las encargadas de llevar a cabo esta segunda fase del proyecto del Gas de Camisea.

## **1.2 El Gas de Aguaytía**

El yacimiento del gas de Aguaytía fue descubierto por Mobil en 1961.

En 1994 Maple Gas Corporation firma un contrato con PetroPeru, para el desarrollo del gas de Aguaytía, estos incluyen los derechos de explotación del Gas de Aguaytía por 40 años.

En 1995 The Aguaytía Energy Consortium of Perú fue integrado para construir y operar el proyecto integrado de energía de Aguaytía y explotar comercialmente del yacimiento del gas de Aguaytía. La construcción comenzó en 1996 y empezó a operar en Julio de 1998.

El gas de Aguaytía es el primer desarrollo comercial del gas natural en el Perú, e incluye la construcción y operación de plantas de procesamiento y fraccionadores de hidrocarburos.

El proyecto consiste en la construcción y operación de

- Una planta de procesamiento para extraer los condensados del gas natural.
- Líneas de gas de 201 kilómetros.
- Líneas de condensados de gas natural de 98 kilómetros.
- Una planta de fraccionamiento y un centro de distribución de productos.
- Una planta termoeléctrica de combustión de gas.
- La construcción y extensión de la sub-estación de Aguaytía, Tingo María y Paramonga.
- Líneas de transmisión de 220 kilovatios.

El consorcio Aguaytía Energy es propiedad de las siguientes compañías:

- The Maple Gas Corporation del Peru
- Duke Energy International
- El Paso Energy International Company
- Illionova Generating Company
- Power Markets Development Company
- Seuder Latin American Power Fund

CAPITULO II  
MODELOS MATEMATICOS

## 2.1 Modelo matemático usado en una Fraccionadora

Se tiene como dato la composición de la carga, su temperatura, el flujo de entrada, y la presión de operación de la columna, así como la fracción molar de los componentes que se desea obtener en el tope y la fracción molar de los componentes que se desea obtener para el fondo, se determinará el número de platos, la temperatura de cada plato, el flujo en el tope y fondo, además del diámetro de la torre y la altura total.

Para el cálculo del número de platos, se efectuará en dos partes:

- ▶ En la sección de rectificación de la fraccionadora

En el tope se tiene que

$$V^1 = D(1 + r_f^o)$$

**(Ec. 2.1.1)**

Donde  $V^1$  es el flujo ascendente a la salida del plato 1 (mol/hr).  
 $D$  es el flujo a la salida de la columna (mol/hr).  
 $r_f^o$  es la razón reflujo para la zona de rectificación.

Se determina la temperatura del Drum, mediante la siguiente fórmula:

$$\sum k_i^d x_i^d = 1$$

**(Ec. 2.1.2)**

Donde  $k_i$  es el factor definido en la ecuación **(Ec. 2.1.3)**  
 $x_i^d$  es la fracción molar del componente  $i$ .  
 $d$  especifica que los datos son obtenidos del condensador (Drum).

El término  $k_i$  se obtiene de con la ecuación siguiente (ecuación de Redlich-Wong) :

$$k_i = \frac{e^{5.37 (1 + w_i) (1 - \frac{1}{T_r})}}{P_r}$$

(Ec. 2.1.3)

Donde  $P_r$  es la presión reducida, que es la relación entre la presión y la presión crítica del compuesto  $i$ , donde la presión de operación se considera constante a lo largo de la columna solo para esta parte del cálculo. Así se obtiene la temperatura en el Drum ( $t^d$ ), la fracción en el Drum, inicialmente se iguala a la fracción de la carga.  
 $T_r$  es la temperatura reducida, que es la relación entre la temperatura de operación y la temperatura crítica.

La temperatura del tope de la columna se determina de la siguiente manera:

$$\sum x_i^d / k_i^1 = 1$$

(Ec. 2.1.4)

Donde  $x_i^d$  es la fracción molar del componente  $i$ .  
 $k_i^1$  es el factor definido en la ecuación (Ec. 2.1.3), referido al compuesto  $i$  del plato 1.

Se determina así la temperatura del tope de la columna ( $t^1$ ).

Se procede a determinar  $Q_c$

$$\frac{Q_c}{D} = \frac{V_1}{D} \sum x_i^d (H_i^1 - h_i^d)$$

**(Ec. 2.1.5)**

Donde  $Q_c$  es el calor absorbido por el enfriador en la zona de rectificación (cal/hr)  
 $D$  es el flujo a la salida de la columna (mol/hr)  
 $V^1$  es el flujo ascendente a la salida del plato (mol/hr).  
 $x_i^d$  es la fracción molar del componente  $i$ .  
 $H_i^1$  es la entalpía gaseosa del componente  $i$  (cal/mol)  
 $h_i^d$  es la entalpía líquida del Drum (cal/mol).

Ahora se procederá a calcular la temperatura de cada plato ( $t^p$ ), solo la parte de la rectificación, se comienza con  $p=1$

Inicialmente se así  $t^{p+1}=t^p$

$$t^{p+1} = t^{p+1} + \Delta t$$

**(Ec. 2.1.6)**

Donde  $\Delta t$  es un valor asignado inicialmente igual a 0.01  
 $t^{p+1}$  es la temperatura del plato  $p+1$  ( $^{\circ}\text{K}$ ).

Ahora se procede a comparar las dos relaciones

$$r_f^{p'} = \frac{\frac{Qc}{D} - \sum x_i^d (H_i^{p+1} - h_i^d)}{\sum x_i^d (H_i^{p+1} - h_i^p)}$$

**(Ec. 2.1.7)**

Donde  $r_f^{p'}$  es el reflujo re-calculado para el plato p

$Qc$  es el calor absorbido por el enfriador en la zona de rectificación (cal/hr)

$D$  es el flujo a la salida de la columna (mol/hr)

$x_i^d$  es la fracción molar del componente i.

$H_i^l$  es la entalpía gaseosa del componente i (cal/mol)

$h_i^d$  es la entalpía líquida del Drum (cal/mol).

Con la relación siguiente

$$r_f^{p''} = \frac{\sum x_i^d / k_i^{p+1} - 1}{1 - \sum x_i^p / k_i^{p+1}}$$

**(Ec. 2.1.8)**

Donde  $r_f^{p''}$  es el reflujo re-calculado para el plato p

$x_i^d$  es la fracción molar del componente i en el Drum.

$x_i^p$  es la fracción molar del componente i del plato p.

$k_i^{p+1}$  es el factor definido en la ecuación (Ec. 2.1.3) del plato p+1.

Si  $\left| r_f^{p'} - r_f^{p''} \right| > 0.01$ , se continúa con la iteración

De continuarse con la iteración, si  $r_f^{p'} > r_f^{p''}$  entonces

$$t^{p+1} = t^{p+1} - \Delta t, \Delta t = \frac{\Delta t}{10}$$

(Ec. 2.1.9)

Se detiene la iteración si  $\Delta t < 0.0001$

Se obtiene así,  $r_f^p, L^p = Dr_f^p, V^{p+1} = (1 + r_f^p)D$ , también se obtiene la temperatura para el siguiente cálculo ( $t^{p+1}$ )

Se procede a calcular las fracciones del plato siguiente

$$y_i^{p+1} = \frac{r_f^p}{1 + r_f^p} x_i^p + \frac{1}{1 + r_f^p} x_i^d$$

(Ec. 2.1.10)

Donde  $r_f^p$  es el reflujo re-calculado para el plato p

$x_i^p$  es la fracción molar del componente i del plato p.

$x_i^d$  es la fracción molar del componente i en el Drum.

$y_i^{p+1}$  es la fracción molar del componente i en fases gaseosa del plato p+1.

$$x_i^{p+1} = \frac{y_i^{p+1}}{k_i^{p+1}}$$

(Ec. 2.1.11)

Donde  $x_i^{p+1}$  es la fracción molar del componente i, del plato p+1.

$y_i^{p+1}$  es la fracción molar del componente i en fases gaseosa, del plato p+1.

$k_i^{p+1}$  es el factor definido en la ecuación (Ec. 2.1.3), el plato p+1.

► En la sección de agotamiento de la fraccionadora

En el fondo se tiene que

$$\sum k_i^r x_i^r = 1$$

(Ec. 2.1.12)

Donde  $x_i^r$  es la fracción molar del componente i, en el reboiler.

$k_i^r$  es el factor definido en la ecuación (Ec. 2.1.3), referido al compuesto i en el reboiler.

Se obtiene así la temperatura en el fondo( $t^r$ )

Se procede a calcular  $Q_r$

$$\frac{Q_r}{R} = \frac{1}{R} \left( D \sum (x_i^d h_i^d) + R \sum (x_i^r h_i^r) + Q_c - A \sum (x_i^\alpha h_i^\alpha) \right)$$

**(Ec. 2.1.13)**

Donde  $Q_r$  es el calor que desprende el reboiler (cal/hr).  
 $R$  es el flujo que sale por el fondo de la columna (mol/hr)  
 $Q_c$  es el calor absorbido por el enfriador en la zona de rectificación (cal/hr)  
 $D$  es el flujo a la salida de la columna (mol/hr)  
 $x_i^d$  es la fracción molar del componente  $i$ .  
 $H_i^d$  es la entalpía gaseosa del componente  $i$  en el Drum (cal/mol).  
 $h_i^d$  es la entalpía líquida del componente  $i$  en el Drum (cal/mol).  
 $x_i^r$  es la fracción molar del componente  $i$ , en el reboiler.  
 $h_i^r$  es la entalpía líquida del componente  $i$  en el reboiler (cal/mol)  
 $A$  es el flujo en la alimentación  
 $x_i^\alpha$  es la fracción molar del componente  $i$  en la alimentación.  
 $h_i^\alpha$  es la entalpía líquida del componente  $i$  en la alimentación (cal/mol).

Ahora se procede a calcular la temperatura de cada plato ( $t^p$ ) en el agotamiento, se inicia con  $p=1$

Inicialmente se así  $t^{p+1}=t^p$  (°K)

$$t^{p+1} = t^{p+1} - \Delta t$$

**(Ec. 2.1.14)**

Donde  $\Delta t$  es un valor asignado inicialmente igual a 0.01

Ahora se procede a comparar las dos relaciones

$$r_b^{p'} = \frac{\frac{Qr}{R} - \sum x_i^r (H_i^{p+1} - h_i^r)}{\sum y_i^p (H_i^p - h_i^{p+1})}$$

**(Ec. 2.1.15)**

Donde  $r_b^{p'}$  es el reflujo en la zona de agotamiento, para el plato p.

$Qr$  es el calor que desprende el reboiler (cal/hr).

$R$  es el flujo que sale por el fondo de la columna (mol/hr)

$x_i^r$  es la fracción molar del componente i, en el reboiler.

$y_i^p$  es la fracción molar del componente i en la fase gaseosa para el plato p.

$h_i^r$  es la entalpía de la fase líquida del compuesto i en el reboiler (cal/mol).

$h_i^p$  es la entalpía de la fase líquida del compuesto i en el plato p (cal/mol).

$h_i^{p+1}$  es la entalpía de la fase líquida del compuesto i en el plato p+1 (cal/mol).

$H_i^{p+1}$  es la entalpía de la fase gaseosa del componente i en el plato p+1 (cal/mol).

$H_i^p$  es la entalpía de la fase gaseosa del componente i en el plato p (cal/mol).

Con la relación siguiente

$$r_b^{p''} = \frac{1 - \sum x_i^r k_i^{p+1}}{\sum y_i^p k_i^{p+1} - 1}$$

**(Ec. 2.1.16)**

Donde  $r_b^{p''}$  es el reflujo en la zona de agotamiento, para el plato p.

$x_i^r$  es la fracción molar del componente i, en el reboiler.

$y_i^p$  es la fracción molar del componente i en la fase gaseosa para el plato p.

$k_i^{p+1}$  es el factor definido en la ecuación (Ec. 2.1.3), el plato p+1.

Si  $\left| r_b^{p'} - r_b^{p''} \right| > 0.01$ , se continúa con la iteración

De continuarse con la iteración, si  $r_b^{p'} < r_b^{p''}$  entonces

$$t^{p+1} = t^{p+1} + \Delta t, \Delta t = \frac{\Delta t}{10}$$

(Ec. 2.1.17)

Se detiene la iteración si  $\Delta t < 0.0001$

Se obtiene así,  $r_b^p, V^p = Rr_b^p, L^{p+1} = (1 + r_b^p)R$ , también se obtiene la temperatura para el siguiente cálculo ( $t^{p+1}$ )

Se procede a calcular las fracciones del plato siguiente

$$x_i^{p+1} = \frac{r_b^p}{1 + r_b^p} y_i^p + \frac{1}{1 + r_b^p} x_i^r$$

(Ec. 2.1.18)

Donde  $r_b^{p'}$  es el reflujo en la zona de agotamiento, para el plato p.

$x_i^{p+1}$  es la fracción molar del componente i, en el plato p+1.

$y_i^p$  es la fracción molar del componente i en la fase gaseosa para el plato p.

$x_i^r$  es la fracción molar del componente i, en el reboiler.

$$y_i^{p+1} = k_i^{p+1} x_i^{p+1}$$

(Ec. 2.1.19)

Donde  $y_i^{p+1}$  es la fracción molar del componente i en fases gaseosa, del plato p+1.

$x_i^{p+1}$  es la fracción molar del componente i, del plato p+1.

$k_i^{p+1}$  es el factor definido en la ecuación (Ec. 2.1.3), el plato p+1.

Ambas iteraciones se continúan simultáneamente hasta que se cumpla la siguiente relación

$$\left( \frac{x_{cv}}{x_{cl}} \right)_{n+1} \leq \left( \frac{x_{cv}}{x_{cl}} \right)_a \leq \left( \frac{x_{cv}}{x_{cl}} \right)_n$$

$$\left( \frac{x_{cv}}{x_{cl}} \right)_m \leq \left( \frac{x_{cv}}{x_{cl}} \right)_a \leq \left( \frac{x_{cv}}{x_{cl}} \right)_{m+1}$$

Donde  $\left( \frac{x_{cv}}{x_{cl}} \right)_{sub}$  es la relación de la fracción ligera y la fracción pesada del plato indicado

en el subíndice “sub”; El subíndice “a” indica el plato de alimentación.

Se procede a calcular los platos limites E y R que son los que conservan las composiciones deseadas inicialmente, para lo cual se procede primero a calcular las siguiente expresiones:

$$p = \frac{\left( \frac{x_{cv}}{x_{cl}} \right)_n - \left( \frac{x_{cv}}{x_{cl}} \right)_a}{\left( \frac{x_{cv}}{x_{cl}} \right)_n - \left( \frac{x_{cv}}{x_{cl}} \right)_{n+1}} \quad \text{y} \quad q = \frac{\left( \frac{x_{cv}}{x_{cl}} \right)_a - \left( \frac{x_{cv}}{x_{cl}} \right)_m}{\left( \frac{x_{cv}}{x_{cl}} \right)_{m+1} - \left( \frac{x_{cv}}{x_{cl}} \right)_m}$$

(Ec. 2.1.20 - Ec. 2.1.21)

Si  $p + q > 1$  se continúa el cálculo hasta la etapa  $m + 2$

Si  $p + q < 1$  y  $q > p$  se continúa el cálculo hasta la etapa  $m + 2$

Terminado estos cálculos, se procede a re-calcular las composiciones del destilado y del residuo con la fórmula de la Humble Oil Refining Company.

$$\Delta x_i^d = \frac{\frac{x_i^E - x_i^R}{x_i^E} - \frac{x_i^E}{x_i^d} - \frac{x_i^R}{x_i^r}}{\frac{x_i^E}{x_i^d} - \frac{x_i^R}{x_i^r}}$$

$$x_i'^d = x_i^d + \Delta x_i^d$$

$$x_i'^r = x_i^r + \Delta x_i^d$$

(Ec. 2.1.22 -Ec. 2.1.23)

Se vuelve entonces a volver a realizar los cálculos con las nuevas composiciones.

La iteración termina cuando se cumple que  $|x_i^E - x_i^R| \leq \varepsilon$ ,  $\varepsilon$  es el grado de precisión.

El número platos teóricos requerido será  $N_t = m + n$ , la eficiencia de los platos se define como  $E = 63(\alpha\mu)^{-0.212}$ , el número de platos reales será  $N_R = N_t / E$ .

Se determina el diámetro de la columna, la cual debe ser lo suficientemente grande para manejar el flujo del gas y del líquido.

$$D_m = \left( \frac{4V}{\pi C'' \sqrt{d_l / d_v - 1}} \right)$$

(Ec. 2.1.24)

Donde  $d_l$  es la densidad del líquido y  $d_v$  es la densidad del vapor ( $\text{kg/m}^3$ ).

$V$  es el flujo del gas ( $\text{m}^3/\text{s}$ ).

$C''$  es una constante que depende del diámetro y la separación entre platos ( $\text{m}^2/\text{s}$ ).

$D_m$  es el diámetro de la torre (m).

Donde  $V$  se calcula con la siguiente fórmula :

$$V = 2.279 * 10^{-5} * D * (1 - r_f) * \frac{T}{P}$$

(Ec. 2.1.25)

Donde  $V$  es el flujo de gas  
 $D$  es el flujo a la salida de la columna  
 $T$  es la temperatura del vapor (°K)  
 $P$  es la presión del vapor que puede ser considerada igual a la presión de operación (bar).

Diámetro de la Torre(m)	Espaciamento de los platos(cm)	Constante C'
1<	30	229
1-1.5	45	427
1.5-6	60	537

**Tabla 2.1.1**

Se escoge como espaciamento el primer valor de la tabla ( $C'=229$ ), se calcula del diámetro, si no se ajusta con la tabla, se escoge el siguiente valor.

Determinado el espaciamento y el diámetro de la torre, se procede a estimar la altura total de la torre para lo cual tenemos que:

$$A_{SHELL} = N_R * t + A_{TOPE} + A_{FONDO} + N_{MAN} * t$$

(Ec. 2.1.26)

Donde  $A_{TOPE}$  es la altura de la parte superior de la columna que por defecto es 1 metro.  
 $A_{FONDO}$  es la altura de la parte inferior de la columna que por defecto es 2,5 metros  
 $N_{MAN}$  es el número de manholes que tendrá la columna que por defecto es:

$$N_{MAN} = INT(N_R / 10) + 1$$

(Ec. 2.1.27)

Donde  $N_{MAN}$  es el número de manholes que tendrá la columna.  
 $N_R$  es el número de platos de la columna.  
 $INT$  es una expresión matemática para convertir un número real al entero próximo inferior.

Teniendo dimensionado la columna se procederá a estimar el costo de cada parte de la columna, para obtener el costo total para el año 1975, después de lo cual se corrige según los índices de inflación de Nelson Farrar, estimándose el costo que tendría para el año 2000.

Cálculo del espesor de pared en la torre( $e_b$ )

$$e_b = \frac{PR}{\alpha t - 0.6P} + 3$$

(Ec. 2.1.28)

Donde  $e_b$  es el espesor de pared de la torre que se requiere (mm)  
 $P$  es la presión de operación (bar)  
 $R$  es radio interno de la torre (mm)  
 $t$  es factor de máxima fuerza permitida en la pared de la torre, que depende del tipo de acero elegido (Vea Tabla 2.1.2).  
 $\alpha$  coeficiente de soldadura, por defecto se asume 1.0

Si  $e_b < 8$  mm entonces se iguala  $e_b = 8$  mm;

Factor de máxima fuerza permitida en la pared de la torre con respecto a tipo de acer y a la temperatura promedio sometida

Designaciones ASTM	Temperalure, °C							
	-4 a 343	371	399	427	454	482	510	538
Aceros blandos								
SA 201 B	1,055	1,009	910	759	606	457	316	176
SA 212 B	1,230	1,167	1,037	844	650	457	316	176
SA 265 A	791	773	721	633	545	457		
SA 285 B	879	851	784	675	566	457		
SA 285 C	967	931	847	717	587	457		
Aceros semi-blandos								
SA 203 A/B	1,142	1,090	974	601	629	457	316	176
SA 302 B	1,046	1,046	1,046	1,343	1,181	931	703	439
SA 357		942	921	900	872	808	703	513
SA 387 C	1,055	1,055	1,055	1,055	1012	921	773	548

Designaciones ASTM	Temperatura, °C									
	-4 a 38	93	149	204	260	343	399	454	482	538
Acero sin aleaciones										
SA 240-304	1,318	1,195	1,125	1,086	1,062	1,044	1,033	1,005	984	879
304 L	1,230	1,195	1,125	1,055	984	879	808			
310 S	1,318	1,318	1,301	1,279	1,244	1,188	1,142	1,047	970	738
316	1,318	1,318	1,258	1,230	1,209	1,199	1,788	1,160	1,125	984
316 L	1,230	1,230	1,111	1,037	984	946	914	861		
317	1,318	1,318	1,258	1,230	1,209	1,199	1,188	1,160	1,125	984
321	1,318	1,318	1,195	1,111	1,069	1,044	1,033	1,005	991	949
347	1,318	1,318	1,195	1,111	1,069	1,044	1,033	1,005	991	949
410	1,142	1,097	1,082	1,026	995	963	921	651	773	450

Tabla 2.1.2

Se procede a calcular el peso(W), el cual será

$$W = W_{SHELL} + W_{SKIRT} + 2W_{HEAD}$$

**(Ec. 2.1.29)**

Donde  $W_{SHELL}$  es el peso solo de la cáscara (kg)  
 $W_{SKIRT}$  es el peso solo de parte inferior que sostiene la columna (kg).  
 $W_{HEAD}$  son los pesos de las cabezas del fondo y el tope (kg).

Calculando  $W_{SHELL}$  :

$$W_{SHELL} = \rho_{acero} D_m A_{SHELL} e_b$$

**(Ec. 2.1.30)**

Donde  $\rho_{acero}$  es la densidad del acero elegido para la pared de la columna, que por defecto será 24.7 (m<sup>2</sup> es un mm de espesor).  
 $D_M$  es el diámetro de la columna (m)  
 $A_{SHELL}$  es la altura total de la cáscara (m)  
 $e_b$  es el espesor de pared de la columna (Vea la Ec. 2.1.28). (mm)

Calculado  $W_{SKIRT}$ :

$$W_{SHIRT} = \rho_{AceroSHIRT} D_m A_{SHIRT} e_{SHIRT}$$

**(Ec. 2.1.31)**

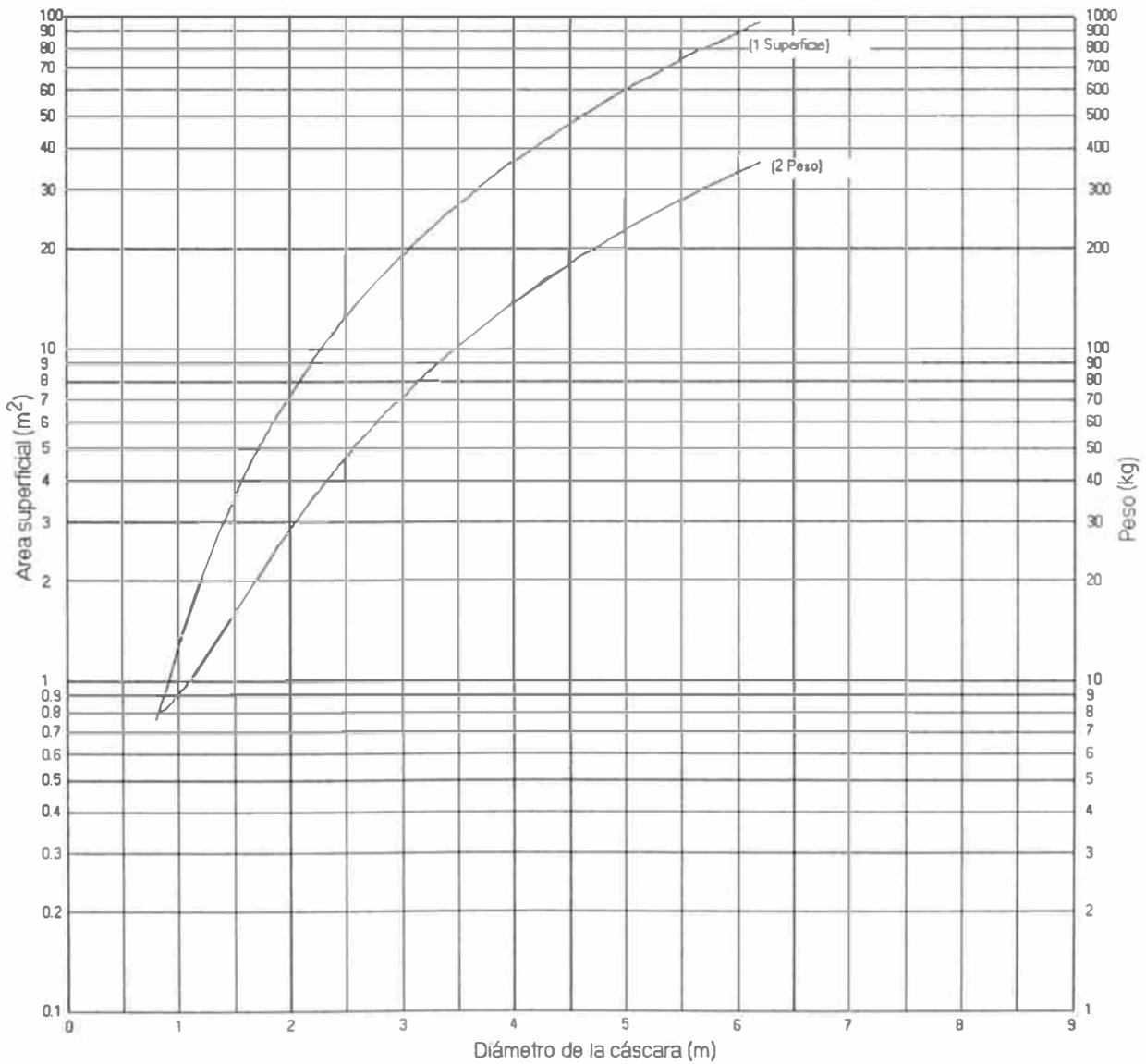
Donde  $\rho_{aceroSHIRT}$  es la densidad del acero elegido para la parte inferior de la columna (shirt), que por defecto será 24.7 (m<sup>2</sup> es un mm de espesor).  
 $D_M$  es el diámetro de la columna (m)  
 $A_{TORRE}$  es la altura total de la parte inferior de la columna (shirt), que por defecto será 3 m (m).  
 $e_{bSHIRT}$  es el espesor de pared de la parte inferior de la columna (shirt), que estará de acuerdo con el número de platos de la columna (Vea Tabla 2.1.3) (mm).

Número de Platos	$e_{bSHIRT}(mm)$
Si $N_R < 12$	8
Si $N_R \geq 12$ y $NR \leq 33$	10
SI $N_R > 33$	20

**Tabla 2.1.3**

Calculando  $W_{HEAD}$  :

La siguiente gráfica (Fig. 2.1.1) se usa para calcular el peso de las cabezas( $W_{HEAD}$ ).



**(Fig. 2.1.1)**

De la Fig. 2.1.1 se tienen las siguientes ecuaciones

$$W_{HEAD} = \frac{25.2 - 30.4D_M + 23.2D_M^2}{2} e_b$$

**(Ec. 2.1.32)**

$$S_{HEAD} = 1.050618 - 2.685006 * Dm + 2.8939492104 * Dm^2$$

**(Ec. 2.1.33)**

Donde  $W_{HEAD}$  es el peso de la cabeza de la torre (kg).  
 $S_{HEAD}$  es el área superficial de las cabezas de la torre (m<sup>2</sup>).  
 $D_M$  es el diámetro de la cáscara (m)  
 $e_b$  es el espesor de las cabezas que por defecto será igual al espesor de la cáscara.  
(Vea Ec. 2.1.28) (mm)

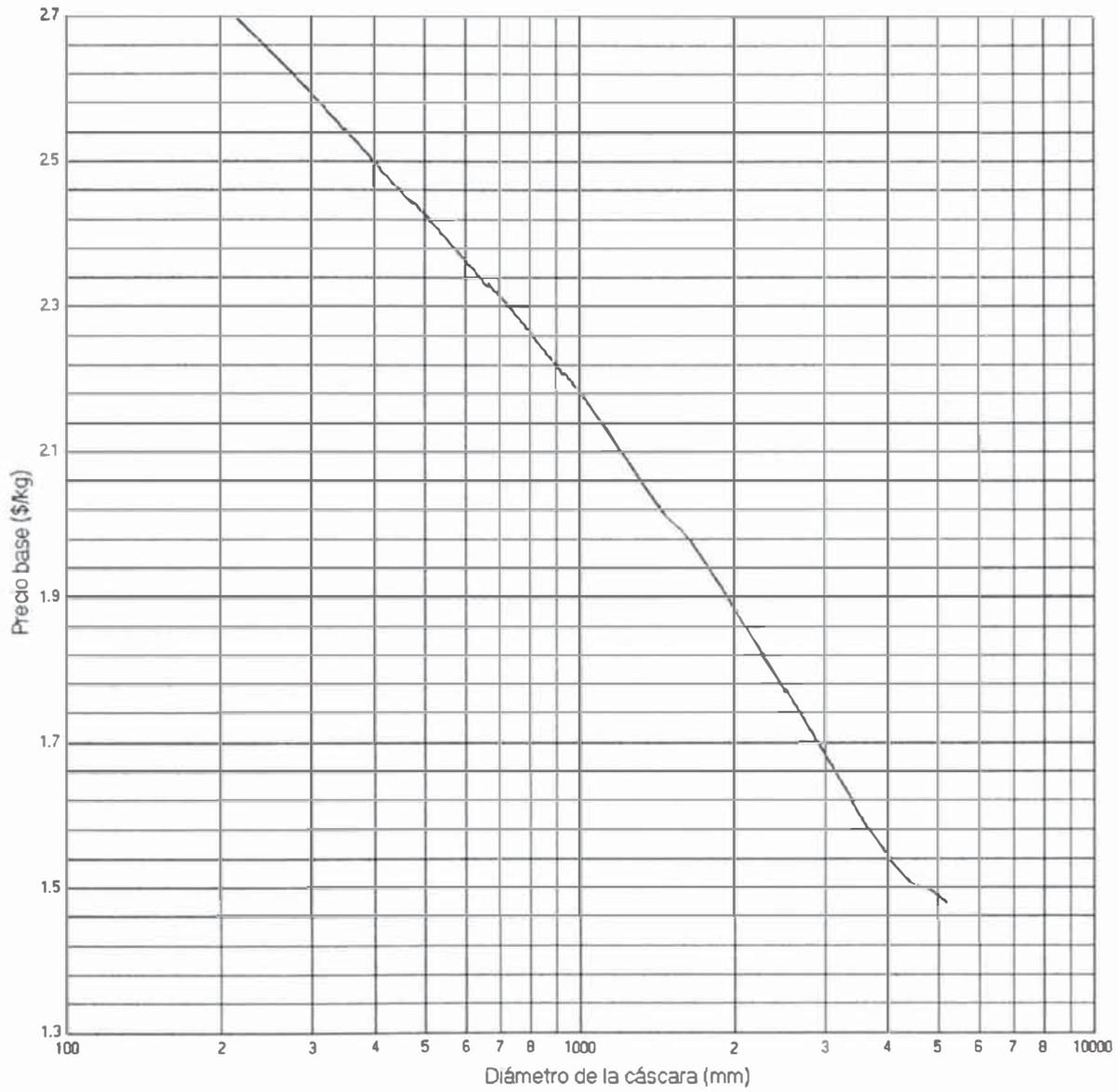
Ahora se calcula el precio de la cáscara( $P_{SHELL}$ ) y la cabeza( $P_{HEAD}$ ):

$$P_{SHELL} = P_{BASE} * W_{SHELL} * f_e * f_m$$
$$P_{HEAD} = 2 * P_{BASE} * W_{HEAD} * f_e * f_m$$

**(Ec. 2.1.34 - Ec. 2.1.35)**

Donde  $P_{BASE}$  es el precio base (Vea Fig. 2.1.2) en dólares.  
 $f_e$  es el factor de corrección por espesor (Vea Ec. 2.1.36).  
 $f_m$  es el factor de corrección por el tipo de acero (Vea Tabla 2.1.5).  
 $W_{SHELL}$  es el peso que corresponde a la cáscara (Kg).  
 $W_{HEAD}$  es el peso que corresponde a la cabeza (Kg).

El precio base ( $P_{BASE}$ ) es calculado sobre la base de la siguiente gráfica (Fig. 2.1.2).



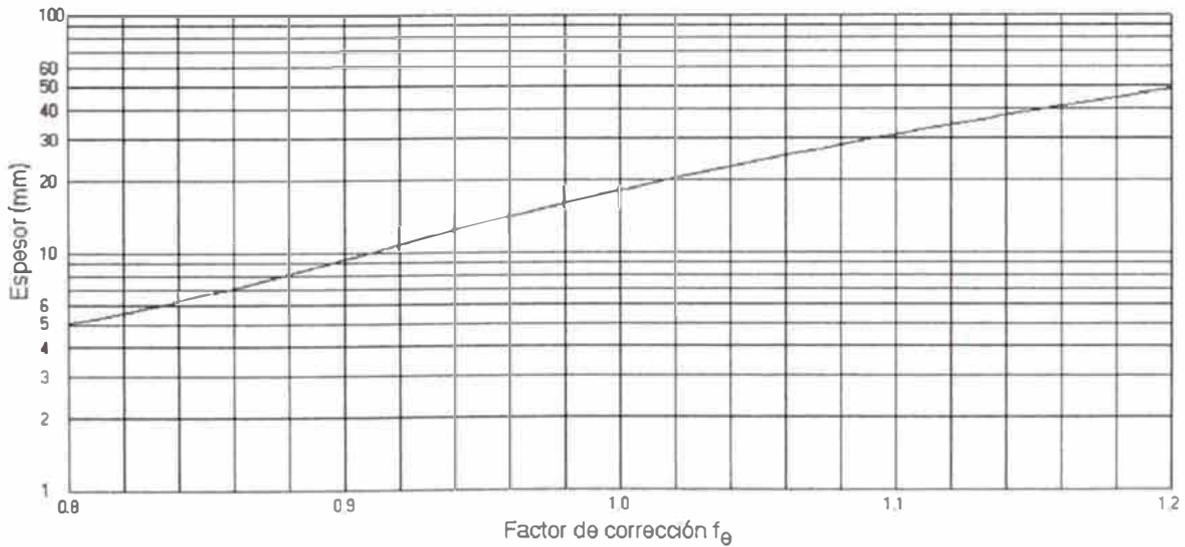
(Fig. 2.1.2)

De la gráfica (Fig. 2.1.2) se obtiene los siguiente puntos (Tabla 2.1.4), que por interpolación de Lagrange que son usados para obtener el precio base de la cáscara y las cabezas.

X	Y
213.799	2.699
299.993	2.555
399.586	2.431
548.080	2.303
784.117	2.161
1088.692	2.023
1132.709	2.004
1778.886	1.816
2030.438	1.757
3013.754	1.586
4004.182	1.475
4961.587	1.435
5999.854	1.405
6926.416	1.394

**Tabla 2.1.4**

El factor de corrección por espesor ( $f_e$ ) es calculado en base la siguiente gráfica (Fig. 2.1.3).



**(Fig. 2.1.3)**

De la gráfica anterior (Fig. 2.1.3) se obtiene la siguiente fórmula (Ec. 2.1.36)

$$f_e = 0.357177 + 0.07985 * e_b - 0.0018294756 * e_b^2$$

(Ec. 2.1.36)

Donde  $f_e$  es el factor de corrección por el espesor de las planchas de acero de la columna.

$e_b$  es el espesor (mm).

Para obtener el factor de corrección por el tipo de acero elegido ( $f_m$ ) es usado la tabla siguiente (Tabla 2.1.5).

Factor de corrección del factor $f_m$ para diferente tipo de aceros			
Codigo de designación			$f_m$
ASTM	AISI	Otros	
SA 285 C	-	-	1
SA 203 A - D	-	-	1.3
SA 357	-	-	2
SA 240	304	-	2.6
SA 240	304 L	-	3
SA 240	310 S	-	3.8
SA 240	316	-	2.9
SA 240	316 L	-	3.3
SA 240	316 (Ti)	-	3.1
SA 240	321	-	2.7
SA 240	347	-	2.9
SA 240	410	-	2.4
-	-	Uranus 50	3.6
-	-	Uranus B6	4.8
-	-	Monel 400	8.8
-	-	Inconel 600	10
-	-	Inconel 625	13.8
-	-	Hascalloy G	12.5

Tabla 2.1.5

Si la corrosión se un factor importante, se debiese agregar para:

Espesor (mm) de la cáscara	Se agregará
$eb \geq 8$ y $eb \leq 20$	Revestimiento
$eb > 20$	Forro
<b>Tabla 2.1.5</b>	

Para calcular el precio del revestimiento(  $P_{REV}$  ) se usará la siguiente fórmula

$$P_{REV} = 109(3.14D_M A_{SHELL} + S_{HEAD})f_e' f_c' f_m'$$

**(Ec. 2.1.37)**

Donde

$D_M$  es el diámetro de la columna (m)

$A_{SHELL}$  es la altura de la cáscara (m)

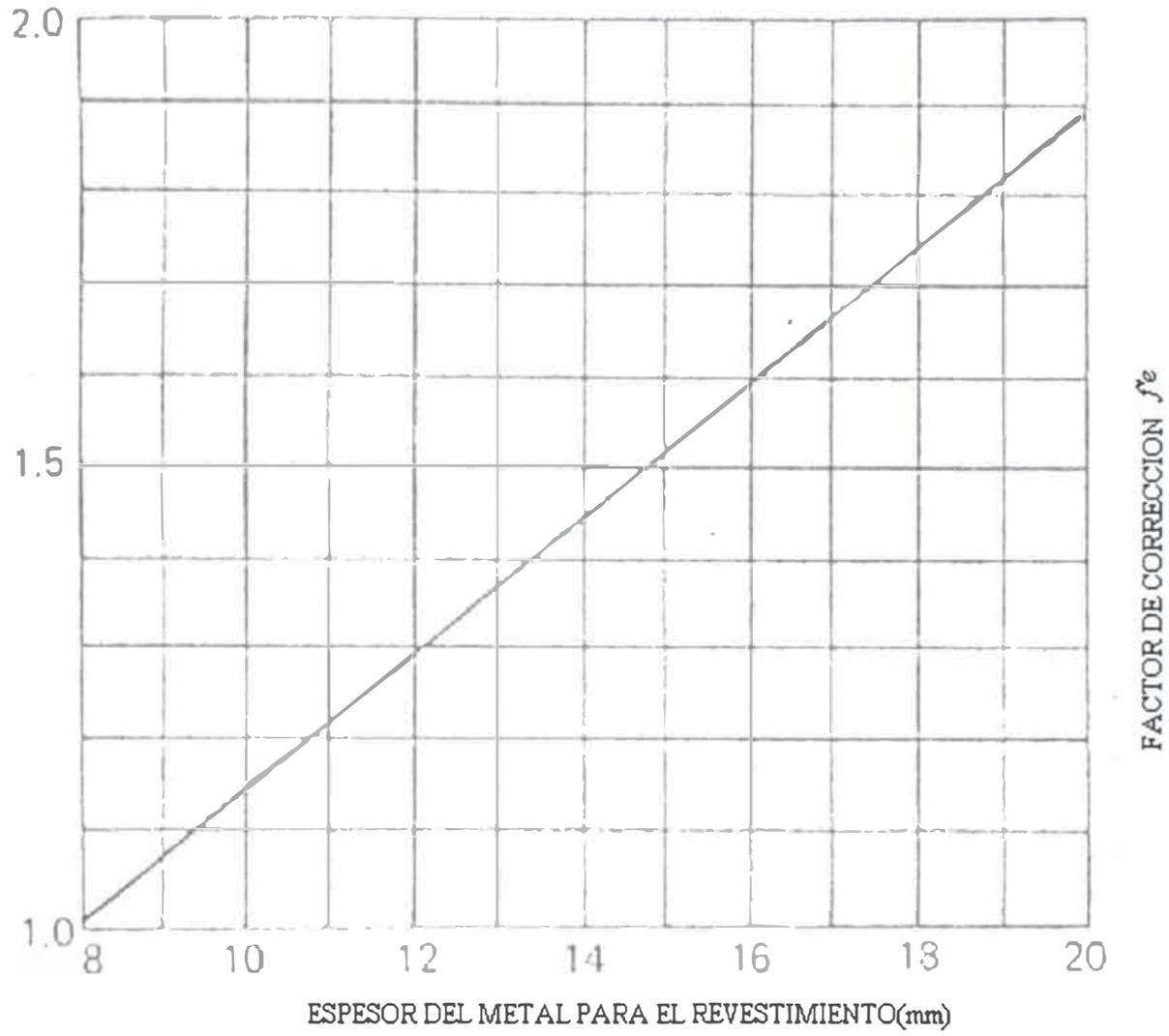
$S_{HEAD}$  es la superficie de las cabezas (Vea Ec. 2.1.33). (m<sup>2</sup>)

$f_e'$  es el factor de corrección del espesor (Vea Ec. 2.1.38).

$f_c'$  es el factor de corrección del porcentaje del revestimiento (Vea Tabla 2.1.6).

$f_m'$  es el factor de corrección para el tipo de acero especificado (Vea Tabla 2.1.6).

El factor de corrección por espesor ( $f_e'$ ) es calculado sobre la base de la gráfica siguiente (Fig. 2.1.4).



(Fig. 2.1.4)

De la Fig. 2.1.4 se obtiene la siguiente formula:

$$f_e' = 0.473784 + 0.064178 * e_{bCladding} + 0.0003561569 e_{bCladding}^2$$

**(Ec. 2.1.38)**

Donde  $f_e'$  es el factor de corrección del espesor

$e_{bCladding}$  es el espesor del revestimiento en mm, que por defecto es 8 mm.

La siguiente tabla (Tabla 2.1.6) es usada para obtener el factor de corrección por porcentaje de revestimiento ( $f_c$ ) y el factor de corrección para diferentes aceros ( $f_m$ ).

Factores de corrección para diferentes aceros ( $f_m$ ) y espesores $f_c$			
Designación	$f_m$	Porcentaje del espesor para el revestimiento ( $f_c$ )	
		10%	20%
Aceros sin aleación			
304	1.00	1	1.15
304 L	1.05	1	1.00
310 S	1.25	1	1.25
316	1.20	1	1.15
347	1.05	1	1.15
410	0.95	1	1.25
Monel	2.40	1	1.25
Inconel	2.70	1	1.25

**Tabla 2.1.6**

Para calcular el precio del forro ( $P_{FORRO}$ ) se usará la siguiente fórmula

$$P_{FORRO} = 182(3.14 D_M A_{SHELL} + S_{HEAD}) f_e'' f_m''$$

**(Ec. 2.1.39)**

Donde  $D_M$  es el diámetro de la columna (m)

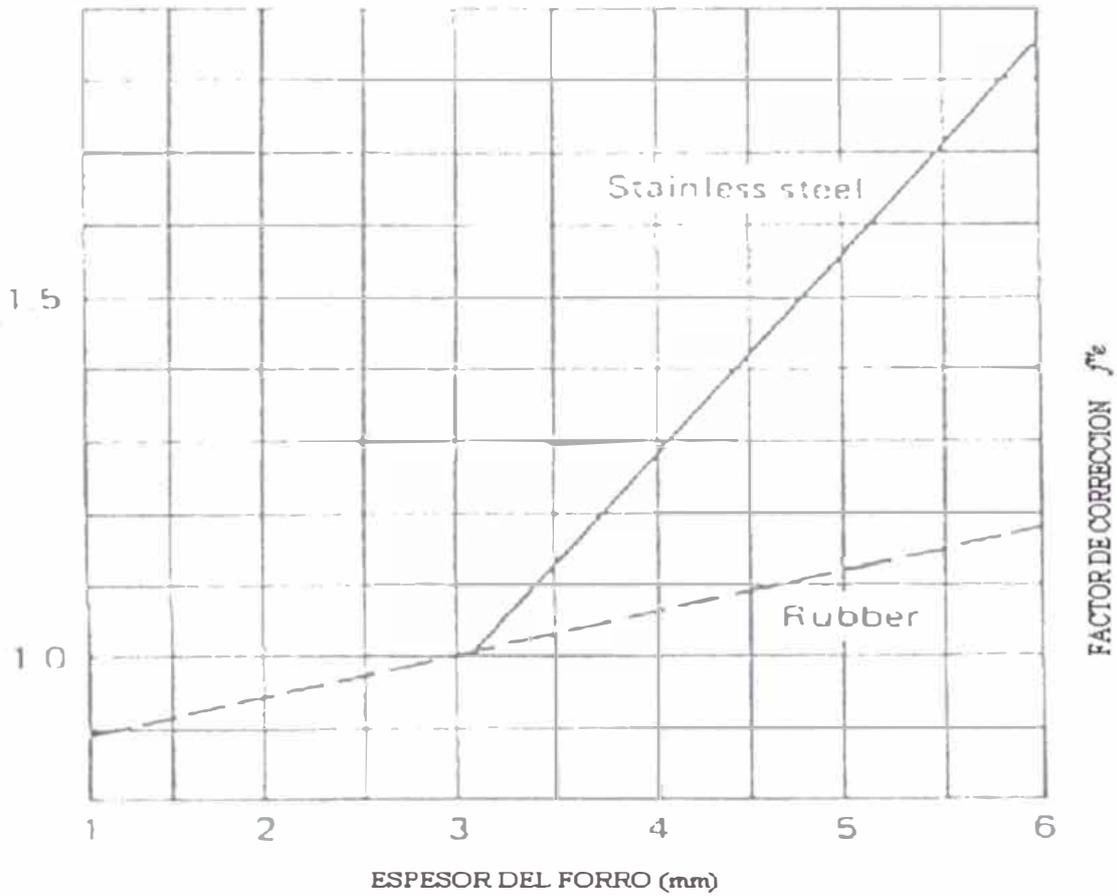
$A_{SHELL}$  es la altura de la cáscara (m)

$S_{HEAD}$  es la superficie de las cabezas (Vea Ec. 2.1.33) (m<sup>2</sup>)

$f_e''$  es el factor de corrección del espesor (Ver Ec. 2.1.40 y Ec. 2.1.41).

$f_m''$  es el factor de corrección para el tipo de acero especificado. (Ver Tabla 2.1.7).

Para calcular el factor de corrección por espesor ( $f''_e$ ), se usa la gráfica siguiente (Fig. 2.1.5).



(Fig. 2.1.5)

De la gráfica anterior (Fig.2.1.5) se obtienen las siguientes fórmulas

Para aceros sin aleaciones

$$f''_e = -0.014485 + 0.349991 * e_{bForro} - 0.006007521 * e_{bForro}^2$$

**(Ec. 2.1.40)**

Donde  $f''_e$  es el factor de corrección del espesor

$e_{bForro}$  es el espesor del forro en mm, por defecto es 3 mm.

Para el caucho como materias del forro

$$f_e'' = 0.836727 + 0.05160 * e_{bForro} + 0.0011057148 * e_{bForro}^2$$

**(Ec. 2.1.41)**

Donde  $f_e''$  es el factor de corrección del espesor

$e_{bForro}$  es el espesor del forro en mm, por defecto es 3 mm.

Para obtener el factor de corrección para tipo de acero ( $f''m$ ), se usa la tabla siguiente (Tabla 2.1.7).

Factor de corrección $f''m$ de materias para el forro	
Designacion	$f''m$
Aceros sin aleación	
304	1
304 L	1.1
310 S	1.35
3f6	1.25
347	1.1
410	0.95
Monel	2.5
Inconel	2.8
Diferentes cauchos	
Caucho natural lineal	0.3
Caucho sintético lineal	0.4

**Tabla 2.1.7**

Ahora se calcula el precio de la parte inferior de la columna ( $P_{SKIRT}$ ):

$$P_{SKIRT} = P_{BASE} * W_{SKIRT} * f_e$$

**(Ec. 2.1.42)**

Donde  $P_{SKIRT}$  es el precio estimado para la parte inferior de la columna (skirt), en dólares.

$P_{BASE}$  es el precio base que depende del diámetro de la cáscara (Vea Fig. 2.1.3) en dólares.

$W_{SKIRT}$  es el peso de la parte inferior de la columna (skirt) (kg).

$f_e$  es el factor de corrección por espesor (Ec. 2.1.36)

Se procede a calcular el precio de los accesorios

$$P_{ACCE} = P_{(2W_{HEAD} + W_{SKIRT} + W_{SHELL})} f_{am}$$

**(Ec. 2.1.43)**

Donde  $P_{(2W_{HEAD} + W_{SKIRT} + W_{SHELL})}$  es el precio base depende del peso total de la torre (Vea Tabla 2.1.8);

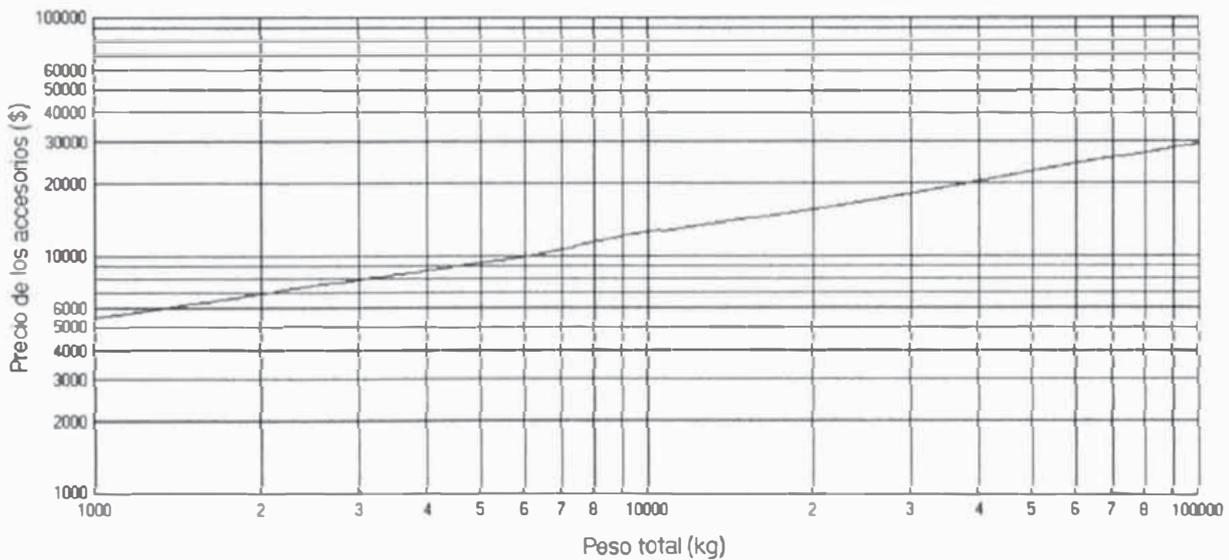
$W_{HEAD}$  es el peso de las cabezas (kg)

$W_{SKIRT}$  es el peso de la parte inferior de la columna (skirt) (kg)

$W_{SHELL}$  es el peso de la cáscara (kg)

$f_{am}$  es el factor de corrección para los tipos de acero escogidos (Ver Tabla 2.1.9).

Para estimar el precio base para los accesorios, se usa la gráfica siguiente (Fig. 2.1.6).



**(Fig. 2.1.6)**

De la gráfica anterior (Fig. 2.1.6) se obtiene la tabla siguiente:

Peso (Kg)	Precio(MUS\$)
1087.95	5620
1974.31	6880
3017.29	7920
4023.56	8650
6715.77	10410
8169.21	11510
12941.83	13540
17992.32	14970
34694.13	19260
60146.90	24370
83079.39	27360
96957.94	29180

**Tabla 2.1.8**

Para obtener el factor de corrección para tipos de aceros, se usa la siguiente tabla (Tabla.2.1.9).

Factor de correccion para Materiales de Contruccion de Accesorios en Torres		
Material Designacion		Correction Factor
ASTM	AISI	$f_{am}$
SA 285 C		1.0
SA 203 A a D		1.2
SA 357		1.6
SA 240	304	3.0
SA 240	310 S	4.1
SA 240	316	3.4
SA 240	321	3.0
SA 240	347	3.3
Monel		9.0
Inconel		11.0

**Tabla 2.1.9**

Ahora se procede a calcular el precio de los platos:

$$P_{PATOS} = P_{(D_{PLATO}, MATERIAL)} * f_{pl} * f_{ee} * f_{pa} * f_{cr}$$

**(Ec. 2.1.44)**

Donde  $P_{(D_{PLATO}, MATERIAL)}$  es el precio base que depende del diámetro del plato y material (Tabla 2.1.10).

$D_{PLATO}$  es el diámetro del plato (m)

$MATERIAL$  es el tipo de acero que esta hecho el plato

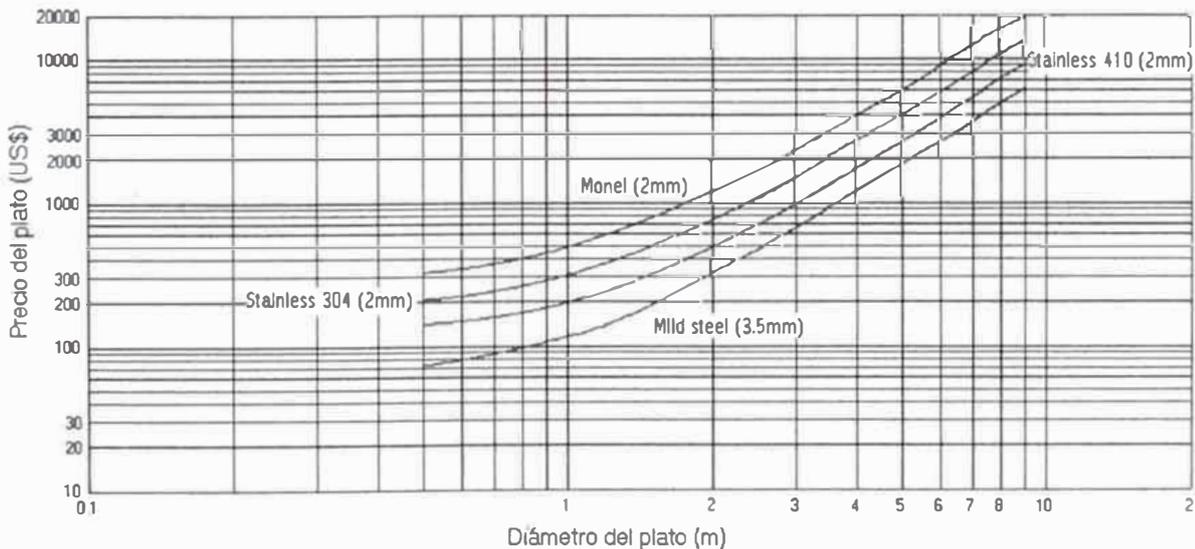
$f_{ee}$  es el factor de corrección para diferentes espesores del plato (Vea Tabla 2.1.11).

$f_{cr}$  es el factor de corrección para tipos de flujos establecido para operar el plato (Vea Tabla 2.1.12).

$f_{pl}$  es el factor de corrección para diferentes tipos de platos (Vea Tabla 2.1.13).

$f_{pa}$  es el factor de corrección por la cantidad de platos requeridos (Ver Tabla 2.1.14).

Para estimar el precio base de los platos, se usa la siguiente gráfica (Fig. 2.1.7).



**(Fig. 2.1.7)**

De la Fig. 2.1.7 se obtiene la siguiente tabla (Tabla 2.1.10).

Diámetro del Plato	Materiales			
	Mild steel 3.5mm	Stainless 410 2mm	Stainless 304 2mm	Monel 2mm
0.501	73.421	141.773	208.323	323.642
0.818	98.402	171.467	263.638	410.972
1.259	148.323	253.214	397.675	630.277
1.977	311.184	477.869	743.739	1172.219
2.892	622.178	916.901	1397.002	2144.126
3.968	1181.956	1692.630	2639.843	3962.750
5.207	2010.403	2881.884	4432.681	6568.449
6.524	3129.135	4606.795	6985.551	10753.491
8.288	5261.307	7818.676	11591.737	17135.358
9.989	7467.485	11170.185	16157.278	21943.964

**Tabla 2.1.10**

El factor de corrección( $f_{ee}$ ) por el espesor, se usa la tabla siguiente (Tabla 2.1.11).

Factor de corrección por espesor ( $f_{ee}$ )	
Espesor en mm	Factor de corrección
2.0	1.00
3.5	1.25
6.0	1.60
12	2.50

**Tabla 2.1.11**

El factor de corrección( $f_{cr}$ ) para tipo de flujo, se usa la tabla siguiente (Tabla 2.1.12).

Factor de corrección por tipo de flujo ( $f_{cr}$ )	
Tipo de flujo	Factor de corrección
Flujo de simple	1.00
Flujo doble	1.12
Flujo cuádruple	1.35

**Tabla 2.1.12**

El factor de corrección para el tipo de plato (fpl), se usa la siguiente tabla (Tabla 2.1.13)

Factor de corrección por tipo de plato ( $f_{pl}$ )	
Tipo	Factor de corrección
Plato con capucha	1.65
Plato con válvulas	1.00
Plato perforado	0.70

**Tabla 2.1.13**

El factor de corrección por el número de platos(fpa), se usa la siguiente tabla (Tabla 2.1.14).

Factor de corrección por numero platos ( $f_{pa}$ )	
Numero de platos	Factor de corrección
0-15	1.00
16-50	0.95
51-75	0.92
> 75	0.90

**Tabla 2.1.14**

Se procede ahora a estimar el precio final

$$P_{FINAL(1975)} = 1.15(P_{HEAD} + P_{SHELL} + P_{REV} + P_{FORRO} + P_{SKIRT} + P_{ACCE} + P_{PLATOS})$$

**(Ec. 2.1.45)**

Donde  $P_{FINAL(1975)}$  es el precio estimado de la torre para el año base de 1975 (US\$)

$P_{HEAD}$  son los precios estimados para las cabezas (US\$).

$P_{SHELL}$  es el precio estimado para la cáscara (shell) (US\$).

$P_{REV}$  es el precio estimado para el revestimiento, si es usado (US\$).

$P_{FORRO}$  es el precio estimado para el forro, si es usado (US\$).

$P_{SKIRT}$  es el precio estimado para el fondo de la columna (skirt) (US\$)

$P_{ACCE}$  es el precio estimado para los accesorios que acompañan a la torre (US\$).

$P_{PLATOS}$  es el precio estimado para el total de platos que dispone la torre (US\$).

Obtenido el precio total de la fraccionadora se procede a corregirlo, de acuerdo a los **Indices de Inflación de Nelson Farrar.**

Año	Indice de inflación de Nelson para la Fraccionadora
1954	151.0
1972	278.5
1975	326.5
1994	808.4
1995	837.1
1996	849.6
1997	859.3
1998	869.0
1999	878.7
2000	888.5

**Tabla 2.1.15**

El precio obtenido para el año 1975 con un índice de 326.5 deberá ser corregido para el año 2000 con un índice de 888.5, entonces:

$$P_{2000} = \frac{P_{1975} * 326.5}{888.5}$$

**(Ec. 2.1.46)**

## 2.2 Modelo matemático usado para las tuberías y accesorios

Se tiene como dato, la composición, temperatura, presión de entrada y la presión de salida requerida, además de la longitud total de la tubería, también se conoce los accesorios (válvulas, codos) que forman parte del sistema; Se deberá calcular el diámetro óptimo y es espesor que implique satisfacer los requerimientos del proceso a un menor costo posible.

Se procede a un balance de materia

$$\int_{v_1}^{v_2} \frac{\bar{v} d\bar{v}}{g_c \alpha} + \int_{z_1}^{z_2} \frac{g dz}{g_c} + \int_{P_1}^{P_2} V dp + \sum F + W_f' = Error$$

(Ec. 2.2.1)

Donde

$\bar{v}$  es la velocidad lineal del fluido en un determinado punto (m/s).

$\alpha$  es el factor de corrección de energía cinética (adimensional), Fig.2.2.1.

$dz$  es la diferencia de altura entre el punto inicial y el punto final (m).

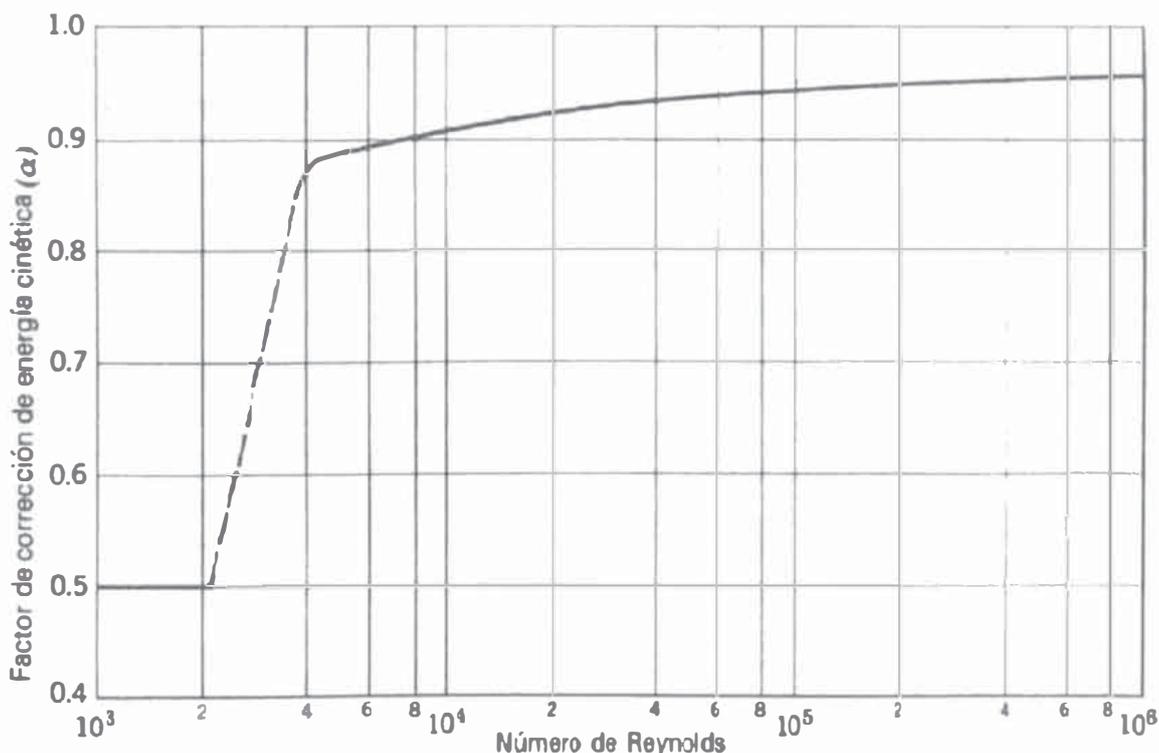
$V$  es el volumen específico ( $m^3/Kg$ ).

$dp$  es la diferencia de presión entre el punto inicial y final (atm)

$\sum F$  es el término de fricción

$W_f'$  es el fuerza, producido por una bomba

*Error* es un número obtenido, cuando se supone un diámetro  $D$ , es número debe ser lo más cercano a cero, para que el diámetro  $D$  sea el correcto.



(Fig. 2.2.1)

De la gráfica (fig. 2.2.1) se extrae la siguiente tabla

X	Y
1000.00	0.50
1983.81	0.50
2133.80	0.50
2221.31	0.53
2830.45	0.67
3448.90	0.80
3908.14	0.87
4156.86	0.88
5530.42	0.89
6363.17	0.90
13636.24	0.91
27876.97	0.93
98450.40	0.94
393226.37	0.95
992771.85	0.95

**Tabla 2.2.1**

De la tabla 2.2.1, X representa el valor el Numero de Reynolds (Nre), e Y representa el valor de  $\alpha$ .

Para resolver la ecuación (Ec. 2.3.1) tenemos primero que suponer un diámetro  $D$ , y luego obtener el valor de *ERROR*, después aumentar o disminuir el valor de  $D$  hasta que el valor de *ERROR* sea lo más cercano a 0.

Es necesario efectuar 4 pasos por cada iteración

1. Se supone un diámetro  $D = 0.1$  m y un  $\Delta D = 0.1$  m.
2. Se procede a obtener el término de fricción

$$\sum F = \int_{L_1}^{L_2} \frac{f \bar{v}^2}{2g_c D} dL$$

(Ec. 2.2.2)

Donde  $f$  es el factor de fricción (adimensional).

$\bar{v}$  es la lineal del fluido en un determinado punto (m/s).

$D$  es el diámetro de la tubería para el segmento comprendido entre  $L_1$  y  $L_2$  (m).

$dL$  es la diferencia entre la longitud  $L_1$  y  $L_2$  (m); incluye también la longitud extra debida a los accesorios y cambios bruscos de diámetro de tubería.

$L_1$  y  $L_2$  son puntos del segmento de la tubería donde del diámetro  $D$  es constante.

Para resolver la ecuación (Ec. 2.2.2) se debe resolver por tramos, de tal manera que cada tramo tenga un diámetro  $D$  constante.

Para calcular  $f$  se debe primero estimar el Número de Reynolds.

$$N_{RE} = \frac{DG}{\mu}$$

**(Ec. 2.2.3)**

Donde  $N_{RE}$  es el número de Reynolds (adimensional), según el cual podemos determinar en que régimen nos encontramos. Ver tabla 2.2.2.  
 $D$  es el diámetro de tubería (m)  
 $G$  es la velocidad másica ( $\text{Kg/s-m}^2$ ), ver Ecuación (Ec. 2.2.4)  
 $\mu$  es la viscosidad promedio del fluido. ( $\text{Kg/s-m}$ )

Se obtiene la velocidad másica según la siguiente ecuación

$$G = \frac{W}{S}$$

**(Ec. 2.2.4)**

Donde  $W$  es el flujo másico ( $\text{Kg/s}$ ), es dato ingresado por el usuario.  
 $S$  es el área transversal ( $\text{m}^2$ )

$$S = \frac{\pi D^2}{4}$$

**(Ec. 2.2.5)**

NRE	Régimen
< 2800	Laminar
> 2800 y <3600	Laminar - Turbulento
> 3600	Turbulento

**(Tabla 2.2.2)**

Si el régimen es laminar, el factor de fricción es calculado de la siguiente manera

$$f = \frac{64}{N_{RE}}$$

(Ec. 2.2.6)

Donde  $N_{RE}$  es el número de Reynolds

Si el régimen es turbulento, el factor de fricción es calculado de la siguiente manera

$$f = 0.0625 \left[ \frac{1}{\log \left( \frac{\varepsilon}{3.7D} - \frac{5.02}{N_{RE}} \log \left( \frac{\varepsilon}{3.7D} + \left( \frac{6.7}{N_{RE}} \right)^{0.9} \right) \right)} \right]^2$$

(Ec. 2.2.7)

Donde  $f$  es el factor de fricción.  
 $\varepsilon$  es rugosidad relativa (m)  
 $D$  es el diámetro de la tubería (m)  
 $N_{RE}$  es el número de Reynolds.

La velocidad lineal se obtiene mediante la siguiente fórmula

$$v = \frac{(W / \rho)}{S}$$

(Ec. 2.2.8)

Donde  $v$  es la velocidad lineal (m/s) en ese punto.  
 $W$  es el flujo másico (Kg/s), es dato introducido por el usuario.  
 $\rho$  la densidad promedio del fluido (Kg/m<sup>3</sup>), calculando de acuerdo a la composición, presión y temperatura en ese punto.  
 $S$  es el área transversal (m<sup>2</sup>), véase ecuación (Ec. 2.2.5).

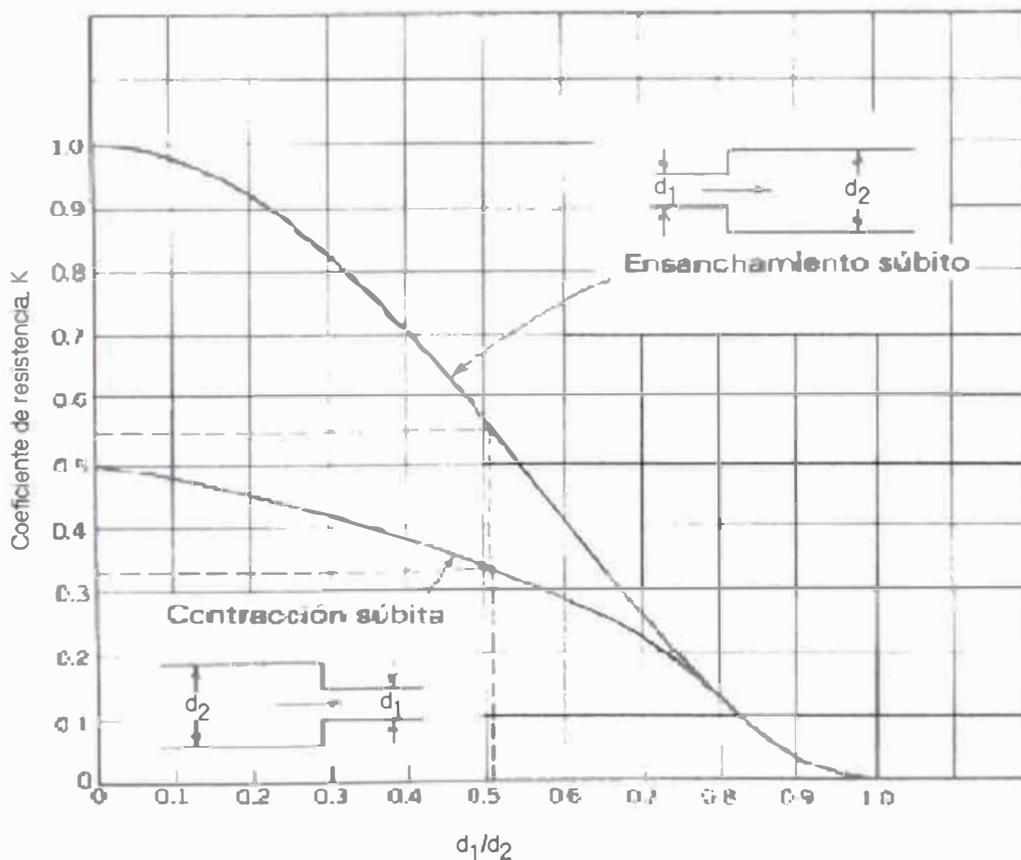
El término de  $dL$  se refiere a la longitud de tubería mas la longitud extra debido a los accesorios (como válvulas, codos, etc.) y a los cambios bruscos de diámetro (como ensanchamiento y reducciones), a esta longitud se conoce como longitud equivalente.

$$L_{EQU} = L_{TUB} + L_{EXT}$$

**(Ec. 2.2.9)**

Donde  $L_{EQU}$  es la longitud equivalente (m), que será usada en la ecuación (Ec. 2.2.2)  
 $L_{TUB}$  es la longitud física de la tubería (m).  
 $L_{EXT}$  es la longitud extra debido a los accesorios que acompañan al sistema de tuberías y a debida también a los cambios bruscos de diámetro de tubería (m).

Debe tenerse en cuenta que dependiendo del tipo de accesorio y el estado en que se encuentra, esta se encuentra representado por una longitud, las cuales se sumaran para tener la longitud  $L_{EXT}$ . Véase tabla 2.2.3.



**(Fig. 2.2.2)**

Cuando se produce un ensanchamiento abrupto el valor de K es

$$K = \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right)^2$$

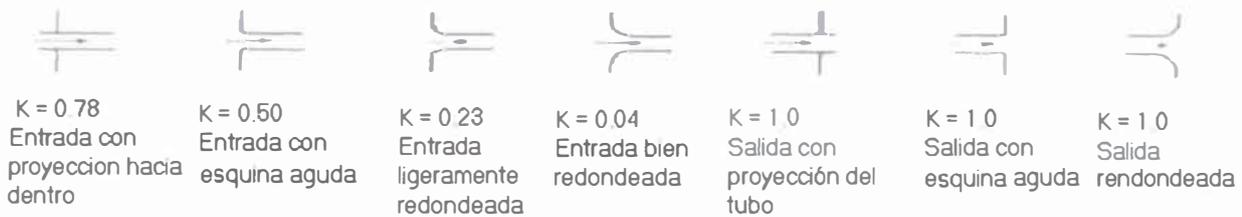
(Ec. 2.2.10)

Cuando se produce una reducción abrupta el valor de K es

$$K = 0.5 \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right)$$

(Ec. 2.2.11)

Donde  $d_1$  es el diámetro menor de la tubería.  
 $d_2$  es el diámetro mayor de la tubería



(Fig. 2.2.3)

Donde K es el coeficiente de resistencia por fricción, de los cuales se obtendrá la longitud extra ( $L_{EXT}$ ), mediante la siguiente ecuación:

$$L_{EXT1} = \left( \frac{\log(D)}{\log(4)} * 20 + 40 \right) * K * D$$

(Ec. 2.2.12)

Donde  $L_{EXT1}$  es una longitud extra, que deberá sumarse a las otras longitudes extras, para obtener  $L_{EXT}$ (pulg).  
 $D$  es el diámetro de la tubería(pulg).  
 $K$  es el coeficiente de resistencia

Longitud equivalente representativa en diámetros de tubo (L/D) de varias válvulas y accesorios	
Descripción	(L/D)
<b>Válvulas de globo</b>	
Convencional	
Sin obstrucción con asiento plano, biselado o de obturador -totalmente abierta	340
Con disco accionado con vástagos o mariposa - totalmente abierta	450
Modelo en Y	
(Sin obstrucción en asiento plano, biselado o de obturador)	
Con vástago de 60° desde la corrida de tubería -totalmente abierta	175
Con vástago de 45° desde la corrida de tubería -totalmente abierta	145
<b>Válvulas de ángulo</b>	
Convencional	
Sin obstrucción en el asiento plano, biselado o de obturador -totalmente abierta	145
Con disco accionado con vástagos o mariposa -totalmente abierta	200
<b>Válvulas de compuerta</b>	
Convencional de disco de cuna, disco doble o disco obturador	
Totalmente abierta	13
Abierta a tres cuartos	35
Abierta a la mitad	160
Abierta a un cuarto	800
Válvula para pastas o pulpas	
Totalmente abierta	17
Abierta a tres cuartos	50
Abierta a la mitad	280
Abierta a un cuarto	1200
Tubería de cañería -totalmente abierta	3 <sup>a</sup>
<b>Válvulas de retención</b>	
Oscilación convencional 0.5 <sup>b</sup> -totalmente abierta	135
Oscilación de paso libre 0.5 <sup>b</sup> -totalmente abierta	50
globo ascendente o paro -2.0 <sup>b</sup> -totalmente abierta	Igual que de globo
Angulo ascendente o paro -2,0 <sup>b</sup> -totalmente abierta	Igual que de angulo
Bola en línea -2,5 vertical y 0.25 horizontal <sup>b</sup> -totalmente abierta	150
<b>Válvulas de pie con filtro</b>	
Con válvula de disco de tipo ascendente -0.3 <sup>b</sup> -totalmente abierta	420
Con disco con articulación de piel -0.4 <sup>b</sup> -totalmente abierta	75
<b>Válvulas de mariposa (6 plg y mayores) -totalmente abierta</b>	20
<b>Grifos</b>	
Flujo transversal recto	
Área rectangular del puerto del obturador igual al 100% del área del tubo -totalmente abierta	18
Tres vías	
Área rectangular del puerto del obturador igual al 80% del área del tubo (totalmente abierta)	44
Flujo transversal recto	
Flujo transversal ramificado	140
<b>Accesorios</b>	
Codo convencional de 90°	30
Codo convencional de 45°	16
Codo de radio largo de 90°	20
Codo recto de 90°	50
Codo recto de 45°	26
Codo de esquina cuadrada	57
<b>T Convencional</b>	
Para el flujo transversal recto	20
Para el flujo transversal ramificado	50
<b>Curva de retorno de patrón cerrado</b>	60

**Tabla 2.2.3**

Se procede a calcular el término de la velocidad cinética

$$\int_{v_1}^{v_2} \frac{v \, dv}{g_c \alpha}$$

(Ec. 2.2.13)

Donde  $v$  es la velocidad lineal (m/s) en ese punto. Véase ecuación (Ec. 2.2.8).  
 $\alpha$  es el factor de corrección de energía cinética (adimensional), Fig.2.2.1.

Integrando se obtiene la siguiente expresión

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g_c \alpha}$$

(Ec. 2.2.14)

Donde  $v_1$  y  $v_2$ , son las velocidades en los puntos 1 y 2.

3. Una vez calculado cada término, se suman y se obtiene el término *ERROR*.

Si el valor absoluto del *ERROR* es menor a 0.01 o el  $\Delta D < 0.01$ , la iteración termina, y los resultados son presentados.

De continuar con la iteración debe comprobarse antes las siguientes condiciones

- Si el *ERROR* es negativo, se procede con lo siguiente:

$$D = D - \Delta D$$
$$\Delta D = \frac{\Delta D}{10}$$

(Ec. 2.2.15 y Ec. 2.2.16)

Al efectuar una nueva iteración se recalcula antes el valor de  $D$ .

$$D = D + \Delta D$$

(Ec. 2.2.17)

La iteración, comienza desde el paso 2.

Los siguientes términos solo se calculan una vez, es por ello que no intervienen en la iteración, para estos fines son constantes

1. Se calcula el término de la energía potencial

$$\int_{z_1}^{z_2} \frac{g dz}{g_c} = \frac{z_2 - z_1}{g_c}$$

(Ec. 2.2.18)

Donde  $z_1$  y  $z_2$  son las alturas relativas de los puntos 1 y 2 (m).  
 $g_c$  es la constante de gravedad ( $9.8 \text{m/s}^2$ ),

2. Es calcula el término correspondiente al trabajo realizado por el fluido debido a la expansión.

$$\int_{P_2}^{P_1} V dP$$

(Ec. 2.2.19)

Donde  $V$  es el volumen específico del fluido ( $\text{m}^3/\text{g}$ ). Para líquidos este término es cero. Para gases, el volumen es calculado usando la ecuación Ec.2.2.20.  
 $P_1$  y  $P_2$  son las presiones en los puntos 1 y 2 (atm).

Para calcular el volumen específico se procede a usar la siguiente fórmula.

$$V = z * \frac{R * T}{PM * P}$$

(Ec. 2.2.20)

Donde  $V$  es el volumen específico del fluido ( $\text{m}^3/\text{g}$ ).  
 $P$  es la presión (atm).  
 $R$  es la constante de los gases ideal ( $0.0820569 \text{lt-atmK}^{-1} \text{mol}^{-1}$ ).  
 $T$  es la temperatura en ( $^{\circ}\text{K}$ ).  
 $PM$  es el peso molecular promedio.  
 $z$  es el factor de compresibilidad (Vea Ec. 2.2.21).

El volumen específico se obtiene con el método de prueba y error.

Para calcular el factor de compresibilidad (z) se procede a usar la siguiente fórmula:

$$z = F_1 \left\{ F_2 F_3 + \frac{1}{1 + \frac{A_6 P * 10^{1.785 * S_g}}{T^{3.825}}} \right\} + F_4 + F_5$$

**(Ec. 2.2.21)**

Donde

z es el factor de compresibilidad.

T es la temperatura(°R)

P es la presión (psi)

Sg es la gravedad específica.

$$F_1 = P(0.251 * S_g - 0.15) - 0.202 * S_g + 1.106$$

$$F_2 = 1.4 e^{-0.0054(T-460)}$$

$$F_3 = A_1 * P^5 + A_2 * P^4 + A_3 * P^3 + A_4 * P^2 + A_5 * P$$

$$F_4 = \{0.154 - 0.152 * S_g\} * P^{(3.185 * S_g - 1)} e^{-0.5 * P} - 0.02$$

$$F_5 = 0.35 * \{(0.6 - S_g) E^{-1.039(P-1.8)^2}\}$$

$$A_1 = 0.001946$$

$$A_2 = -0.027635$$

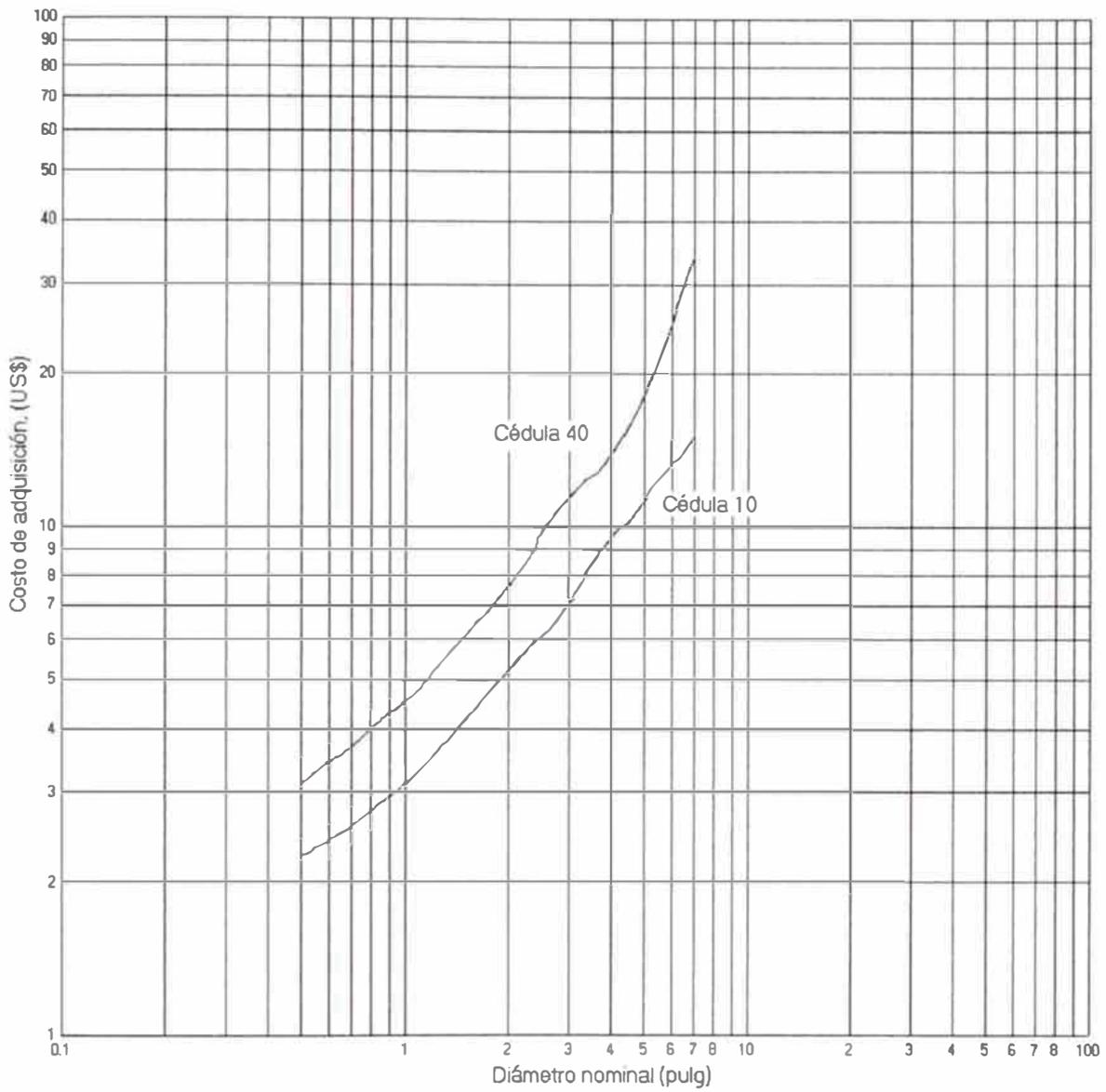
$$A_3 = 0.136315$$

$$A_4 = -0.23849$$

$$A_5 = 0.105168$$

$$A_6 = 3.44 \times 10^8$$

Calculado el valor D, se procede a estimar el costo de la tubería



(Fig. 2.2.4)

De la gráfica (Fig. 2.2.4) se extrae los siguientes puntos

X	40	10
0.012	3.054	2.226
0.015	3.381	2.376
0.017	3.660	2.550
0.020	3.950	2.720
0.023	4.260	2.920
0.025	4.480	3.086
0.036	5.800	3.953
0.049	7.392	5.067
0.074	11.143	6.843
0.097	13.320	9.143
0.124	17.520	10.971
0.146	22.892	13.340
0.167	30.377	14.063
0.189	37.868	16.430

**Tabla 2.2.4**

Donde X es el diámetro de la tubería (m), 40 representa una tubería de cédula 40 y 10 representa una tubería de cédula 10. El precio está en unidad de longitud (m).

Obtenido el precio total de la bomba, se procede a corregirlo, de acuerdo a los **Indíces de Inflación de Nelson Farrar**.

Año	Índice de inflación de Nelson para la Tubería
1954	182.7
1967	238.2
1972	319.9
1975	385.0
1979	490.6
1994	1077.7
1995	1107.7
1996	1072.7
1997	1112.4
1998	1152.1
1999	1191.9
2000	1231.7

**Tabla 2.2.5**

El precio obtenido para el año 1967 con un índice de 238.2 deberá ser corregido para el año 2000 con un índice de 1231.7 entonces:

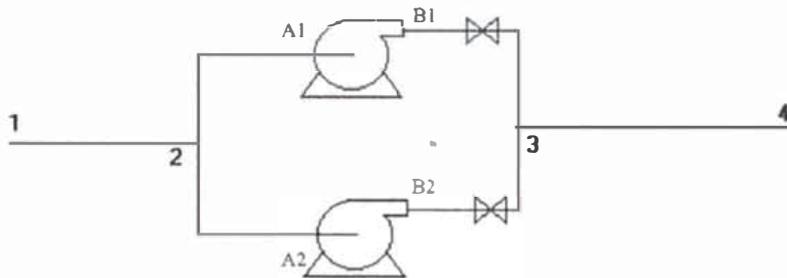
$$P_{2000} = \frac{P_{TOTAL} * 1231.7}{238.2}$$

**(Ec. 2.2.22)**

### 2.3 Modelo matemático usado para bombas

Se tiene como dato, el flujo, la carga total, así como la composición del fluido, su presión y temperatura, se deberá determinar el caudal necesario, así como la carga total, después se calcula el diámetro del impulsor.

Se tiene la típica figura, de una línea de transferencia con dos bombas, que en forma alternativa trabajan.



(Fig. 2.3.1)

El caudal total ( $Q$ ), es dato, por ellos se procede a calcular, la pérdida total de la zona de succión (1-A1 y 1-A2) y la zona de descarga (B1-4 y B2-4), se invoca por ello al subprograma de tubería y accesorio (Véase sección 2.2).

Determinado, la pérdida total para cada zona, se procede a estimar el  $Q_1$  y  $Q_2$  teniendo la siguiente relación:

$$Q = Q_1 + Q_2$$

(Ec. 2.3.1)

Donde  $Q$  es el caudal ( $m^3/s$ ), que es dato ingresado por el usuario.  
 $Q_1$  es el caudal ( $m^3/s$ ), de la zona (2-A<sub>1</sub>-B<sub>1</sub>-3).  
 $Q_2$  es el caudal ( $m^3/s$ ), de la zona (2-A<sub>2</sub>-B<sub>2</sub>-3).

La carga que entrega la bomba n se relaciona de la siguiente manera

$$h_n = a + bQ_n + cQ_n^2$$

**(Ec. 2.3.2)**

Donde  $h_n$  es la carga que entrega la bomba n (m), y depende del tipo de bomba y del caudal.

$Q_n$  es el caudal (m<sup>3</sup>/s) en la que esta trabajando la bomba n.

$a, b$  y  $c$ , depende del tipo de bomba, que es dato ingresado por el usuario, o también sacado de una base de datos de tipos de bombas (en tal caso se prueba con cada una).

Para resolver, se procede a calcular en forma iterativa de prueba y error, en 2 pasos:

- Inicialmente se supone que  $Q_1 = Q_2$ ,  $Q_1 = Q / 2$ ,  $\Delta Q = 0.1 \text{ m}^3/\text{s}$ .
- La carga total esta relacionada de la manera siguiente.

$$H_r = H_{2-A_1-B_1-3} + \sum F_{1-2} + \sum F_{2-A_1-B_1-3} + \sum F_{3-4} + Error$$

$$H_r = H_{2-A_2-B_2-3} + \sum F_{1-2} + \sum F_{2-A_2-B_2-3} + \sum F_{3-4}$$

**(Ec. 2.3.3)**

Donde  $H_r$  es la carga del sistema (m), y es dato ingresado por el usuario.

$H_{2-A_1-B_1-3}$  es la carga fija (m) de la zona 2-A1-B1-3, y es dato ingresado por el usuario.

$H_{2-A_2-B_2-3}$  es la carga fija (m) de la zona 2-A2-B2-3, y es dato ingresado por el usuario.

$\sum F_{1-2}$  es la resistencia debida a la tubería (m), de la zona 1-2.

$\sum F_{3-4}$  es la resistencia debida a la tubería (m), de la zona 3-4.

$\sum F_{2-A_1-B_1-3}$  es la resistencia debida a la tubería (m), de la zona 2-A<sub>1</sub>-B<sub>1</sub>-3.

$\sum F_{2-A_2-B_2-3}$  es la resistencia debida a la tubería (m), de la zona 2-A<sub>2</sub>-B<sub>2</sub>-3.

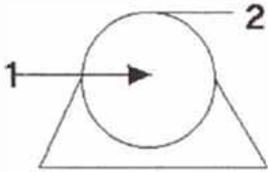
*Error* es un número en (m) que se obtiene al supone un  $Q_1$ .

El término de resistencia, es calcula constantemente de acuerdo al Q (carga) en la que este trabajando la bomba. Para ello se invoca al subprograma de la sección 2.2.

En casos de gases los términos  $\sum F_{2-A_1-B_1-3}$  y  $\sum F_{2-A_2-B_2-3}$ , se resuelven en dos partes

1.  $\sum F_{2-A_1}$  Desde el punto 2 hasta la entrada (zona de succión) de la bomba 1 en el punto A1.
2.  $\sum F_{B_1-3}$  Desde el punto B1 (zona de descarga) de la bomba 1 hasta el punto 3

Se resuelve, teniendo en cuenta que:



$$P_2 = P_1 + NTHE * \rho_{promedio} * g_c$$

**(Ec. 2.3.4)**

**(Fig. 2.3.2)**

Por tanto las presiones en B1 y A1 están relacionadas por

$$P_{B1} = P_{A1} + \rho g (a_1 + b_1 Q_1 + c_1 Q_1^2)$$

**(Ec. 2.3.5)**

Donde

$P_{B1}$  es la presión en el punto B<sub>1</sub>(atm).

$P_{A1}$  es la presión en el punto A<sub>1</sub>(atm).

$\rho$  es la densidad promedio del fluido a la temperatura promedio de los punto A1 y B1 (x 101 325 kg/m<sup>3</sup>).

$g$  es la constante de la gravedad (9.8 m<sup>2</sup>/s).

Al calcular la ecuación (Ec. 2.3.5), se obtiene el valor de *Error*. Se procede a verificar las siguientes condiciones

- Si  $|Error| < 0.001$ , la iteración se detiene, de lo contrario continúa.
- De continuar con la iteración y el  $Error > 0$ , el valor de Q1 se recalcula de la siguiente manera.

Si en la anterior iteración el valor de *Estado* = 2, se procede con los siguientes cálculos:

Después de lo anterior se tiene que:

$$Q_1 = Q_1 + \Delta Q$$

(Ec. 2.3.7)

Se recalcula el valor de Q1 con la ecuación (Ec. 2.3.7)

El valor de *Estado* = 1

El nuevo valor de  $\Delta Q$  será:

$$\Delta Q = \frac{\Delta Q}{10}$$

(Ec. 2.3.6)

- De continuar con la iteración y el  $Error < 0$ , el valor de Q1 se recalcula de la siguiente manera.

Si en la anterior iteración el valor de *Estado* = 1, se procede con los siguientes cálculos:

Después de lo anterior se tiene que :

$$Q = Q - \Delta Q$$

(Ec. 2.3.9)

Se recalcula el valor de Q1 con la ecuación (Ec. 2.3.9)

El valor de *Estado* = 2

El nuevo valor de  $\Delta Q$ , según la ecuación (Ec. 2.3.6)

Una vez obtenido Q1, también se habrá obtenido una lista de bombas (siempre que se uso la base de dato de bombas).

De la composición del fluido especificado, y con la presión y temperatura en el punto de succión, se procede a corregir las relaciones con los factores Ce, Cq y Ch, que se calculan sobre la base de la gráfica correspondiente facilitado por el fabricante.

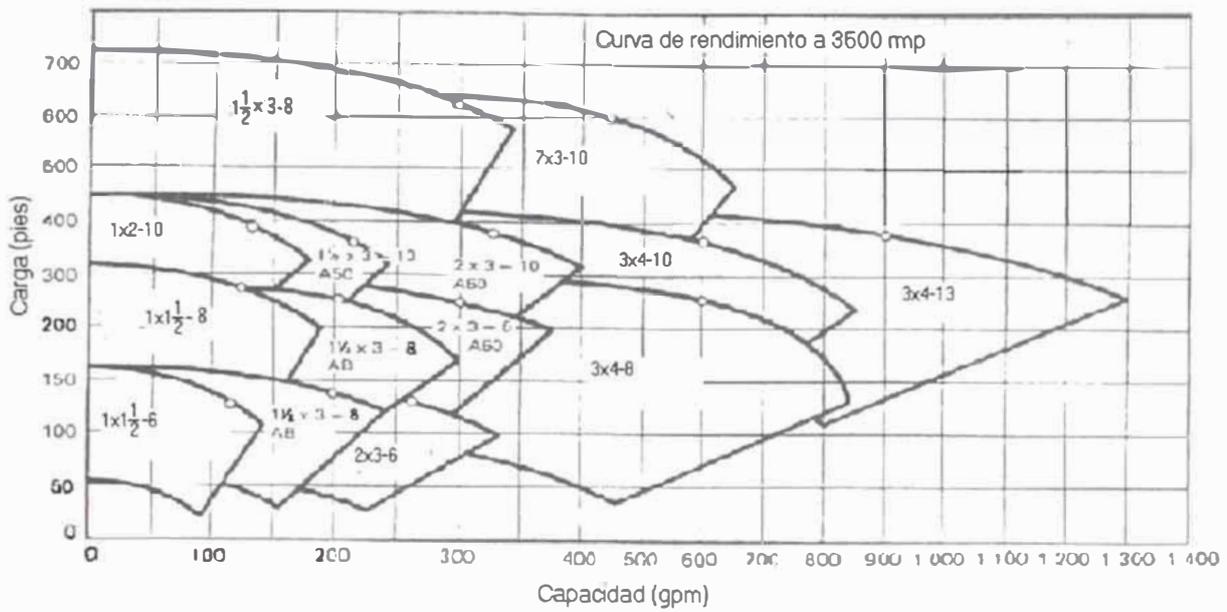
$$\begin{aligned}Q_{corre} &= QC_Q \\H_{corre} &= HC_H \\E_{corre} &= EC_E \\&\text{(Ec. 2.3.10)}\end{aligned}$$

Se corrige las ecuaciones (Ec. 2.3.2 y Ec. 2.3.5), según la siguiente fórmula.

$$\begin{aligned}h_n &= (a + bC_Q Q_n + cC_Q^2 Q_n^2)C_H \\&\text{(Ec. 2.3.11)}\end{aligned}$$

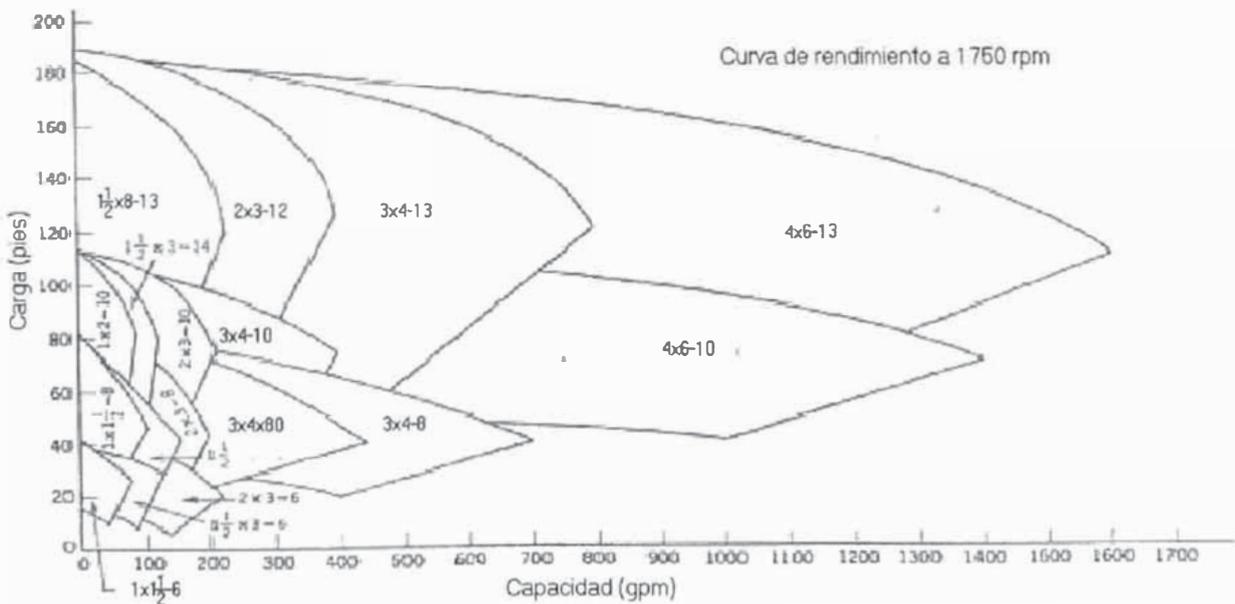
Se vuelve a iniciar la iteración una vez mas, y se obtiene el caudal que entrega cada bomba.

Una vez calculado el caudal (Q) y la altura requerida (h), se procede a estimar el tamaño probable de la bomba, según la Fig. 2.3.3, para la velocidad de giro de 3500 rpm será



(Fig. 2.3.3)

La Fig. 2.3.4, para la velocidad de giro de 1750 rpm será



(Fig. 2.3.4)

De la gráfica se extrae los siguientes puntos:

		Modelos							
Tamaño		1 1/2x3-8		2x3-13		3x4-13		1x2-10	
Punto =>		<b>143.1</b>	<b>552.3</b>	<b>441.3</b>	<b>541.5</b>	<b>1217.5</b>	<b>235.1</b>	<b>84.3</b>	<b>360.0</b>
Central		0.7	722.0	342.0	577.2	848.0	234.1	-0.7	444.4
		130.5	710.6	287.5	640.7	720.6	323.0	81.7	429.9
		259.9	656.7	369.8	625.7	581.1	375.5	149.4	372.1
		342.8	577.2	553.6	550.6	616.6	418.7	179.0	325.5
		295.5	399.8	648.5	466.1	951.3	371.8	153.5	275.1
		138.7	443.3	579.5	370.7	1185.3	308.7	126.4	271.5
		0.1	447.6	399.0	404.5	1293.4	259.5	61.3	307.6
				302.5	423.7	803.2	108.7	-0.3	318.0
						788.6	117.7		
						842.9	133.5		
						777.8	181.8		

		Modelos							
Tamaño		1x1 1/2-6		2x3-6		2x3-10		3x4-10	
Punto =>		<b>61.6</b>	<b>100.6</b>	<b>248.2</b>	<b>83.1</b>	<b>326.0</b>	<b>319.6</b>	<b>596.2</b>	<b>310.8</b>
Central		1.2	160.7	174.9	46.6	243.9	320.0	396.9	317.4
		58.0	154.6	239.4	120.0	181.1	396.5	297.8	403.0
		108.7	134.6	256.5	132.5	84.0	445.6	302.5	420.5
		141.1	107.8	296.0	118.8	207.3	431.7	463.6	393.8
		90.2	21.6	328.8	99.3	308.2	396.8	715.7	323.0
		46.8	47.3	228.3	26.4	398.2	315.8	848.1	232.5
		1.2	52.6			346.5	220.1	776.2	182.8
						226.0	281.0	650.2	235.8
								550.8	265.3
								382.0	291.5

		Modelos							
Tamaño		1x1 1/2-8		1 1/2x-8		3x4-8G		1 1/2x3-6	
Punto =>		<b>84.9</b>	<b>212.7</b>	<b>237.3</b>	<b>184.7</b>	<b>778.3</b>	<b>155.3</b>	<b>203.1</b>	<b>121.3</b>
Central		0.5	319.7	188.2	198.7	362.1	198.3	141.9	106.9
		88.6	300.0	131.3	271.6	344.9	218.7	103.8	137.1
		146.6	252.4	182.4	264.2	377.3	288.2	32.4	160.9
		189.0	201.1	254.4	206.9	622.7	241.9	119.0	156.7
		162.2	150.5	297.2	170.2	803.9	174.8	194.2	139.4
		75.6	162.1	241.7	122.4	841.3	131.9	238.6	121.6
		-0.4	163.1	163.0	150.5	461.0	33.4	155.0	29.8
						309.7	82.0	111.7	51.8
						329.6	97.7		
						296.0	120.4		

Tabla 2.3.1

Se procede a calcular la eficiencia ( $n_p$ ), según la siguiente ecuación

$$n_p = 0.885 + 0.00824 * \ln Q - 0.01199 * (\ln Q)^2$$

**(Ec. 2.3.12)**

Donde  $n_p$  es la eficiencia de la bomba, según las correlaciones de FLOWTRAN de Monsanto Co.  
 $Q$  es el caudal de la bomba en  $m^3/s$ .

Se procede a calcular la potencia ( $P_b$ ) de la bomba, según la siguiente ecuación

$$P_b = \frac{\rho * Q * H}{n_p}$$

**(Ec. 2.3.13)**

Donde  $P_b$  es la potencia al freno requerido, en watts.  
 $\rho$  es la densidad del fluido en  $kg/m^3$ .  
 $Q$  es el caudal en  $m^3/s$   
 $H$  es la carga producida en m  
 $n_p$  es la eficiencia de la bomba según la Ec.2.3.12

Una vez calculado la capacidad requerida, se procede a estimar el precio.

$$P_{TOTAL} = P_{BOMBA} + P_{MOTOR}$$

**(Ec. 2.3.14)**

Donde  $P_{TOTAL}$  es el precio total de la bomba para el año 1979.  
 $P_{BOMBA}$  es el precio de la bomba, con placa base y acoplamiento. (Vea Ec.2.3.15)  
 $P_{MOTOR}$  es el precio del motor. (Vea 2.3.19)

Se procede a calcular el precio de la bomba ( $P_{BOMBA}$ )

$$P_{BOMBA} = C_B * F_T * F_M$$

**(Ec. 2.3.15)**

Donde  $P_{BOMBA}$  es el precio de la bomba, con placa base y acoplamiento.  
 $C_B$  es el costo base de la bomba (Vea Ec. 2.3.16)  
 $F_T$  es el factor debido al diseño de la bomba.(Vea Ec. 2.3.18)  
 $F_M$  es el factor debido al material de construcción de la bomba.(Vea Tabla .2.3.3)

Se procede a calcular el precio base de la bomba ( $C_B$ ).

$$C_B = e^{7.2234+0.3451*\ln S+0.0519*(\ln S)^2}$$

**(Ec. 2.3.16)**

Donde  $C_B$  es el costo base de la bomba  
 $S$  es un factor de tamaño (Vea Ec.2.3.17).

El factor de tamaño ( $S$ ) se obtiene de la siguiente fórmula:

$$S = Q\sqrt{H}$$

**(Ec. 2.3.17)**

Donde  $S$  es un factor de tamaño  
 $Q$  es el caudal en  $m^3/s$   
 $H$  es la carga producida en m

Se procede a calcular el factor debida al diseño de la bomba. ( $F_T$ )

$$F_T = e^{b_1 + b_2 \ln S + b_3 (\ln S)^2}$$

(Ec. 2.3.18)

Donde  $F_T$  es el factor debido al diseño de la bomba.

S es un factor de tamaño (Vea Ec.2.3.17).

$b_1, b_2, b_3$  son factores según la Tabla 2.3.2

Factores de correccion debidas al tipo de bomba elegida

Tipo	b1	b2	b3
Una etapa, 1750 rpm, vertical	5.1029	-1.2217	0.0771
Una etapa, 3550 rpm, horizontal	0.0632	0.2744	-0.0253
Una etapa, 1750 rpm, horizontal	2.0290	-0.2371	0.0102
Dos etapas, 3550 rpm, horizontal	13.7321	-2.8304	0.1542
Etapas multiples, 3550 rpm, horizontal	9.8849	-1.6164	0.0834

**Tabla 2.3.2**

Factores de costo de materiales de construccion

Material	Fm
Acero fundido	1.35
Acero inoxidable 304	2.00
Acero inoxidable 316	2.00
Aleación de Gould No. 20 fundida	2.00
Niquel	3.50
Monel	3.30
ISO B	4.95
ISO C	4.60
Titanio	9.70
Hastelloy C	2.95
Hierro ductil	1.15
Bronce	1.90

**Tabla 2.3.3**

Se procede a calcular el precio del motor ( $P_{MOTOR}$ ) de 60Hz con voltaje y aislamiento estándar.

$$P_{MOTOR} = e^{a1+a2*\ln P_b+a3*(\ln P_b)^2}$$

(Ec. 2.3.19)

Donde

$P_{MOTOR}$  es el precio del motor.

$P_b$  es la potencia al freno requerido, en watts.(Vea Ec. 2.3.13).

$a1, a2, a3$  es el factor de correlación de motores eléctricos, Vea Tabla 2.3.4.

Correlación para el costo de motores eléctricos					
Características	a1	a2	a3	Límites de hp	
				Min	Max
<b>Abierto, a prueba de goteo</b>					
3600 rpm	4.8314	0.09666	0.1096	1	7.5
	4.1514	0.53470	0.05252	7.5	250
	4.2432	1.03251	-0.03595	250	700
1800 rpm	4.7075	-0.01511	0.22888	1	7.5
	4.5212	0.47242	0.0482	7.5	250
	7.4044	-0.06464	0.05448	250	600
1200 rpm	4.9298	0.30118	0.1263	1	7.5
	5.0999	0.35861	0.06052	7.5	250
	4.6163	0.88531	-0.02188	250	500
<b>Totalmente encerrado, enfriado por ventilador</b>					
3600 rpm	5.1058	0.03316	0.15374	1	7.5
	3.8544	0.83311	0.02399	7.5	250
	5.3182	1.08470	-0.05695	250	400
1800 rpm	4.9687	-0.00930	0.22616	7.5	250
	4.5347	0.57065	0.04609	250	600
1200 rpm	5.1532	0.28931	0.14357	1	7.5
	5.3868	0.31004	0.07406	7.5	350
<b>A prueba de explosión</b>					
3600 rpm	5.3934	-0.00333	0.15475	1	7.5
	4.4442	0.60820	0.05202	7.5	200
1800 rpm	5.2851	0.00048	0.19949	1	7.5
	4.8178	0.51086	0.05293	7.5	250
1200 rpm	5.4166	0.31216	0.10573	1	7.5
	5.5655	0.31284	0.07212	7.5	200

Tabla 2.3.4

Obtenido el precio total de la bomba, se procede a corregirlo, de acuerdo a los **Indices de Inflación de Nelson Farrar**.

Año	Indice de inflación de Nelson para Bombas
1954	166.5
1967	236.0
1972	337.5
1975	418.4
1979	549.5
1994	1278.2
1995	1316.7
1996	1354.5
1997	1372.1
1998	1389.7
1999	1407.4
2000	1425.0

**Tabla 2.3.5**

El precio obtenido para el año 1979 con un índice de 549.5 deberá ser corregido para el año 2000 con un índice de 1425, entonces:

$$P_{2000} = \frac{P_{TOTAL} * 1425}{549.5}$$

(Ec. 2.3.20)

## 2.4 Modelo matemático usado para válvulas

Se tiene como dato la composición del fluido, su presión, temperatura, así como el caudal máximo y mínimo requerido, se desea obtener  $C_v$  de la válvula, la cual es un número que la caracteriza.

Para determinar el  $C_v$  se debe primero resolver una ecuación de balance de materia y energía entre los puntos 1 y 2



(Fig. 2.4.1)

Se realiza un balance de materia

$$\int_{v_1}^{v_2} \frac{\bar{v} d\bar{v}}{g_c \alpha} + \int_{z_1}^{z_2} \frac{g dz}{g_c} + \int_{P_1}^{P_2} V dp + \sum F + W_f' = Error$$

(Ec. 2.4.1)

Donde

$\bar{v}$  es la velocidad lineal del fluido en un determinado punto (m/s).

$\alpha$  es el factor de corrección de energía cinética (adimensional), Fig.2.2.1.

$dz$  es la diferencia de altura entre el punto inicial y el punto final (m).

$V$  es el volumen específico ( $m^3/kg$ ).

$dp$  es la diferencia de presión entre el punto inicial y final (atm)

$\sum F$  es el término de fricción

$W_f'$  es el fuerza, producido por una bomba

*Error* es un número obtenido, cuando se supone un diámetro  $D$ , es número debe ser lo más cercano a cero, para que el diámetro  $D$  sea el correcto.

Se resuelve según lo explicado en la sección 2.2, que corresponde al modelo matemático para tuberías y accesorios. Para este caso se debió especificar la clase de válvula a usarse (vea la Tabla 2.4.1), según la cual se tendrá un determina pérdida de presión al paso del fluido.

Valvulas disponibles en el mercado para le

(El tamaño de la válvula corresponde al diámetro nominal del tubo e)

Capacidad de presión. psi

Valvulas de compuerta

Materia	125	150	175	200	250	300	400	600	900	1 500	2 500
Acero inoxidable		1/2 - 24	-	1/4 - 2	-	1/2 - 24	-	1/2 - 24	-	-	-
Hierrofundido	2 - 48	1/2 - 4	2 1/2 - 14	-	2 - 16	-	-	-	-	-	-
Hierro ductil	-	2 - 24	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Bronce	1/4 - 3	1/8 - 3	-	1/8 - 3	-	1/8 - 3	1/8 - 3	-	-	-	-
Acero fundido	-	2 - 48	-	-	-	2 - 30	4 - 16	1/2 - 24	3 - 24	1 - 24	2 1/2 - 24
Acero forjado	-	-	-	-	-	1/2 - 3	-	1/2 - 2	-	-	-

Valvulas de globo

Materiales	125	150	200	250	300	400	600	900	1 500	2 500	4 500
Acero inoxidable		1/2 - 24	1/4 - 2	-	1/2 - 24	-	1/4 - 24	-	1/4 - 3	1/4 - 2	-
Hierro fundido	2 - 10	-	-	2 - 8	-	-	-	-	-	-	-
Hierro ductil	-	2 - 24	-	-	2 - 6	-	-	-	-	-	-
Bronce	1/8 - 3	1/8 - 6	1/4 - 3	-	1/4 - 3	1/4 - 3	-	-	-	-	-
Acero fundido	-	2 - 14	-	-	2 - 16	4 - 12	2 - 18	3 - 24	1 - 18	2 1/2 - 24	-
Acero forjado	-	-	-	-	1/2 - 2	-	1/4 - 2	-	1/4 - 4	1/4 - 4	1/2 - 4

Válvulas en ángulo

Materia	125	150	200	250	300	400	600	900	1 500	2 500
Acero inoxidable		1/2 - 6	1/4 - 2	-	1/2 - 2	-	-	-	1/4 - 3	1/4 - 2
Hierro fundido	2 - 10	-	-	2 - 8	-	-	-	-	-	-
Hierro dúctil	-	2 - 24	-	-	2 - 6	-	-	-	-	-
Bronce	1/8 - 3	1/8 - 6	1/4 - 3	-	1/4 - 3	1/4 - 3	-	-	-	-
Acero fundido	-	2 - 14	-	-	2 - 16	4 - 12	2 - 8	3 - 8	1 - 18	2 1/2 - 24

Valvulas de macho (lubricadas)

Materia	125	150	250	300	400	600	900	1 500	2 500
Acero inoxidable		1 - 4	-	1/2 - 4	-	-	-	-	-
Hierro fundido	1/2 - 16	-	1/2 - 24	-	-	-	-	-	-
Acero fundido	-	1 - 36	-	1/2 - 24	4 - 26	1/2 - 26	2 - 20	1/2 - 16	1/2 - 16

Valvulas de bola

Materia	125	150	200	300	400	600	900	1 000	1 500	2 500
Acero inoxidable		1/2 - 16	-	1/2 - 14	~	1/4 - 3	-	1 - 1/2	1/2 - 2	1 - 1/4
Hierro ductil	-	1/2 - 12	-	-	-	1 - 1/2	-	-	-	-
Bronce	1/4 - 2	1/4 - 14	1/2 - 14	-	1/4 - 3	1/4 - 3/4	-	-	-	-
Acero fundido	-	1/2 - 16	-	1/2 - 16	-	1 1/2 - 8	1/2 - 1	-	1/2 - 2	-
Acero forjado	-	-	-	-	-	1/4 - 2	-	-	1/4 - 2	-

Tabla 2.4.1

Una vez obtenido datos como el diámetro de la tubería, y haber recalculado el caudal, se debe ahora obtener el número que caracteriza a la válvula ( $C_v$ ).

Según sea el estado en que se encuentre el fluido, se tiene diferentes maneras de calcular el  $C_v$ .

- Para líquidos:

$$C_v = q \sqrt{\frac{g_s}{\Delta P}}$$

(Ec. 2.4.2)

Donde  $C_v$  es una constante típica para la válvula especificada  
 $q$  es el flujo volumétrico (gal/min).  
 $g_s$  es la gravedad específica a la temperatura del fluido.  
 $\Delta P$  es la diferencia de presión de la entrada a la salida de la válvula (psi).

- Para Gases:

$$C_v = \frac{q \sqrt{g_s T z}}{834 C_f P_1 (y - 0.148 y^3)}$$

(Ec. 2.4.3)

Donde  $C_v$  es una constante típica para la válvula especificada  
 $q$  es el flujo volumétrico (gal/min).  
 $g_s$  es la gravedad específica a la temperatura del fluido.  
 $T$  es la temperatura del fluido (°R).  
 $\Delta P$  es la diferencia de presión de la entrada a la salida de la válvula (psi).  
 $Z$  es el factor de compresibilidad (Vea Ec. 2.2.21)  
 $y$  es un factor debido a la expansión, vea ecuación (Ec. 2.4.4).

Para calcular el factor debido a la expansión ( $y$ ) se procede con la siguiente fórmula.

$$y = \frac{1.40}{C_f} \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}}$$

**(Ec. 2.4.4)**

Donde  $y$  es un factor debida a la expansión.  
 $C_f$  es factor de flujo crítico, ver tabla 2.4.2.  
 $\Delta P$  es la diferencia de presión de la entrada a la salida de la válvula (psi).  
 $P_1$  es la presión a la entrada de la válvula, se supone la mayor (psi).

• Para dos fases :

$$C_v = \frac{w}{F_p} \sqrt{\frac{f_l}{250000 * \Delta P_l * \rho_l} + \frac{f_g}{2126.72 * \Delta P_g \rho_g * y^2}}$$

**(Ec. 2.4.5)**

Donde  $C_v$  es una constante típica para la válvula especificada  
 $w$  es el flujo másico (lb/hr)  
 $\rho_l$  es la densidad de la fase líquida (lb/ft<sup>3</sup>).  
 $\rho_g$  es la densidad de la fase gaseosa (lb/ft<sup>3</sup>).  
 $f_l$  es la fracción en peso de la fase líquida.  
 $f_g$  es la fracción en peso de la fase gaseosa.  
 $\Delta P_l$  es la diferencia de presión de la entrada a la salida de la válvula de la fase líquida.(psi).  
 $\Delta P_g$  es la diferencia de presión de la entrada a la salida de la válvula de la fase gaseosa(psi).  
 $y$  es un factor debido a la expansión, vea ecuación (Ec. 2.4.4).  
 $F_p$  es el factor debido a la geometría de la tubería ( $F_p = 1$ ).

Para calcular el factor debido a la geometría de la tubería ( $F_p$ ) se procede con la siguiente fórmula.

$$F_p = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{C_v^2 * \sum K}{890 * d^2}}}$$

**(Ec. 2.4.6)**

Donde  $F_p$  es el factor debida a la geometría de la tubería ( $F_p = 1$ ).  
 $C_v$  es una constante típica para la válvula especificada  
 $\sum K$  es la suma de los coeficientes debido al uso de reductores.(Vea Ec. 2.4.7)  
 $d$  es el diámetro de la válvula (in).

Para calcular la suma de los coeficientes de pérdida de presión por el uso de reductores. ( $\sum K$ ), se procede con la siguiente fórmula.

$$\sum K = K_1 + K_2 + K_{B1} + K_{B2}$$

**(Ec. 2.4.7)**

Donde  $\sum K$  es la suma de los coeficiente debida al uso de reductores.  
 $K_1$  es el coeficiente por pérdida de presión a la entrada.  
 $K_2$  es el coeficiente por pérdida de presión a la salida.  
 $K_{B1}$  es el coeficiente de Bernoulli a la entrada.  
 $K_{B2}$  es el coeficiente de Bernoulli a la salida.

$$K_1 = 0.5 \left( 1 - \left( \frac{d}{D_E} \right)^2 \right)^2 \quad K_{B1} = 1 - \left( \frac{d}{D_E} \right)^4$$

$$K_2 = \left( 1 - \left( \frac{d}{D_S} \right)^2 \right)^2 \quad K_{B2} = 1 - \left( \frac{d}{D_S} \right)^4$$

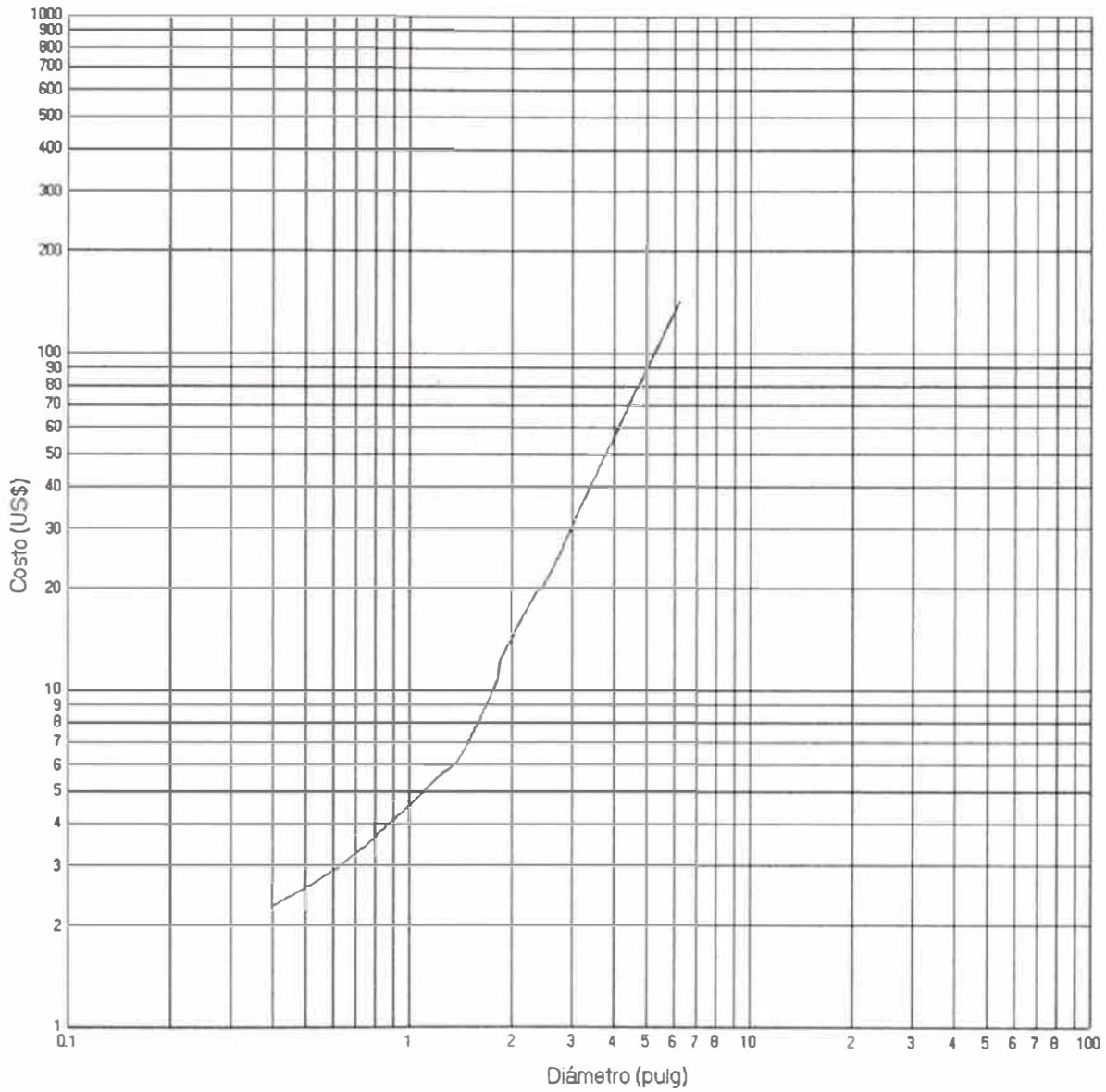
Donde  $d$  es el diámetro de la válvula (in).  
 $D_E$  es el diámetro de la tubería a la entrada de la válvula (in).  
 $D_S$  es el diámetro de la tubería a la salida de la válvula (in).

Una vez calculado del factor  $C_v$ , se utiliza la Tabla 2.4.2, para obtener el diámetro de la válvula( $d$ ). Para el caso de dos fases,  $d$  se utiliza para calcular  $F_p$  y  $\Sigma K$ , y volver a calcular  $C_v$  de la Ec. 2.4.5, esto se hace varias veces hasta que el  $C_v$  no varié más de 2%.

Tipo de Válvula	$C_f$	$K_c$	Valores de $C_d$ según el tipo de válvula y el tamaño de esta												
			0.75	1	3.2	2	3	4	6	8	10	12	16	20	24
Globo	0.85	0.58	11	12	25	46	110	195	400	640	1000				
	0.90	0.65													
Globo cuerpo partido	0.80	0.51				75	155	240	400						
	0.75	0.46													
Globo doble asiento	0.90	0.63	8	12	28	48	110	195	450	750	1160	1620	2560		
	0.90	0.63													
Globo cuerpo partido y trim $L_c$	0.94	0.71				50	95	145							
Angulo	0.81	0.53	11	12	25	46	110	195	400	640					
	0.99	0.64													
Mariposa	0.65	0.32				54	180	390	950	2100	3200	4600	7400	11800	17200
Bola	0.60	0.24				105	250	525	1050	1950	3000	4400			
Camflex II	0.68	0.39	14	30	50	135	230	500	850	1300	1750				
	0.85	0.60													

**Tabla 2.4.2**

Una vez determinado el tipo de la válvula y el tamaño de la válvula, se procede a estimar el precio.



(Fig. 2.4.2)

De la gráfica (Fig. 2.4.2) se extra los siguientes puntos

X	Y
0.25	1.89
0.39	2.26
0.60	2.91
1.01	4.55
1.48	6.81
2.21	17.06
2.65	23.20
3.00	30.42

**Tabla 2.4.3**

Donde X es el diámetro de la válvula, e Y es el precio en dólares para el año 1967.

Obtenido el precio total de la válvula, se procede a corregirlo, de acuerdo a los **Indices de Inflación de Nelson Farrar.**

Año	Indice de inflación de Nelson para un Válvula
1954	197.0
1967	247.6
1972	350.9
1975	435.2
1979	573.7
1994	1358.3
1995	1412.3
1996	1452.3
1997	1471.7
1998	1491.1
1999	1510.6
2000	1530.0

**Tabla 2.4.4**

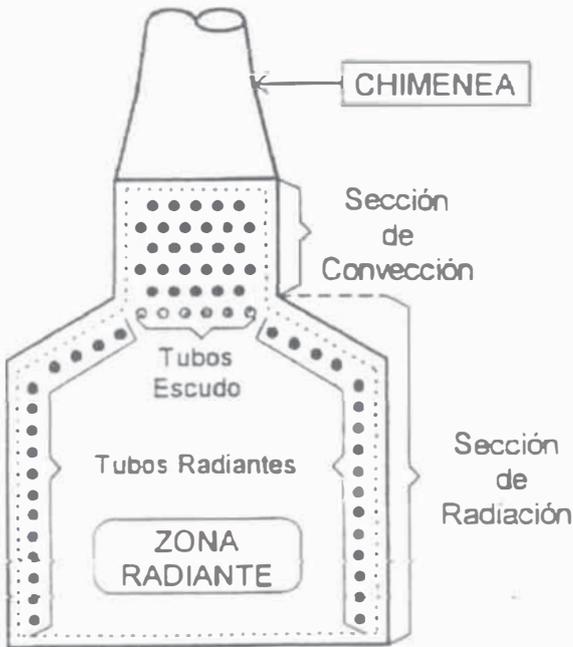
El precio obtenido para el año 1967 con un índice de 247.6 deberá ser corregido para el año 2000 con un índice de 1530, entonces:

$$P_{2000} = \frac{P_{TOTAL} * 1530}{247.6}$$

(Ec. 2.4.12)

## 2.5 Modelo matemático usado para hornos

Se tiene como dato, las temperaturas de entrada y salida, el flujo volumétrico, así como el flux de calor máximo, se tiene que obtener el volumen del horno, el número de tubos, la longitud, la altura de la chimenea, y la caída de presión.



(Fig. 2.5.1)

La carga térmica se determina

$$Q = wC_p\Delta T$$

(Ec. 2.5.1)

Donde

$w$  es el flujo másico (lb/hr)

$\Delta T$  es la diferencia de temperatura de la entrada y salida ( $^{\circ}\text{F}$ )

$C_p$  es la capacidad calórica (Btu/lb $^{\circ}\text{F}$ ).

El calor neto liberado se determina :

$$q_n = \frac{Q}{n}$$

(Ec. 2.5.2)

Donde

$n$  eficiencia térmica

$Q$  la carga térmica (Btu/hr)

$q_n$  es el calor neto liberado.

La carga térmica radiante se determina con

$$Q_R = n_R Q$$

(Ec. 2.5.3)

Donde

$n_R$  es el porcentaje, que aporta la zona radiante del calor total transferido. ( $n_R = 70\%$ )

$Q$  la carga térmica (Btu/hr)

La superficie radiante

$$A_R = \frac{Q_R}{f_{qM}}$$

(Ec. 2.5.4)

Donde

$f_{qM}$  es el flux de calor máximo (Btu/hr-ft $^2$ )

$Q_R$  es la carga térmica de la zona radiante (Btu/hr).

Se procede a estimar la temperatura de la pared

$$T_p = T_s - \left[ n_R (T_s - T_e) \right]$$

$$T_R = \frac{T_p + T_s}{2}$$

$$T_t = T_R + 100$$

(Ec. 2.5.5, Ec. 2.5.6 y Ec. 2.5.7)

Donde  $T_s$  es la temperatura de salida (°F)  
 $T_e$  es la temperatura de entrada (°F)  
 $T_p$  es la temperatura en el centro del horno (°F)  
 $T_R$  es la temperatura en la zona radiante próxima a los tubos (°F)  
 $T_t$  es la temperatura promedio de los tubos (°F).

El área total de radiación y convección se puede asumir dos veces la suma del área radiante

$$A_T = 2A_R$$

(Ec. 2.5.8)

Donde  $A_T$  es el área total de radiación y convección. (ft<sup>2</sup>)  
 $A_R$  es el área radiante (ft<sup>2</sup>).

Se determina la velocidad del fluido dentro de los tubos; se selecciona un diámetro de tubo según disponibilidad del mercado, de tal manera que la pérdida de presión sea aceptable con un menor costo, siendo el costo proporcional al diámetro elegido.

$$v = \frac{F / Npa}{\pi \left( \frac{D_i^2}{4} \right)}$$

(Ec. 2.5.9)

Donde  $v$  es la velocidad del fluido de entre de los tubos (ft/s).  
 $D_i$  es el diámetro interno del tubo seleccionado (ft)  
 $F$  el flujo volumétrico (ft<sup>3</sup>/s).  
 $Npa$  es el número de pasos.

Para obtener  $\Delta P$ , se invoca al subprograma “cálculo de  $\Delta P$ ”, que se encuentra explicado en la sección de tuberías y accesorios; calculado  $\Delta P$  se procede a calcular  $A_{U_i}$ , esta última es la superficie unitaria de transferencia

La longitud radiante total será

$$L_R = \frac{A_R}{A_{U_i}}$$

(Ec. 2.5.10)

Donde  $L_R$  es la longitud radiante (ft)  
 $A_R$  es el área radiante (ft<sup>2</sup>)  
 $A_{U_i}$  es el área de transferencia unitaria en la zona radiante (ft<sup>2</sup>/ft).

Se procede a calcular el factor de eficiencia de absorción del banco de tubos.

$$R_E = \frac{L_{cc}}{D_E}$$

(Ec. 2.5.11)

Donde  $L_{cc}$  es la distancia a los tubos de la zona radiante se considera como dato por omisión el valor es 8 pulg  
 $D_E$  es el diámetro externo del tubo seleccionado (pulg).

Para obtener el área de los tubos se emplean las siguientes fórmulas:

$$\alpha = 0.967778 + 0.104444 R_E - 0.07222 R_E^2$$

(Ec. 2.5.12)

Donde  $\alpha$  es un factor de eficiencia de absorción del banco de tubos.  
 $R_E$  es la relación entre la distancia del centro al centro del banco de tubos y el diámetro externo del tubo

También :

$$\begin{aligned}A_{t_E} &= L_{T_E} N_{t_E} L_{cc} \\A_{t_P} &= L_{T_E} N_{t_P} L_{cc} \\A_{t_T} &= A_{t_E} + \alpha A_{t_P} \\A_{T_E} &= 2(L_{B_R} L_{H_R}) + 2L_{t_E} (L_{B_R} + L_{H_R}) \\A_{T_R} &= A_{T_E} - A_{t_T}\end{aligned}$$

**(Ec. 2.5.13)**

Donde  $N_{t_E}$  es el número de tubos escudos, se da como datos, por omisión el valor es

6

$N_{t_P}$  es el número de tubos en la zona radiante sin considerar los tubos escudos, por omisión el valor es 90

$L_{T_E}$  es la longitud de los tubos de la zona radiante.  $L_{T_E} = \frac{L_R}{N_{t_R}}$  (ft)

**(Ec. 2.5.14)**

$N_{t_R}$  es número de tubos de la zona radiante

$L_{B_R}$  es el ancho de la caja radiante(dato ingresado) (ft)

$L_{H_R}$  es la altura de la caja radiante (dato ingresado). (ft)

El volumen del horno es

$$V_H = L_{B_R} L_{H_R} L_{T_E}$$

**(Ec. 2.5.15)**

Donde  $V_H$  es el volumen del horno (ft<sup>3</sup>).

$L_{B_R}$  es el ancho de la caja radiante(dato ingresado) (ft)

$L_{H_R}$  es la altura de la caja radiante (dato ingresado) (ft).

$L_{T_E}$  es la longitud de los tubos de la zona radiante (ft).

La longitud media del haz es:

$$L_z = (2/3)\sqrt[3]{V_H}$$

(Ec. 2.5.16)

Donde  $L_z$  es la longitud media del haz (ft).

$V_H$  es el volumen del horno (ft<sup>3</sup>).

Se estima la presión parcial ( $P^o$ ) del  $CO_2 + H_2O$ ; se considera un %EX = 25 por omisión, de la gráfica se extrae que

$$P^o = 0.285 - 0.00223EX + 9 \times 10^{-6} EX^2$$

(Ec. 2.5.17)

Donde  $P^o$  es la presión parcial del  $CO_2 + H_2O$

$EX$  es el porcentaje en exceso de aire,

Se procede a determinar el factor  $P_L$

$$P_L = P^o L_z$$

(Ec. 2.5.18)

Donde  $P_L$  es un factor debido a la presión

$P^o$  es la presión parcial del  $CO_2 + H_2O$  (atm)

$L_z$  es la longitud media del haz (ft).

Lo siguiente es calcular la emisividad( $\zeta$ ), teniendo en cuenta que la temperatura promedio de la cámara de combustión( $T_G$ ) se presume 1500°F.

$$\zeta = 0.1755 + 0.1579 P_L - 0.0138 P_L^2 - \frac{15(T_G - 1000)}{10^5}$$

**(Ec. 2.5.19)**

Donde  $\zeta$  factor de emisividad  
 $P_L$  es un factor debido a la presión (atm\*ft)  
 $T_G$  es la temperatura de la cámara de combustión (°F).

Calculando entonces el factor de intercambio

$$\phi = -0.0164 + 1.064\zeta - 0.16\zeta^2 + 0.140571 \frac{q_L}{q_n} - 0.010286 \left( \frac{q_L}{q_n} \right)^2$$

**(Ec. 2.5.20)**

Donde  $\phi$  factor de intercambio.  
 $q_L$  es el calor suministrado al líquido (Btu/hr).  
 $q_n$  es el calor neto liberado (Btu/hr).  
 $\zeta$  factor de emisividad.

Se corrige el área total de intercambio

$$A_{t_r}' = \phi A_{t_r}$$

**(Ec. 2.5.21)**

Donde  $A_{t_r}'$  la superficie total de los tubos corregida (ft<sup>2</sup>)  
 $\phi$  factor de intercambio.  
 $A_{t_r}$  la superficie total de los tubos corregida (ft<sup>2</sup>)

Se supone inicialmente que la temperatura de salida de los gases de la cámara de combustión es la misma que la temperatura promedio de la caja radiante  $T_{G_c} = T_G$ .

Se calcula la relación de calor del gas y el calor neto liberado

$$\frac{q_G}{q_n} = 0.07 + 0.07 \frac{EX}{100} + \frac{0.64}{1400} (T_{G_c} - 400)$$

**(Ec. 2.5.22)**

Donde  $q_G$  es el calor del gas (Btu/hr)  
 $q_n$  es el calor neto liberado (Btu/hr)  
 $EX$  es el porcentaje en exceso de aire.  
 $T_{G_c}$  es la temperatura de salida de los gases de la cámara de combustión (°F).

El calor absorbido ( $Q_{ABS}$ ) es

$$Q_{ABS} = \left( 0.98 - \frac{q_G}{q_n} \right) \frac{q_n}{A_{t_r}}$$

**(Ec. 2.5.23)**

Donde  $Q_{ABS}$  es el calor absorbido (Btu/hr-ft<sup>2</sup>).  
 $q_n$  es el calor neto liberado (Btu/hr).  
 $q_n$  es el calor neto liberado (Btu/hr)  
 $A_{t_r}$  la superficie total de los tubos corregida (ft<sup>2</sup>)

Se realiza una segunda presunción sobre la temperatura promedio de la cámara de combustión ( $T_c$ ) a un valor de 1600°F.

Se tiene entonces dos temperaturas  $T_{G1}$  y  $T_{G2}$ , con sus respectivas calores absorbidos  $Q_{abs1}$  y  $Q_{abs2}$ .

$$q_R \left( \frac{q_n}{A_{t_T}} \right) = 66742.61 - 94.184T_G + 0.05068T_G^2 - 20.082T_T + 0.00126T_T^2$$

$$q_R \left( \frac{q_n}{A_{t_T}} \right) = Q_{ABS} = \left( \frac{Q_{ABS2} - Q_{ABS1}}{T_{G2} - T_{G1}} \right) (T_G - T_{G1}) + Q_{ABS1}$$

(Ec. 2.5.24 y Ec. 2.5.25)

Donde

$q_G$  es el calor del gas (Btu/hr)

$q_n$  es el calor neto liberado (Btu/hr)

$A_{t_T}$  la superficie total de los tubos corregida (ft<sup>2</sup>)

$Q_{ABS1}$  es el calor absorbido para la temperatura  $T_{c1}$  (Btu/hr-ft<sup>2</sup>)

$Q_{ABS2}$  es el calor absorbido para la temperatura  $T_{c2}$  (Btu/hr-ft<sup>2</sup>)

$T_{G1}$  es la temperatura supuesta inicialmente de los gases. (°F)

$T_{G2}$  es otra temperatura supuesta de los gases a la salida de la zona de combustión. (°F)

$T_G$  es la temperatura real de los gases. (°F)

$T_t$  es la temperatura de la pared de los tubos radiantes (°F)

De estas dos relaciones y conociendo la temperatura promedio de tubos ( $T_T$ ), se obtiene  $T_G$ .

Con el  $T_{GC}$  encontrado se recalcula  $\frac{q_G}{q_n}$ , se obtiene  $q_R$ . (Vea Ec. 2.5.22)

$$q_R = \left( 0.98 - \frac{q_G}{q_n} \right) q_n$$

(Ec. 2.5.26)

Donde

$q_G$  es el calor del gas (Btu/hr)

$q_n$  es el calor neto liberado (Btu/hr)

$q_R$  es la carga térmica de la zona radiante (Btu/hr).

Como referencia se obtiene y se muestra el flux de calor máximo

$$flux = \frac{q_R}{A_{R_T}}$$

(Ec. 2.5.27)

Donde  $flux$  se refiere a la máxima transferencia de calor.  
 $A_{R_T}$  es la superficie total radiante. (ft<sup>2</sup>)

Se procede a verificar la temperatura de la pared supuesta

$$H_p = H_s - \frac{q_R}{W_L}$$

(Ec. 2.5.28)

Donde  $H_s$  es la entalpía de calor a la temperatura se salida (Btu/lb)  
 $H_p$  es la entalpía a la temperatura( $T_p$ ) del puente (Btu/lb).  
 $W_L$  es el flujo másico de la carga (lb/hr).

También :

$$T_T = \frac{T_p + T_s}{2} + 100$$

(Ec. 2.5.29)

Donde  $T_T$  es la temperatura promedio de los tubos, que debe ser aproximada a la supuesta anteriormente, si no lo es se debe efectuar una nueva iteración, considerando un error de 2%. (°F)  
 $T_s$  es la temperatura de salida (°F).  
 $T_p$  es la temperatura del puente (°F).

Concluido esto, se realiza los cálculos para la zona de convección.

$$Q_c = Q - Q_R$$
$$\frac{q_G}{q_n} = 0.98 - n_R$$

**(Ec. 2.5.30)**

Donde  $Q_c$  es la carga térmica de la sección de convección (Btu/hr).  
 $Q_R$  es la carga térmica de la sección de radiación (Btu/hr).  
 $Q$  es la carga térmica total (Btu/hr).  
 $n_R$  es la eficiencia de radiación.  
 $q_G$  es el calor del gas (Btu/hr)  
 $q_n$  es el calor neto liberado (Btu/hr)

De lo anterior se estima la temperatura de la chimenea( $T_{ch}$ ).

$$\frac{q_G}{q_n} = 0.07 + 0.07 \frac{EX}{100} + \frac{0.64}{1400} (T_{ch} - 400)$$

**(Ec. 2.5.31)**

Donde  $q_G$  es el calor del gas (Btu/hr)  
 $q_n$  es el calor neto liberado (Btu/hr)  
 $EX$  es el porcentaje de exceso de aire, que por omisión es igual a 25.  
 $T_{ch}$  es la temperatura de la chimenea. (°F)

Se calcula LMTD para las corrientes calientes y frías

$$\Delta T_{C_c} = T_G - T_P$$

$$\Delta T_{C_f} = T_{C_h} - T_e$$

$$LMTD = \frac{\Delta T_{C_c} - \Delta T_{C_f}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{C_c}}{\Delta T_{C_f}}\right)}$$

(Ec. 2.5.32 - Ec. 2.5.34)

Donde

$LMTD$  es el factor de corrección debida a la temperatura.

$T_{ch}$  es la temperatura de la chimenea.(°F)

$T_G$  es la temperatura de los gases en la zona radiante. (°F)

$T_P$  es la temperatura del puente (°F).

$T_e$  es la temperatura de entrada de la carga (°F).

$\Delta T_{C_c}$  es la diferencia de temperaturas de las corrientes calientes (°F).

$\Delta T_{C_f}$  es la diferencia de temperaturas de las corrientes frías (°F).

Se procede a recalcular las temperaturas para la zona de convección

$$T_L = \frac{T_{L_E} + T_P}{2}$$

$$T_T = T_L + 100$$

$$T_{G_c} = T_L + LMTD$$

$$T_{G_p} = T_L + \frac{LMTD}{2}$$

(Ec. 2.5.35 - Ec. 2.5.38)

Donde

$T_T$  es la temperatura promedio de tubos (°F).

$T_{GC}$  es la temperatura de los gases de combustión (°F)

$T_{GP}$  es la temperatura de la película de gas (°F).

Se calcula el ancho libre(  $A_p$  )

$$L_{LC} = L_{E\Delta} \left( N_{TC} + \frac{1}{2} \right) - N_{TC} D_{EC}$$

$$A_p = L_{LC} L_{TE}$$

(Ec. 2.5.39 y Ec. 2.5.40)

Donde  $L_{E\Delta}$  es el espaciamiento triangular (ft)  
 $L_{LC}$  es la longitud de ancho libre (ft).  
 $L_{TE}$  es la longitud total expuesta (ft).  
 $N_{TC}$  es el número de tubos por hilera.  
 $D_{EC}$  es el diámetro seleccionado en la zona de convección (ft).  
 $A_p$  es el área libre (ft<sup>2</sup>)

Se determina el flujo de gases de combustión

$$W_G = \frac{(CTC + 7.749162EX - 0.0000427611EX^2)q_n}{10^6}$$

(Ec. 2.5.41)

Donde  $W_G$  es el flujo másico de los gases (lb/s).  
 $q_n$  es el calor neto liberado (Btu/hr)  
 $EX$  es el porcentaje de exceso de aire, que por omisión es igual a 25.  
 $CTC$  es la corrección por tipo de combustible que para combustibles líquidos es 845 y para combustibles gaseosos es 820

Se obtiene la velocidad másica

$$G = \frac{W_G}{A_p}$$

(Ec. 2.5.42)

Donde  $G$  es la velocidad másica (lb/ft<sup>2</sup>-s).  
 $W_G$  es el flujo másico de los gases (lb/s).  
 $A_p$  es el área libre (ft<sup>2</sup>).

Para calcular el coeficiente de convección de los gases de combustión es

$$h_{C_c} = \left(0.688 + 0.000748T_{G_p} - 0.000000319T_{G_p}^2\right) \\ + \left(9.754 + 0.002056T_{G_p} + 0.000000370T_{G_p}^2\right)G \\ + \left(-4.446 + 0.000640T_{G_p} - 0.00000104T_{G_p}^2\right)G^2$$

**(Ec. 2.5.43)**

Donde  $h_{CC}$  es el coeficiente de convección de los gases de combustión (Btu/hr-ft<sup>2</sup>°F)  
 $T_{GP}$  es la temperatura de la película de gas (°F).  
 $G$  es la velocidad másica (lb/ft<sup>2</sup>s).

Se calcula también el coeficiente de radiación

$$h_{C_r} = 1.5 + 0.002139T_T - 0.000000139T_T^2 \\ + 0.002694T_{G_c} - 0.0000002778T_{G_c}^2$$

**(Ec. 2.5.44)**

Donde  $h_{CR}$  es el coeficiente de radiación del gas (Btu/hr-ft<sup>2</sup>°F).  
 $T_{GC}$  es la temperatura promedio del gas (°F).  
 $T_T$  es la temperatura de la pared en la zona radiante (°F).

El coeficiente de radiación de paredes es

$$h_{C_w} = 1.52 - 0.001128T_T + 0.0000296T_T^2$$

**(Ec. 2.5.45)**

Donde  $h_{CW}$  es el coeficiente de radiación referido a la pared (Btu/hr-ft<sup>2</sup>°F).  
 $T_T$  es la temperatura de la pared en la zona radiante (°F).

El coeficiente de transferencia total es

$$\sum h_{C_i} = h_{C_c} + h_{C_r} + h_{C_w}$$

(Ec. 2.5.46)

Donde  $\sum h_{C_i}$  es la sumatoria de los coeficientes (Btu/hr-ft<sup>2</sup>°F).  
 $h_{CC}$  es el coeficiente de convección de los gases de combustión (Btu/hr-ft<sup>2</sup>°F)  
 $h_{CR}$  es el coeficiente de radiación del gas (Btu/hr-ft<sup>2</sup>°F).  
 $h_{CW}$  es el coeficiente de radiación referido a la pared (Btu/hr-ft<sup>2</sup>°F).

Se procede a calcular el área y la superficie de tubos por hileras

$$L_{H-H} = f_{E\Delta} L_{E\Delta}$$
$$A_{PH} = 2 L_{H-H} L_{TE}$$
$$A_{tH} = N_{tE} \left[ \pi * D_E L_{TE} \right]$$

(Ec. 2.5.47 - Ec. 2.5.49)

Donde  $L_{H-H}$  es el espaciamiento de hilera a hilera de tubos (ft).  
 $f_{EA}$  factor de espaciamiento para el arreglo de triangular (0.866).  
 $L_{TE}$  es la longitud expuesta (ft)  
 $A_{PH}$  es el área de pared por hilera de tubos (ft<sup>2</sup>).  
 $A_{tH}$  es la superficie de tubo por hilera (ft<sup>2</sup>).  
 $D_E$  es el diámetro externo de la tubería (ft).  
 $L_{EA}$  es la longitud del espaciamiento entre los tubos (ft).

Se calcula el factor de corrección para la radiación de la pared en la sección de convección ( $F_f$ ) y el coeficiente aparente de la película de gas ( $h_c$ ).

$$F_f = \frac{h_{c_w}}{\sum h_{c_i}} \left( \frac{A_{PH}}{A_{tH}} \right)$$

$$h_c = (1 + F_f)(h_{c_c} + h_{c_r})$$

**(Ec. 2.5.50 - Ec. 2.5.51)**

Donde  $F_f$  es el coeficiente de transferencia efectiva de pared de tubo.  
 $h_c$  es el coeficiente total aparente de la película de gas (Btu/hr-ft<sup>2</sup>°F).  
 $h_{c_c}$  es el coeficiente de convección de los gases de combustión (Btu/hr-ft<sup>2</sup>°F).  
 $h_{c_r}$  es el coeficiente de radiación del gas (Btu/hr-ft<sup>2</sup>°F).  
 $h_{c_w}$  es el coeficiente de radiación referido a la pared (Btu/hr-ft<sup>2</sup>°F).  
 $A_{PH}$  es el área de pared por hilera de tubos (ft<sup>2</sup>).  
 $A_{tH}$  es la superficie de tubo por hilera (ft<sup>2</sup>).

Se supone un  $h_{c_i}$  un valor cualquiera

$$U_c = \frac{h_c h_{c_i}}{h_c + h_{c_i}}$$

$$A_c = \frac{Q_c}{U_c LMTD}$$

$$N_{t_r} = \frac{A_c}{A_t}$$

**(Ec. 2.5.52 - Ec. 2.5.54)**

Donde  $U_c$  es el coeficiente global de transferencia en la sección de convección (Btu/hr-ft<sup>2</sup>°F).  
 $Q_c$  es la carga térmica de la sección de convección (Btu/hr).  
 $h_c$  es el coeficiente total aparente de la película de gas (Btu/hr-ft<sup>2</sup>°F).  
 $h_{c_i}$  es el valor de la sumatoria de los coeficientes en porcentaje igual a 100% (Btu/hr-ft<sup>2</sup>°F).  
 $A_c$  es el área total de transferencia en la sección de convección (ft<sup>2</sup>).  
 $A_t$  superficie del tubo (ft<sup>2</sup>).  
 $LMTD$  es el factor de corrección debida a la temperatura (°F).  
 $N_{t_r}$  es el número total de tubos.

Ahora se procede a calcular la altura de la chimenea, para lo cual primero se procede a calcular las caídas de presión

La caída de presión para el tiro de la caja radiante es

$$t_{/100} = \left(-0.4225 + 0.02147T_{amb} - 0.0001536T_{amb}^2\right) + \left(0.002943 - 0.000055T_{amb} + 0.000000354T_{amb}^2\right)T_G - \left(0.000001 + 0.0000000002T_{amb}\right)T_G^2$$

**(Ec. 2.5.55)**

Donde  $t_{/100}$  es la presión del tiro de chimenea por cada 100 pies de altura de chimenea (inH<sub>2</sub>O).

$T_{amb}$  es la temperatura del ambiente (°F).

$T_G$  es la temperatura de los gases en la zona radiante (°F).

También se tiene que:

$$t_{tcaja} = t_{quemadores} - \frac{L_{T/Q}}{100} t_{/100}$$

**(Ec. 2.5.56)**

Donde  $t_{tcaja}$  es la presión de la caja radiante (inH<sub>2</sub>O).

$t_{quemadores}$  es la caída de presión por efecto de los quemadores (inH<sub>2</sub>O)

$L_{T/Q}$  es la altura desde los quemadores hasta los tubos escudo (ft).

La caída de presión en la sección de convección

$$f_c = 0.003 \frac{L_{T/Q} G^2}{2\rho_G}$$

$$\rho_G = 0.06189 - 0.00005T_{G_c} + 0.0000000137T_{G_c}^2$$

**(Ec. 2.5.57 y Ec. 2.5.58)**

Donde  $f_c$  es la fricción en la sección de convección

$\rho_G$  es la densidad del gas (lb/ft<sup>3</sup>).

$T_G$  es la temperatura de los gases en la zona radiante (°F).

$L_{T/Q}$  es la altura desde los quemadores hasta los tubos escudo (ft).

### La caída de presión en la chimenea

$$\Delta P_{Ch-D} = 3 \left( \frac{L_{Ch}}{50 D_{Ich}} \right) \left( 0.003 \left( \frac{4W_G}{\pi \rho_G D_{Ich}^2} \right)^2 \rho_G \right)$$

$$\rho_G = 0.06189 - 0.00005 T_{Ch'} + 0.0000000137 T_{Ch'}^2$$

(Ec. 2.5.59 y Ec. 2.5.60)

- Donde  $\Delta P_{ch-D}$  es la caída de presión entre la chimenea y el damper (inH<sub>2</sub>O).  
 $\rho_G$  es la densidad del gas (lb/ft<sup>3</sup>).  
 $D_{Ich}$  es el diámetro interno de la chimenea (ft).  
 $W_G$  es el flujo másico de gases (lb/s).  
 $T_{Ch'} = T_{Ch} - 100$  (°F)  
 $L_{Ch}$  es la altura de la chimenea que se supone un valor, para luego corregirlo, por prueba y error (ft).

Se calcula ahora la caída de presión total

$$t_T = t_{tcaja} + f_c + \Delta P_{Ch-D}$$

(Ec. 2.5.62)

- Donde  $t_T$  es la pérdida total de presión (inH<sub>2</sub>O).  
 $f_c$  es la fricción en la sección de convección  
 $t_{tcaja}$  es la presión de la caja radiante (inH<sub>2</sub>O).  
 $\Delta P_{ch-D}$  es la caída de presión entre la chimenea y el damper (inH<sub>2</sub>O).

Se procede el tiro de la chimenea

$$t_{ch} = \left( -0.4225 + 0.02147T_{amb} - 0.0001536T_{amb}^2 \right) \\ + \left( 0.002943 - 0.000055T_{amb} + 0.000000354T_{amb}^2 \right) T_{Ch} \\ - \left( 0.000001 + 0.0000000002T_{amb} \right) T_{Ch}^2$$

(Ec. 2.5.63)

Donde  $t_{ch}$  es la caída de presión, debida a la chimenea (inH<sub>2</sub>O).  
 $T_{amb}$  es la temperatura del ambiente (°F).  
 $T_{CH}$  es la temperatura de la chimenea (°F).

Ahora se procede a estimar la altura de la chimenea.

$$L_{Ch} = \left( \frac{t_T}{t_{Ch}} \right) 100$$

(Ec. 2.5.64)

Donde  $L_{ch}$  es la altura de la chimenea (ft).  
 $t_T$  es la pérdida total de presión (inH<sub>2</sub>O).  
 $t_{ch}$  es la caída de presión, debida a la chimenea (inH<sub>2</sub>O).

Calculado la altura de la chimenea, si esta difiere con la supuesta altura en mas de 10%, se procede a recalculer de nuevo, hasta que la condición no se de.

## 2.6 Modelo matemático usado para calderos

Se debe especificar la cantidad de vapor de agua requerido para el proceso, así como consignar la presión a la que se desea.

Primero se realiza un balance de energía:

$$Q_E = Q_A + C$$

**(Ec. 2.6.1)**

Donde  $Q_E$  es el calor disponible en el combustible (j/hr)  
 $Q_A$  es el calor absorbido por el agua en el caldero (j/hr).  
 $C$  son las pérdidas de calor.

La eficiencia se calcula de la siguiente forma:

$$e = \frac{Q_A}{Q_E}$$

**(Ec. 2.6.2)**

Donde  $e$  es la eficiencia de la unidad (0.7)  
 $Q_E$  es el calor disponible en el combustible (j/hr)  
 $Q_A$  es el calor absorbido por el agua en el caldero (j/hr).

De lo anterior se define  $Q_A$  en función de la temperatura de entrada y salida del agua

$$Q_A = C_{p_{liq}} m \Delta T_1 + \lambda m + C_{p_{gas}} m \Delta T_2$$

**(Ec. 2.6.3)**

Donde  $Q_A$  es el calor absorbido por el agua en el caldero (j/hr).  
 $C_{p_{liq}}$  la capacidad calórica de agua a la presión del sistema en fase líquida (j/mol $^{\circ}$ K).  
 $C_{p_{gas}}$  la capacidad calórica de agua a la presión del sistema en fase gas (j/mol $^{\circ}$ K).  
 $m$  es el flujo másico del agua (mol/hr).  
 $\Delta T_1$  es la temperatura de entrada del agua ( $^{\circ}$ K).  
 $\Delta T_2$  es la temperatura de salida del agua ( $^{\circ}$ K).  
 $\lambda$  es el calor latente de vaporización (241 826 j/mol).

La capacidad calórica del agua en fase gaseosa, se calcula con la siguiente ecuación:

$$C_p^o = A + B * t + C * t^2 + D * t^3 + E / t^2$$

**(Ec. 2.6.4)**

Donde  $C_p^o$  es la capacidad calórica del vapor de agua (j/mol $^{\circ}$ K).  
 $t = T/1000$ , T es la temperatura del vapor de agua ( $^{\circ}$ K).  
 $A, B, C, D, E$  son constantes típicas para el vapor de agua (Véase Tabla 2.6.1).

La entalpía del agua en fase gaseosa, se calcula con la siguiente ecuación:

$$H^o - H_{298.15}^o = A * t + B * t^2 / 2 + C * t^3 / 3 + D * t^4 / 4 - E / t + F - \Delta_f H_{f,298}^o$$

**(Ec. 2.6.5)**

Donde  $H^o$  es la entalpía del vapor de agua (kJ/mol)  
 $t = T/1000$ , T es la temperatura del vapor de agua ( $^{\circ}$ K).  
 $A, B, C, D, E, F$  son constantes típicas para el vapor de agua (Véase Tabla 2.6.1).

La entropía del agua en fase gaseosa, se calcula con la siguiente ecuación:

$$S^{\circ} = A * \ln(t) + B * t + C * t^2 / 2 + D * t^3 / 3 - E / (2 * t^2) + G$$

**(Ec. 2.6.6)**

Donde  $S^{\circ}$  es la entropía del vapor de agua (J/mol $^{\circ}$ K)  
 $t = T/1000$ , T es la temperatura del vapor de agua ( $^{\circ}$ K).  
 A, B, C, D, E, G son constantes típicas para el vapor de agua (Véase Tabla 2.6.1).

Constantes	Temperatura ( $^{\circ}$ K)	
	500 a 1700	1700 a 6000
A	30.09	41.96
B	6.83	8.62
C	6.79	-1.50
D	-2.53	0.10
E	0.08	-11.16
F	-250.88	-272.18
G	223.40	219.78
DH $^{\circ}$ <sub>f,298</sub> ((kJ/mol))	-241.83	-241.83

**Tabla 2.6.1**

La capacidad calórica del agua en fase líquida, se calcula con la siguiente ecuación:

$$C_p^{\circ} = A + B * t + C * t^2 + D * t^3 + E / t^2$$

**(Ec. 2.6.7)**

Donde  $C_p^{\circ}$  es la capacidad calórica del agua líquida(j/mol $^{\circ}$ K).  
 $t = T/1000$ , T es la temperatura del agua líquida( $^{\circ}$ K).  
 A, B, C, D, E son constantes típicas para el agua líquida(Véase Tabla 2.6.2).

La entalpía del agua en fase líquida, se calcula con la siguiente ecuación:

$$H^{\circ} - H_{298.15}^{\circ} = A * t + B * t^2 / 2 + C * t^3 / 3 + D * t^4 / 4 - E / t + F - \Delta_f H_{f,298}^{\circ}$$

**(Ec. 2.6.8)**

Donde  $H^{\circ}$  es la entalpía del agua líquida (kJ/mol)  
 $t = T/1000$ , T es la temperatura del agua líquida ( $^{\circ}$ K).  
 A, B, C, D, E, F son constantes típicas para el agua líquida (Véase Tabla 2.6.2).

La entropía del agua en fase líquida, se calcula con la siguiente ecuación:

$$S^o = A * \ln(t) + B * t + C * t^2 / 2 + D * t^3 / 3 - E / (2 * t^2) + G$$

**(Ec. 2.6.9)**

Donde  $S^o$  es la entropía del agua líquida(J/mol°K)  
 $t = T/1000$ , T es la temperatura del agua líquida (°K).  
A, B, C, D, E, G son constantes típicas para el agua líquida (Véase Tabla 2.6.2).

Constantes	Temperatura (°K)
	298-500
A	-203.61
B	1523.29
C	-3196.41
D	2474.46
E	3.86
F	-256.55
G	-488.72
DH°f,298 (kJ/mol)	-285.83

**Tabla 2.6.2**

Para obtener la presión de vapor del agua, se utiliza la siguiente fórmula:

$$\log_{10}(P) = A - (B / (T + C))$$

**(Ec. 2.6.10)**

Donde  $P$  es la presión del vapor de agua (bar).  
 $T$  es la temperatura del agua(°K).  
A, B, C son constantes típicas para el cálculo de la presión de vapor de agua (Véase Tabla 2.6.3).

Temperatura (°K)	Constantes		
	Min - Max	A	B
273. - 303.	5.40	1838.68	-31.74
304. - 333.	5.20	1733.93	-39.49
334. - 363.	5.08	1659.79	-45.85
344. - 373.	5.08	1663.13	-45.62
293. - 343.	6.21	2354.73	7.56

**Tabla 2.6.3**

Para un caldero de forma cilíndrica se define los siguientes términos

$$P_{gl} = \frac{2tU_t}{df}$$

**(Ec. 2.6.11)**

Donde  $P_{gl}$  presión interna máxima segura (lb/m<sup>2</sup>).

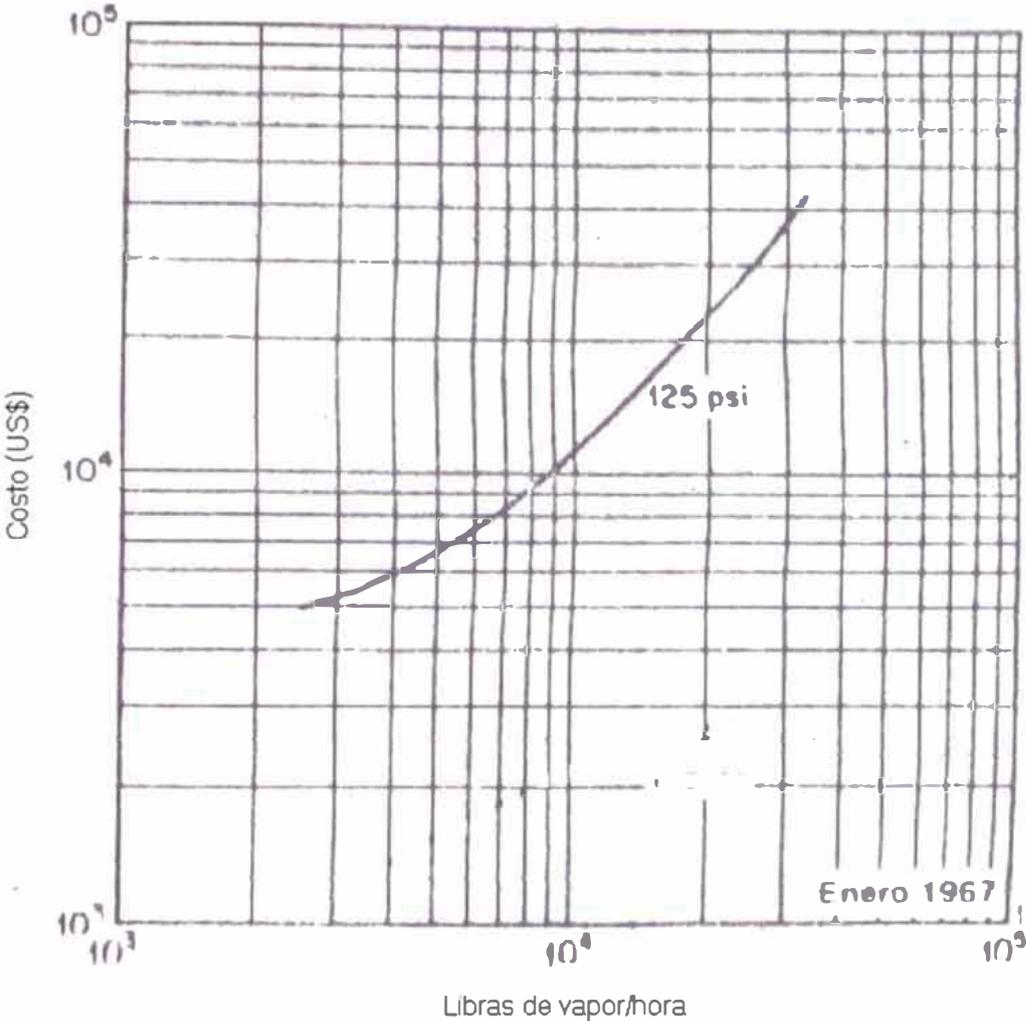
$t$  es el espesor de las planchas (in).

$U_t$  es la fuerza de tensión (lb/in<sup>2</sup>)

$d$  es el diámetro (in).

$f$  es el factor de seguridad, que depende mucho de uso que tenga el caldero (4, 4.5).

Se procede a estimar el precio de la unidad.



(Fig. 2.6.1)

De la gráfica (Fig. 2.6.1) se extrae los siguientes puntos

X	Y
2603.25	5013.25
3795.34	5726.08
4999.52	6488.49
6071.38	7378.97
7457.10	8400.01
9078.87	10009.39
10738.55	11564.25
13781.18	14476.29
15953.48	17501.67
19812.46	22182.89
24273.94	27616.78
28650.82	32997.21
33786.30	41433.46

**Tabla 2.6.4**

Donde X es el flujo de vapor producido (lb/hr) por la caldera a 125 psi, e Y es el costo estimado de la caldera para el año 1967.

Obtenido el precio total de la válvula, se procede a corregirlo, de acuerdo a los **Indices de Inflación de Nelson Farrar**.

Año	Indice de inflación de Nelson para Equipos
1962	198.8
1980	578.1
1997	910.5
1998	933.2
1999	920.3

**Tabla 2.6.5**

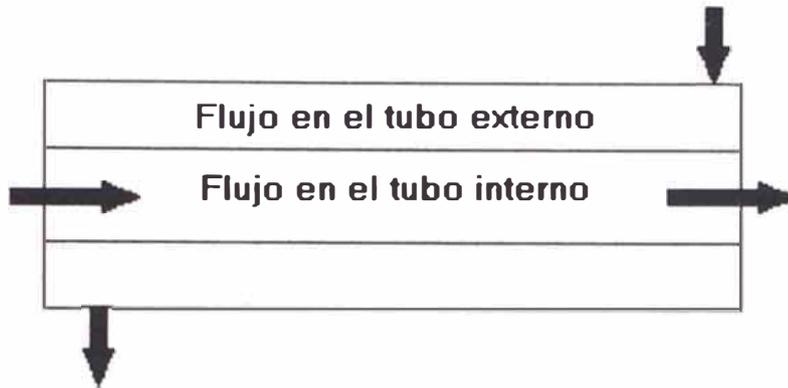
El precio obtenido para el año 1967 con un índice de 210.6 deberá ser corregido para el año 2000 con un índice de 930, entonces:

$$P_{2000} = \frac{P_{TOTAL} * 930}{210.6}$$

**(Ec. 2.6.12)**

## 2.7 Modelo matemático usado para intercambiadores de calor

Se tienen como datos los flujos másicos frío y caliente, si como su composición, temperatura, y presión, se debe obtener el área de transferencia, el número de pasos y número de tubos para un intercambiador de coraza y tubos.



(Fig. 2.7.1)

Se debe tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- Se debe cumplir que el calor entregado por el flujo caliente es igual a calor entregado por el flujo frío.

$$Q_H = Q_C$$

(Ec. 2.7.1)

- Para facilitar el cálculo, se acepta el uso una temperatura media logarítmica ( $\Delta T_m$ ).

Para determinar el calor entregado en un lado(caliente) se tiene que

$$Q_H = C_{p_H} V_{m_H} \Delta T$$

(Ec. 2.7.2)

Donde  $C_p$ : Capacidad Calórica (j/mol $^{\circ}$ K)  
 $V_m$ : Velocidad Másica (mol/hr)  
 $\Delta T$ : diferencia de temperatura para ese lado ( $^{\circ}$ K)

De igual modo se tiene, el calor recibido en un lado(frío).

$$Q_c = C_p V m_c \Delta T$$

(Ec. 2.7.3)

Donde  $C_p$ : Capacidad Calórica (j/mol°K)  
 $V_m$ : Velocidad Másica (mol/hr)  
 $\Delta T$ : diferencia de temperatura para ese lado (°K)

La segunda condición tiene que ver con el calor entregado relacionado con el coeficiente de transferencia de calor total basado en el área ya sea interna o externa.

$$Q_T = U_o A_o CMTD$$

(Ec. 2.7.4)

Donde  $CMTD$  es igual  $LMTD * F$ .  
 $A_o$  es el área de intercambiador basada al área total externa (Vea Ec. 2.7.39)(m<sup>2</sup>).  
 $U_o$  es el coeficiente total de transferencia basada en el área externa (Vea Ec. 2.7.40) (kg/s<sup>3</sup>°K).

El término LMTD se define como sigue:

$$LMTD = \frac{\Delta t t_1 - \Delta t t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t t_1}{\Delta t t_2}\right)}$$

(Ec. 2.7.5)

Donde para un intercambiador en contra corriente se define

$\Delta t t_1$  es el término que indica la mayor diferencia en temperaturas  $\Delta t t_1 = T_1 - t_2$ .

$\Delta t t_2$  es el término que indica la menor diferencia en temperaturas

$$\Delta t t_2 = T_2 - t_1.$$

Para un intercambiador en corriente paralela se define

$$\Delta t t_1 = T_1 - t_1$$

$$\Delta t t_2 = T_2 - t_2$$

## Temperaturas

$T_1$  es la temperatura del flujo caliente entrante. (°K)

$T_2$  es la temperatura del flujo caliente que sale (°K).

$t_1$  es la temperatura del flujo frío entrante (°K).

$t_2$  es la temperatura del flujo frío que sale (°K).

El factor  $F$  depende de la geometría del intercambiador, así como las temperaturas de cada lado.

$$F = \left( \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \right) \frac{\ln[(1 - Px)/(1 - RPx)]}{\ln \left( \frac{(2/Px) - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1}}{(2/Px) - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1}} \right)}$$

(Ec. 2.7.10)

Además  $Px$ ,  $P$  y  $R$  son factores que se definen como siguen

$$Px = \frac{1 - \left[ \frac{RP - 1}{P - 1} \right]^{1/N}}{R - \left[ \frac{RP - 1}{P - 1} \right]^{1/N}}$$

(Ec. 2.7.11)

y

$$P = (t_2 - t_1) / (T_1 - t_1)$$

$$R = (T_1 - T_2) / (t_2 - t_1)$$

(Ec. 2.7.12 y Ec. 2.7.13)

Donde  $N$  es el número total de cabezas(shell).

$T_1$  es la temperatura de entrada para el flujo caliente (°K).

$T_2$  es la temperatura de salida para el flujo caliente (°K).

$t_1$  es la temperatura de entrada para el flujo frío (°K).

$t_2$  es la temperatura de salida para el flujo frío (°K).

Si  $R = 1$ , la ecuación anterior se vuelve indeterminado, entonces se debe aplicar la siguiente ecuación:

$$F = \frac{Px\sqrt{R^2 + 1} / (1 - Px)}{\ln \left[ \frac{(2 / Px) - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1}}{(2 / Px) - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1}} \right]}$$

(Ec. 2.7.14)

Además  $P_x, P$  y  $R$  se define como sigue:

$$P_x = \frac{P}{N - NP + P}$$

(Ec. 2.7.15)

$P$  y  $R$ , se define según las ecuaciones (Ec. 2.7.12 y Ec. 2.7.13).

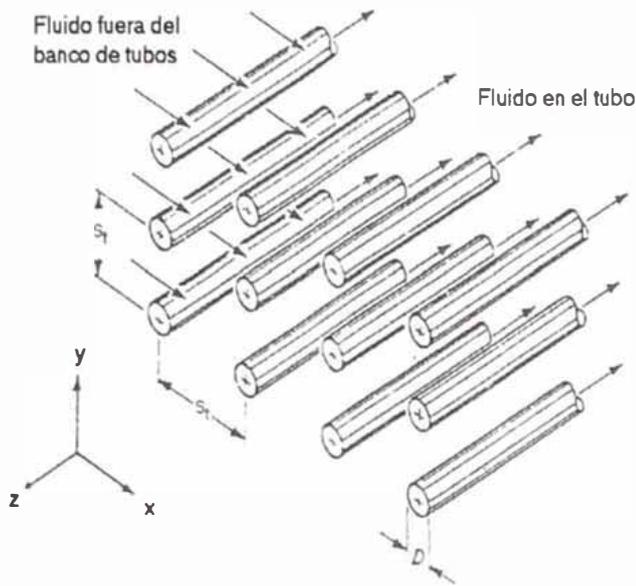
Se procede a calcular la caída de presión en el lado de la coraza

$$\Delta P = Nf \left( \frac{\rho \mu}{2g_c} \right)$$

(Ec. 2.7.16)

Donde  $\Delta P$  es la caída de presión del lado de la coraza ( $\text{kg/m-s}^2$ ).  
 $f$  es el factor de fricción que depende de las propiedades del fluido, y de la geometría del intercambiador. Véase las ecuaciones (Ec. 2.7.17 y Ec. 2.7.18)  
 $N$  es el número de cascos (coraza) que posee el intercambiador de calor.  
 $\rho$  la densidad promedio del fluido ( $\text{kg/m}^3$ ).  
 $\mu$  la viscosidad promedio del fluido ( $\text{kg/m-s}$ ).  
 $g_c$  es la constante de la gravedad ( $9.8 \text{ m/s}^2$ ).

La figura 2.7.2, da una idea del tipo de arreglo triangular y de las variables que se establecen para caracterizar el arreglo.



Donde

$S$  es el espaciamiento de una hilera a otra

$D$  es el diámetro de los tubos.

(Fig. 2.7.2)

Para un arreglo en línea se tiene que

$$f = 4 \left[ 0.044 + \frac{0.08(S_t / D)}{\left[ (S_t - D) / D \right]^{0.43 + 1.14 D / S_t}} \right] \text{Re}^{-0.15}$$

(Ec. 2.7.17)

Para un arreglo escalonado se tiene que

$$f = 4 \left[ 0.25 + \frac{0.1175}{\left( \frac{S_t - D}{D} \right)^{1.08}} \right] \text{Re}^{-0.16}$$

(Ec. 2.7.18)

Se procede a calcular el coeficiente de transferencia de calor ( $h_o$ ) para el lado de la coraza.

$$h_o = 0.36 * \frac{k}{D_e} (Re_s)^{0.55} (Pr_s)^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

(Ec. 2.7.19)

Donde  $h_o$  es el coeficiente de transferencia ( $kg/s^3 \circ K$ ).  
 $k$  es el factor de conductividad térmica del fluido. ( $w/m^{\circ}K$ )  
 $D_e$  es el diámetro equivalente (Vea Ec. 2.7.20 y Ec. 2.7.21) (m)  
 $Re_s$  es el número de Reynolds (Vea Ec. 2.7.22)  
 $Pr_s$  es el número de Prandtl (Vea Ec. 2.7.25).  
 $\mu$  es la viscosidad del fluido a la temperatura promedio ( $kg/m-s$ ).  
 $\mu_w$  es la viscosidad del fluido a la temperatura promedio de la pared externa de los tubos internos. ( $kg/m-s$ )

Para calcular el diámetro interno ( $D_e$ ) se usa la siguiente ecuación:

Para un arreglo cuadrangular

$$D_e = \frac{4(P_T^2 - \pi * OD^2 / 4)}{\pi * OD}$$

(Ec. 2.7.20)

Para un arreglo triangular

$$D_e = \left( \frac{1.72 P_T^2 - 0.5 * \pi * OD^2}{0.5 * \pi * OD} \right)$$

(Ec. 2.7.21)

Donde  $D_e$  es el diámetro equivalente de la cáscara del intercambiador (m).  
 $\bullet OD$  es el diámetro externo de los tubos del intercambiador (m).  
 $P_T$  es el espaciamiento entre los centros de los tubos del intercambiador (m).

El número de Reynolds ( $Re_s$ ) es calculado de la siguiente manera:

$$Re_s = \frac{D_e * G_s}{\mu}$$

(Ec. 2.7.22)

Donde  $Re_s$  es el número de Reynolds.  
 $D_e$  es el diámetro equivalente (m)  
 $G_s$  es la velocidad másica (Vea Ec. 2.7.23) ( $kg/m^2\cdot s$ )  
 $\mu$  es la viscosidad del fluido ( $kg/m\cdot s$ ).

Para calcular la velocidad másica ( $G_s$ ) se utiliza la siguiente fórmula.

$$G_s = \frac{W * P_T}{ID * C * B}$$

(Ec. 2.7.23)

Donde  $G_s$  es la velocidad másica ( $kg/m^2\cdot s$ ).  
 $W$  es el flujo másico ( $kg/s$ ).  
 $P_T$  es el espaciamiento entre los centro de los tubos del intercambiador (m).  
 $ID$  es el diámetro interno de la cáscara del intercambiador (m).  
 $C$  es el factor de libertad de flujo (Vea Ec. 2.7.24).  
 $B$  es el espaciamiento de los Baffles (m).

Para calcular el factor de libertad ( $C$ ), se procede a utilizar la siguiente fórmula.

$$C = P_T - OD$$

(Ec. 2.7.24)

Donde  $C$  es el factor de libertad de flujo (m)  
 $P_T$  es el espaciamiento entre los centros de los tubos del intercambiador (m).  
 $OD$  es el diámetro externo de los tubos del intercambiador (m).

Para calcular el número de Prandtl ( $Pr_s$ ) se utiliza la siguiente fórmula.

$$Pr_s = \frac{c^* \mu}{k}$$

(Ec. 2.7.25)

Donde  $Pr_s$  es el número de Prandtl  
 $c$  es la capacidad calórica del fluido (j/kg°K).  
 $\mu$  es la viscosidad del fluido (kg/m-s).  
 $k$  es el factor de conductividad térmica del fluido (w/m°K).

Se procede a calcular la caída de presión de lado de los tubos.

$$\Delta P_T = \Delta P_{tt} + \Delta P_r$$

(Ec. 2.7.26)

Donde  $\Delta P_T$  es la caída de presión en los tubos del intercambiador (kg/m-s<sup>2</sup>).  
 $\Delta P_{tt}$  es la caída de presión debida a los tubos (Vea Ec. 2.7.27) (kg/m-s<sup>2</sup>).  
 $\Delta P_r$  es la caída de presión debida al retorno de pérdidas (Vea Ec. 2.7.34) (kg/m-s<sup>2</sup>).

Para calcular la caída de presión debida a los tubos se utiliza la siguiente ecuación

$$\Delta P_{tt} = 466.4056 \frac{f_t * G_t^2 * L * n_p}{2 * g * \rho * ID}$$

(Ec. 2.7.27)

Donde  $\Delta P_{tt}$  es la caída de presión debida a los tubos (kg/m-s<sup>2</sup>)  
 $f_t$  es el factor de corrección (Vea Ec. 2.7.28 y Ec. 2.7.29).  
 $G_t$  es la velocidad másica (Vea Ec. 2.7.31) (kg/m<sup>2</sup>-s).  
 $L$  es la longitud de los tubos (m).  
 $n_p$  número de tubos pasados.  
 $g$  es la aceleración de la gravedad. (9.8 m/s<sup>2</sup>)  
 $\rho$  es la densidad del fluido (kg/m<sup>3</sup>).  
 $ID$  es el diámetro interno de los tubos del intercambiador (m).

Para calcular el factor de corrección ( $f_t$ ) por fricción debida a la tubería se usan las siguientes fórmulas.

Para  $Re_t \leq 10\,000$  se usa

$$f_t = \frac{0.45}{Re_t^{0.9853}}$$

(Ec. 2.7.28)

Para  $Re_t > 10\,000$  se usa

$$f_t = \frac{0.0028}{Re_t^{0.2514}}$$

(Ec. 2.7.29)

Donde  $f_t$  es el factor de corrección  
 $Re_t$  es el número de Reynolds (Vea Ec. 2.7.30).

Para calcular el número de Reynolds ( $Re_t$ ) se usa la siguiente fórmula.

$$Re_t = \frac{ID * G_t}{\mu}$$

(Ec. 2.7.30)

Donde  $Re_t$  es el número de Reynolds.  
ID es el diámetro interno de los tubos del intercambiador (m).  
 $G_t$  es la velocidad másica (Vea Ec. 2.7.31) ( $kg/m^2-s$ )  
 $\mu$  es la viscosidad del fluido ( $kg/m-s$ ).

Para calcular la velocidad másica ( $G_t$ ) se usa la siguiente fórmula.

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

(Ec. 2.7.31)

Donde  $G_t$  es la velocidad másica ( $\text{kg/m}^2\text{-s}$ ).  
 $w$  es el flujo másico ( $\text{kg/s}$ ).  
 $a_t$  es el área de flujo (Vea Ec. 2.7.32). ( $\text{m}^2$ )

Para calcular el área de flujo ( $a_t$ ) se usa la siguiente fórmula.

$$a_t = \frac{N_t * a_t'}{n_p}$$

(Ec. 2.7.32)

Donde  $a_t$  es el área de flujo ( $\text{m}^2$ )  
 $N_t$  es el número total de tubos.  
 $n_p$  número de tubos pasados.  
 $a_t'$  es el área del tubo del intercambiador (Vea Ec. 2.7.33) ( $\text{m}^2$ ).

Para calcular el área del tubo ( $a_t'$ ) se usa la siguiente fórmula.

$$a_t' = \frac{ID * \pi}{4}$$

(Ec. 2.7.33)

Donde  $a_t'$  es el área del tubo del intercambiador ( $\text{m}^2$ ).  
 $ID$  es el diámetro interno de los tubos del intercambiador (m).

Para calcular la caída de presión debida al retorno de pérdidas ( $\Delta P_r$ ), se usa la siguiente formula

$$\Delta P_r = 3.2702 \frac{K * n_p * \rho * V_t^2}{2 * g}$$

**(Ec. 2.7.34)**

Donde  $\Delta P_r$  es la caída de presión debida al retorno de pérdidas ( $\text{kg/m-s}^2$ )  
K es el número de pérdida de velocidad por tubos pasados, ( $K = 2.5$ )  
 $n_p$  número de tubos pasados.  
 $\rho$  es la densidad del fluido ( $\text{kg/m}^3$ ).  
 $V_t$  es la velocidad del fluido (Vea Ec. 2.7.35). (m/s)  
g es la aceleración de la gravedad ( $9.8 \text{ m/s}^2$ ).

Para calcular la velocidad del fluido ( $V_t$ ) se usa la siguiente ecuación.

$$V_t = \frac{G_t}{\rho}$$

**(Ec. 2.7.35)**

Donde  $V_t$  es la velocidad del fluido (m/s)  
 $G_t$  es la velocidad másica ( $\text{kg/m}^2\text{-s}$ ).  
 $\rho$  es la densidad del fluido ( $\text{kg/m}^3$ ).

Se procede a calcular el coeficiente de transferencia de calor ( $h_o$ ) para el lado de los tubos.

$$h_{io} = h_i \left( \frac{ID}{OD} \right)$$

**(Ec. 2.7.36)**

Donde  $h_{io}$  es el coeficiente de transferencia de calor ( $\text{kg/s}^3\text{°K}$ ).  
 $h_i$  es el coeficiente de transferencia de calor sin corregir (Vea Ec. 2.7.37) ( $\text{kg/s}^3\text{°K}$ ).  
ID es el diámetro interno de los tubos (m).  
OD es el diámetro externo de los tubos (m).

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor sin corregir ( $h_i$ ).

$$h_i = 1.86 * \frac{k}{ID} Re_t^{0.33} Pr_r^{0.33} \left( \frac{ID}{L} \right) \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

(Ec. 2.7.37)

Donde  $h_i$  es el coeficiente de transferencia de calor sin corregir ( $\text{kg/s}^3\text{°K}$ )  
 $k$  es el factor de conductividad térmica del fluido ( $\text{w/m}^{\circ}\text{K}$ ).  
 $Re_t$  es el número de Reynolds (Vea Ec. 2.7.30).  
 $Pr_r$  es el número de Prandtl (Vea Ec. 2.7.38).  
 $\mu$  es la viscosidad del fluido a la temperatura promedio ( $\text{kg/m-s}$ ).  
 $\mu_w$  es la viscosidad del fluido a la temperatura promedio de la pared externa de los tubos internos.  
 $ID$  es el diámetro interno de los tubos (m).  
 $L$  es la longitud de los tubos (m).

Para calcular el número de Prandtl ( $Pr_s$ ) se utiliza la siguiente fórmula.

$$Pr_t = \frac{c * \mu}{k}$$

(Ec. 2.7.38)

Donde  $Pr_t$  es el número de Prandtl  
 $c$  es la capacidad calórica del fluido ( $\text{j/kg}^{\circ}\text{K}$ ).  
 $\mu$  es la viscosidad del fluido ( $\text{kg/m-s}$ ).  
 $k$  es el factor de conductividad térmica del fluido ( $\text{w/m}^{\circ}\text{K}$ ).

Para calcular el área total del intercambiador ( $A_o$ ) se utiliza la siguiente fórmula.

$$A_o = OD * \pi * L * N_t$$

(Ec. 2.7.39)

Donde  $A_o$  es el área total de intercambiador basado en el área externa de los tubos ( $\text{m}^2$ ).  
 $N_t$  es el número total de tubos.  
 $OD$  es el diámetro externo de los tubos del intercambiador (m).  
 $L$  es la longitud de los tubos (m).

Para calcular el coeficiente de transferencia total basado en el área externa, se utiliza la siguiente fórmula

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_{i_o}} + \frac{1}{h_o} + F_t + F_s}$$

**(Ec. 2.7.40)**

Donde  $U_o$  es el coeficiente de transferencia total basado en el área externa ( $\text{kg/s}^3\text{°K}$ ).  
 $h_{i_o}$  es el coeficiente de transferencia de calor para el lado de los tubos ( $\text{kg/s}^3\text{°K}$ ).  
 $h_o$  es el coeficiente de transferencia de calor para el lado de la coraza ( $\text{kg/s}^3\text{°K}$ ).  
 $F_t$  es el factor de ensuciamiento para el lado de los tubos ( $\text{s}^3\text{°K/kg}$ ).  
 $F_s$  es el factor de ensuciamiento para el lado de la coraza ( $\text{s}^3\text{°K/kg}$ ).

Factor de ensuciamiento recomendados.	
Vapor y Gases	Factor de Ensuciamiento
Descarga de un compresor centrifugal	0.0010
Descarga de un compresor reciprocante	0.0010
Vapor refrigerante de un compresor reciprocante	0.0025
Vapor refrigerante de un compresor centrifugal	0.0015
Alta calidad de vapor de aceite libre y limpio	0.0003
Baja calidad de vapor de aceite libre y limpio	0.0005
Vapor de aceite a presión	0.0010
Aire comprimido	0.0020
Gas ácido	0.0010
Vapor de solvente	0.0010
Gas natural	0.0010
Liquidos	
Agua de bahia	0.0025
Agua destilada	0.0005
Agua dura de pozo	0.0033
Agua de enfriamiento de torre sin tratar	0.0033
Agua de enfriamiento de torre tratado	0.0015
Agua de motor	0.0012
Agua de carga para caldero tratado	0.0015
Aceite combustible	0.0060
Solventes orgánicos limpios	0.0010
Aceite vefetal	0.0040
Liquido refrigerante	0.0010
Aceite industrial para intercambio de calor	0.0010
Fluido hidraulico	0.0010
Gases de petroleo liquado y gasolina natural	0.0010
Aceite rico	0.0010
Aceite pobre	0.0020

**Tabla 2.7.1**

Una vez obtenido los datos de diseño del intercambiador, se procede a estimar el costo del mismo:

El precio de un intercambiador de coraza y tubos es

$$P_{INTERCAMBIADOR} = P_{BASE} * f_L * f_D * f_P * f_M$$

(Ec. 2.7.41)

Donde

$P_{INTERCAMBIADOR}$  es el precio para el año 1967.

$P_{BASE}$  es el precio base de un intercambiador de calor según la Tabla 2.7.2

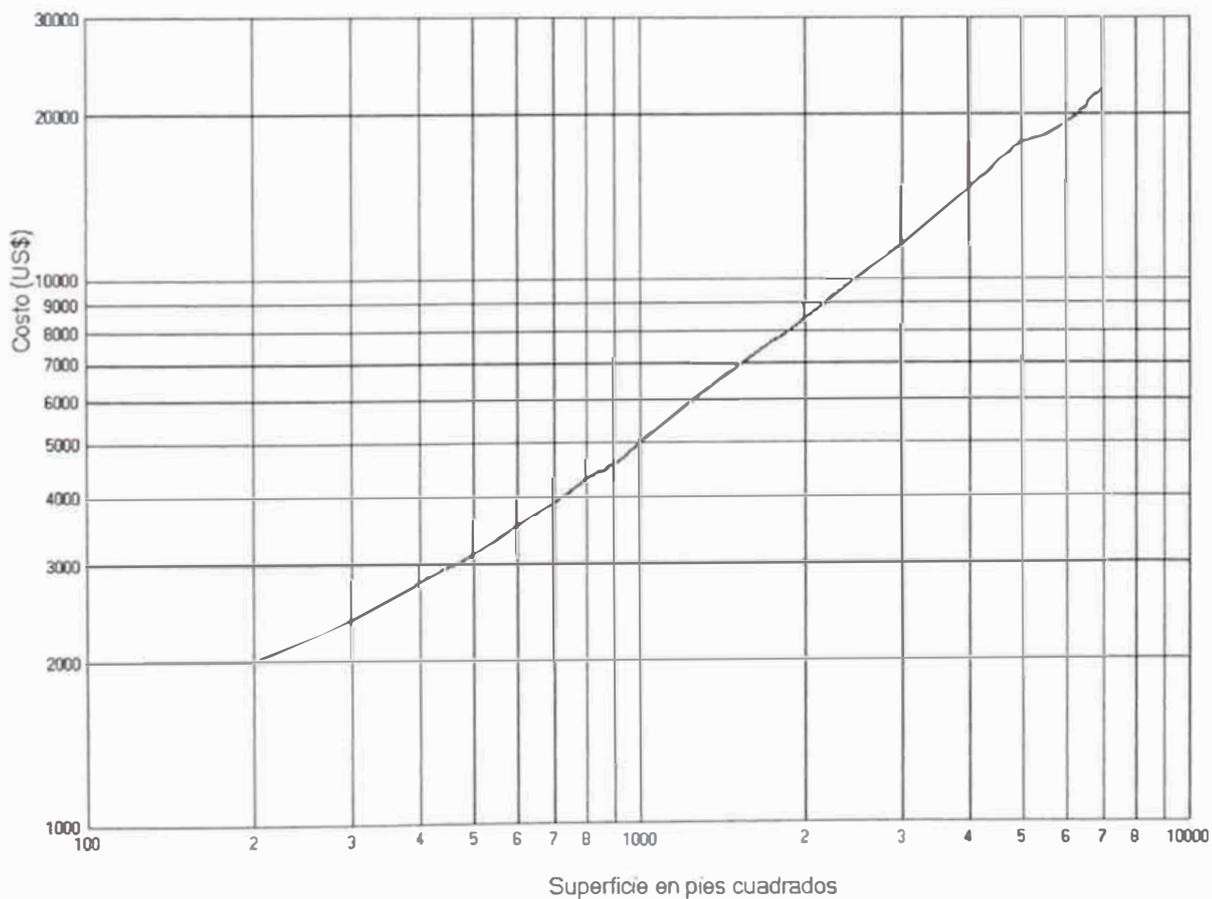
$f_L$  es el factor debido a la longitud de los tubos según la Tabla 2.7.3

$f_D$  es el factor debido a el diámetro de los tubos según la Tabla 2.7.4

$f_P$  es el factor debido a la presión de trabajo según la Tabla 2.7.5

$f_M$  es el factor debido al material escogido para los tubos según Tabla 2.7.6

Para estimar el precio base ( $P_{BASE}$ ) se procede según la Fig 2.7.3



(Fig. 2.7.3)

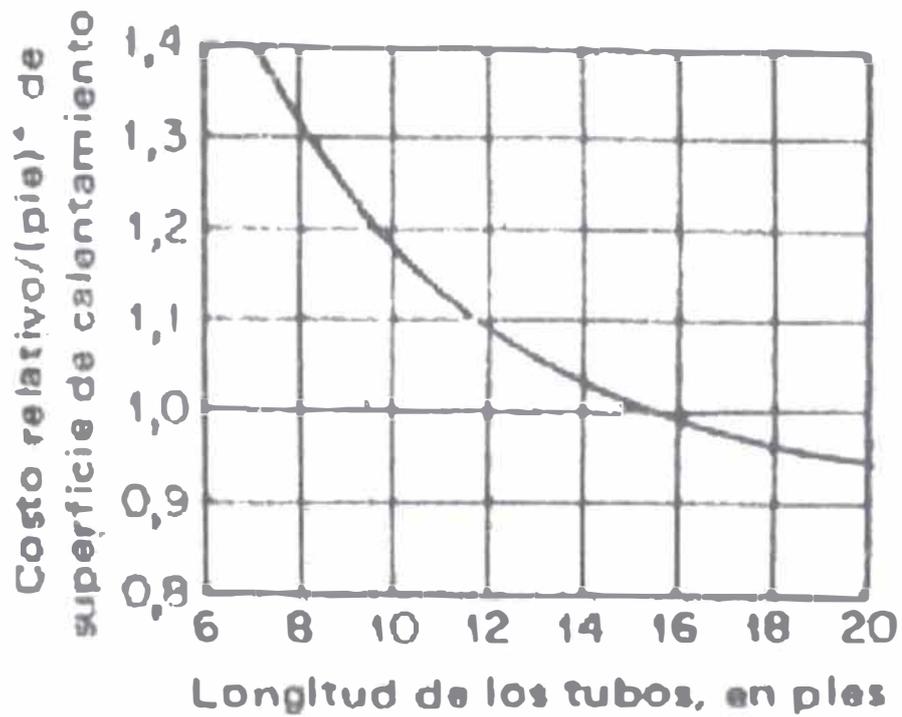
De la gráfica (Fig. 2.7.3) se extrae los siguientes puntos:

Area (m <sup>2</sup> )	Cabezal Flotante
9.34	1534
13.99	1770
18.58	2002
23.57	2195
28.05	2386
37.47	2795
46.98	3153
55.59	3524
65.35	3901
73.80	4259
84.37	4604
93.07	4990
140.29	6907
187.56	8501
233.51	10077
279.46	11529
373.50	14755
451.87	17457
564.70	19531
650.83	22295
741.05	24136
825.97	26183
916.96	28301

**Tabla 3.7.2**

El área según la ecuación 2.7.39, y de la tabla 2.7.2, se obtiene con interpolaciones de Lagrange, el precio del intercambiador de calor de coraza y tubos para el año 1967.

Para estimar el factor debido a la longitud ( $f_L$ ) se procede según la Fig 2.7.4



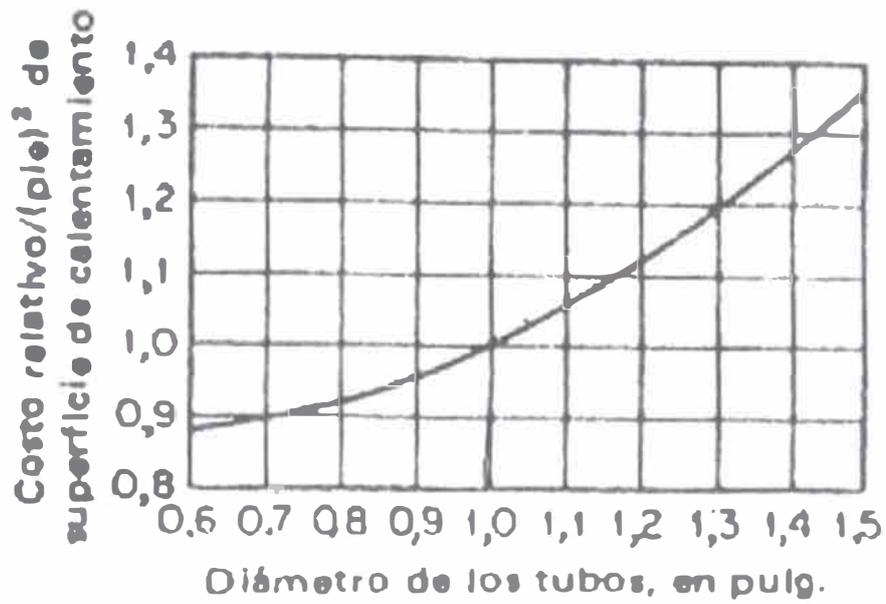
(Fig. 2.7.4)

De la gráfica se extrae los siguientes puntos:

Longitud (M)	$f_T$
2.14	1.397
2.41	1.322
3.05	1.182
3.65	1.089
4.28	1.033
4.91	0.987
5.51	0.962
6.10	0.945

Tabla 2.7.3

Para estimar el factor debido al diámetro de los tubos ( $f_D$ ) se procede según la Fig 2.7.5



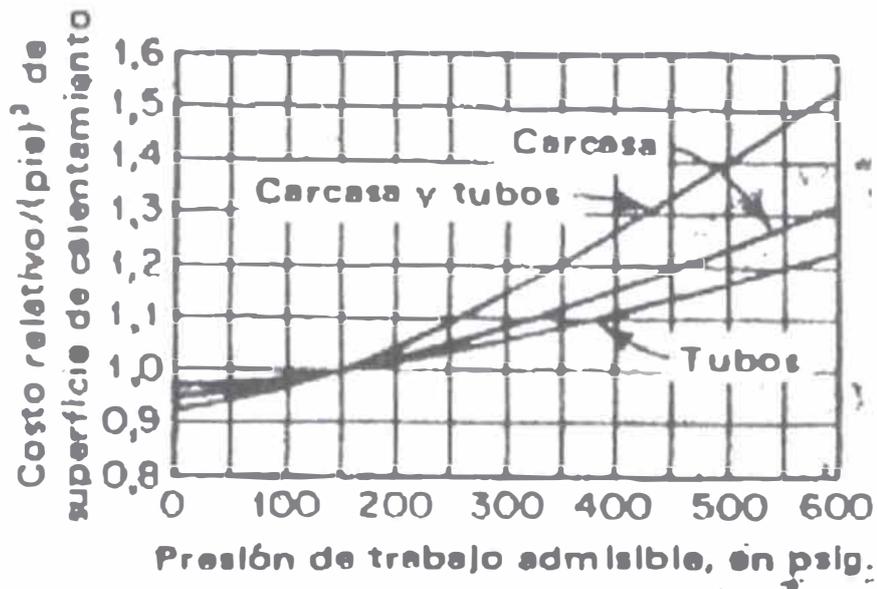
(Fig. 2.7.5)

De la gráfica se extrae los siguientes puntos:

Diámetro (MM)	$f_D$
15.3	0.877
18.0	0.897
20.4	0.920
22.8	0.954
25.6	1.002
28.1	1.057
30.5	1.120
33.1	1.199
35.6	1.272
38.1	1.352

Tabla 2.7.4

Para estimar el factor debido a la presión de trabajo ( $f_p$ ) se procede según la Fig 2.7.6



(Fig. 2.7.6)

De la gráfica se extrae los siguientes puntos:

Presión (Atm)	Carcasa y tubos	Carcasa	Tubos
0.0	0.922	0.945	0.975
3.4	0.940	0.962	0.975
6.8	0.969	0.981	0.983
10.3	1.006	1.004	1.000
13.6	1.049	1.03	1.018
16.8	1.093	1.051	1.038
20.3	1.151	1.085	1.062
27.2	1.270	1.161	1.111
30.5	1.334	1.199	1.138
33.8	1.409	1.235	1.169
37.3	1.478	1.279	1.203
40.7	1.542	1.326	1.234

Tabla 2.7.5

Para estimar el factor debido a la presión de trabajo ( $f_p$ ) se procede según la Tabla 2.7.6

Factores de costo de materiales de construcción	
Material	Fm
Acero fundido	1.35
Acero inoxidable 304	2.00
Acero inoxidable 316	2.00
Aleación de Gould No. 20 fundida	2.00
Niquel	3.50
Monel	3.30
ISO B	4.95
ISO C	4.60
Titanio	9.70
Hastelloy C	2.95
Hierro ductil	1.15
Bronce	1.90

**Tabla 2.7.6**

Obtenido el precio total del intercambiador de calor de coraza y tubos, se procede a corregirlo, de acuerdo a los **Indices de Inflación de Nelson Farrar**.

Año	Indice de inflación de Nelson para Intercambiadores
1954	190.7
1967	218.1
1972	266.4
1975	305.4
1994	727.7
1995	773.4
1996	795.0
1997	785.0
1998	775.0
1999	765.0
2000	754.0

**Tabla 2.7.3**

El precio obtenido para el año 1967 con un índice de 218.1 deberá ser corregido para el año 2000 con un índice de 754, entonces:

$$P_{2000} = \frac{P_{1967} * 218.1}{754}$$

**(Ec. 2.7.42)**

## CAPITULO III

### INFORMACION Y CRITERIOS PARA EL DISEÑO DE LOS EQUIPOS

### 3.1 Diseño de Fraccionadoras

Tiene por propósito separar los componentes de la carga según la naturaleza de cada fracción. Las cargas a la unidad son los ingresos que tiene.

Una columna de destilación es un cilindro vertical, dentro de él existen un número  $n$  platos, donde cada plato contiene líquido sobre nadante, el cual va cayendo al plato de abajo a través de un vertedero, y donde el gas es forzado a entrar en contacto el líquido de cada plato por medio de unos orificios debajo de estos, de tal manera que el gas burbujee en el líquido. Así los componentes más volátiles se sitúan en los platos superior y los menos volátiles en los platos inferiores.

Para asegurar un contacto eficaz líquido-gas, es necesario asegurar un mínimo en la profundidad del líquido sobre nadante en el plato. Se acepta como mínimo 50 mm, el máximo lo determina la máxima pérdida de presión aceptada, siendo común 100 mm la profundidad máxima.

En el diseño, el diámetro de la columna, así como su altura, depende de las cargas, de la presión y temperatura en que operaría la columna en condiciones controladas. El número de platos depende de cuantas fracciones y grado de pureza se requiere obtener..

- La entrada de datos contempla los siguientes aspectos:
  - ◆ Carga (Ver la figura 3.1.1)
    - La presión de operación de la columna. Se considera que la presión a lo largo de la columna apenas varia solo un poco.
    - La temperatura de ingreso de la carga.
    - El flujo volumétrico de la carga
    - La composición de la carga, en fracciones molares.
    - El reflujo.

<b>Carga</b>	
Presion	10      Atm
Temperatura	65      °C
Flujo	249.6      Kmol/hr
Composicion	
Reflujo	1.2

(Fig. 3.1.1)

- Salidas esperadas (Ver la figura 3.1.2)
  - El componente volátil y su porcentaje de pureza que se espera obtener en el tope de la columna.
  - El componente pesado y su porcentaje, que se espera obtener en el fondo de la columna.

Salidas esperadas		
	Compuesto	%
<b>Tope</b>	C1	99.9
<b>Fondo</b>	C10	78

(Fig. 3.1.2)

- ◆ Datos de diseño
  - Acero que se usará para la construcción de la pared (shell) de la columna. El material y el espesor dependen en medida de la presión que deberá soportar. Se debe especificar según la norma ASTM, ASI, etc.
  - Acero que se usará para las construcciones de las dos cabezas (Head), son las que cierran el cilindro. El tipo de acero usado y el espesor, generalmente son similares a los especificados para la construcción de las paredes de la columna.
  - Acero usado para el skirt, es la parte que sostiene la columna, el tipo de acero y su espesor depende del peso que deberá soportar.
  - Acero que se usará para el revestimiento. Esto es opcional, y su uso depende de que tan corrosivo es el fluido.
  - Material que se usará para el forro. Esto es opcional, y su uso depende de que tan corrosivo es el fluido.
  - Tipo de plato. Se especifica el tipo de plato que se usará para la construcción, se escoge de acuerdo a la eficiencia que mostraría el plato con respecto al fluido.
  - Tipo de flujo. Se especifica el tipo de flujo que tendrá la columna en operación, los tipos de flujos se especifican para un contacto liquido-gas más eficaz.
  - Acero que se usará para la construcción de los platos, tanto el tipo de acero como su espesor depende del fluido y que tan corrosivo será.

En la siguiente figura se muestra el cuadro de ingreso para el dimensionamiento de una fraccionadora, nótese que también pueden ingresarse datos de diseño.

The screenshot shows a software window titled 'Fraccionadora' with a menu bar containing 'Archivo'. The interface is divided into several sections:

- Carga:**
  - Presion: 10 Atm
  - Temperatura: 65 °C
  - Flujo: 249.6 Kmol/hr
  - Reflujo: 1.2
  - Composicion: (empty field)
- Salidas en el Tope:**
  - Rendimiento: 99.9 %
  - Composicion: C3
- Salidas en el Fondo:**
  - Rendimiento: 98 %
  - Composicion: i-C5
- Datos de Diseño:**
  - Acero para la pared: SA 285 C
  - Acero para las cabezas: SA 285 C
  - Acero para el revestimiento: 10% 304
  - Espesor del revestimiento: 8 mm
  - Material para el forro: 304
  - Espesor del forro: 3 mm
  - Acero para los accesorios: SA 285 C
  - Tipo de Plato: Plato con Valvulas
  - Tipo de flujo: Flujo simple
  - Acero para los platos: Mild Steel
  - Espesor del plato: 3.5 mm
  - Altura de la Cabeza: 1 m
  - Altura del fondo: 2.5 m

At the bottom right, there are two buttons: 'Menu principal' and 'Calcular'.

(Fig. 3.1.3)

- La salida de datos será:
  - ▶ El numero de platos(Nplatos), necesario para que el programa pueda obtener las composiciones, flujos, temperaturas y presión para continuar con la simulación.
  - ▶ El diámetro de la columna(D), necesario para obtener el flujo ascendente y descendente, así como obtener la perdida de presión a lo largo de la columna.
  - ▶ La altura, o en caso contrario la separación de cada plato(SeparaPlato), para realizar cálculos acerca de si la columna puede realizar separaciones eficaces. Así como determinar el volumen total de la columna.
  - ▶ Si requiere revestimiento, y forro.
  - ▶ El precio total de la columna actualizado al año 2000.

Además de presentar la salida de datos, también se mostrará, la hoja típica de

especificaciones para el fabricante. La siguiente figura muestra una hoja que es generada con la data anterior.

<b>COLUMNA DE PLATOS CON CAMPANAS DE BURBUJEO</b>			
Identificación	Item _____ Item N° _____ Cantidad _____	Fecha _____ Por _____	
Función			
Operación			
Fluidos circulantés: Alimentación			
	Producto de Tope o cabeza	Reflujo	Producto de fondo
Flujos máxicos	_____	_____	_____
Composiciones	_____	_____	_____
Temperaturas	_____	_____	_____
Datos de diseño :			
	N° de Platos _____	Relación de reflujo _____	
	Presión _____	Espaciado de los platos _____	
	Altura funcional _____	Altura desde el plato al borde libre de la campana _____	
	Material de construcción _____		
	Diámetro : _____		
	Densidad del líquido _____	lb/pie <sup>3</sup>	
	Densidad del vapor _____	lb/pie <sup>3</sup>	
	Velocidad máxima admisible para el vapor _____		pie/s
	Flujo máxico admisible del vapor _____		pie <sup>3</sup> /s
	Diámetro interno recomendado _____		
Servicio auxiliares			
Controles			
Aislación			
Tolerancias			
Observaciones y planos			

(Fig. 3.1.4)

### 3.2 Diseño de tuberías y accesorios

En las refinerías, las tuberías son usadas para trasportar el producto de una unidad a otra. En general las tuberías son y se consideran de diámetros constantes y rectos. Pero, por lo general es necesario realizar conexión de varias secciones de tubería, ya sea por facilidades técnicas (no existen tuberías de longitudes extensas), para cambiar la dirección de la línea, o también para repartir el producto transferido, a dos o más unidades, por lo que se usa bridas, codos, uniones en T, etc..

Para controlar la tasa de transferencia se usan válvulas, estas válvulas en plantas modernas son controladas por PIC (que son pequeñas computadoras, que pueden abrir, cerrar de a cuerdo a programas diseñados para optimizar el proceso, y brindar seguridad).

En la industria se dispone de un número limitado de diámetros, longitudes y espesor de tuberías, es por ellos que en el diseño de plantas, debe tenerse en cuenta el uso de tuberías comerciales, siempre eligiendo la que mayor seguridad, eficiencia y menor costo que provea el mercado.

Hay que también considerar que una tubería pierde calor o absorbe calor, de acuerdo que si el producto transferido esta mas caliente o mas frío que el ambiente. Cuando esta situación es crítica y ocasiona pérdida de eficiencia, dinero, por lo general se reviste a la tubería de un material aislante, para reducir la transferencia de calor.

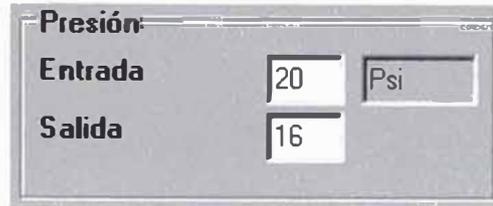
- La entrada de datos contempla los siguientes aspectos
  - ◆ Temperatura (Vea la figura 3.2.1)
    - Temperatura de Entrada, se refiere a la temperatura de la carga a la entrada de la tubería.
    - Temperatura de Salida, se refiere a la mínima temperatura de la carga que se permite a la salida de la tubería.
    - Temperatura Ambiente, se refiere a la temperatura promedio del ambiente.

Temperatura		
Entrada	120	°F
Salida	110	
Ambiente	80	

(Fig. 3.2.1)

◆ Presión (Vea la figura 3.2.2)

- Presión a la entrada, se refiere a la presión con la cual la carga ingresa a la tubería.
- Presión a la salida, se refiere a la mínima presión que se desea, a la salida de la tubería.



Presión	
Entrada	20 Psi
Salida	16

(Fig. 3.2.2)

◆ Carga (Vea la figura 3.2.3)

- Flujo másico, se refiere a la cantidad de producto que va a ser desplazado por la tubería.
- Composición, se refiere a la composición del producto, en porcentaje molar.



Carga	
Flujo másico	10 kg/hr
Composición	

(Fig, 3.2.3)

◆ Datos de diseño (Vea la figura 3.2.4)

- Tubería simple, se refiere a una sola tubería, sin accesorios.
  - Longitud, se refiere a la longitud requerida.
  - Material, se refiere al material deseable para su adquisición.
- Línea de transferencia, se refiere a un sistema completo, para la transferencia de producto. Se especifica en detalle, la disposición y tipo de cada sección de tubería, accesorios, válvulas y bombas.

**Datos de diseño**

**Tubo simple**

Longitud  m

Desnivel

Material

**Sistema de transferencia**

(Fig. 3.2.4)

En la siguiente figura se muestra el cuadro de ingreso para el dimensionamiento de una tubería o línea de transferencia.

**Tuberías y accesorios** [ \_ ] [ □ ] [ X ]

Archivo

**Temperatura**

Entrada  °C

Salida

Ambiente

**Presión**

Entrada  Atm

Salida

**Carga**

Flujo  Kmol/hr

**Datos de diseño**

**Tubo simple**

Longitud  m

Desnivel

Material

**Sistema de transferencia**

(Fig. 3.2.5)

□ La salida de datos será

- ▶ El diámetro(D), El diámetro especificado para cada sección de tubería esta determinado primero por las condiciones definidas y características del fluido, segundo por el costo y tercero por la disponibilidad del mercado.

En la siguiente tabla se muestran algunas tuberías comerciales disponibles en el mercado.

Tamaño nomina del tubo, plg	Diámetro externo, plg	Número de Cédula	Espesor de pared plg	Diámetro interno, plg	Area de sección		Circunferencia pies o superficie pie <sup>2</sup> /pie de longitud	
					transversal de metal, plg <sup>2</sup>	Area seccional interna pie <sup>2</sup>	Externa	Interna
1/8	0.405	40	0.068	0.269	0.072	0.0004	0.106	0.0705
		80	0.095	0.215	0.093	0.00025	0.106	0.0563
1/4	0.54	40	0.088	0.364	0.125	0.00072	0.141	0.0954
		80	0.119	0.302	0.157	0.0005	0.141	0.0792
3/8	0.675	40	0.091	0.493	0.167	0.00133	0.177	0.1293
		80	0.126	0.423	0.217	0.00098	0.177	0.111
1/2	0.84	40	0.109	0.622	0.25	0.00211	0.22	0.163
		80	0.147	0.546	0.32	0.00163	0.22	0.143
3/4	1.05	40	0.113	0.824	0.333	0.00371	0.275	0.2158
		80	0.154	0.742	0.433	0.003	0.275	0.1942
1	1.315	40	0.133	1.049	0.494	0.006	0.344	0.2745
		80	0.179	0.957	0.639	0.00499	0.344	0.2505
1.25	1.66	40	0.14	1.38	0.669	0.0104	0.435	0.362
		80	0.191	1.278	0.881	0.00891	0.435	0.335
1.5	1.9	40	0.145	1.61	0.799	0.01414	0.498	0.422
		80	0.2	1.5	1.068	0.01225	0.498	0.393
2	2.375	40	0.154	2.067	1.075	0.0233	0.622	0.542
		80	0.218	1.939	1.477	0.0205	0.622	0.508
2.5	2.875	40	0.203	2.469	1.704	0.03322	0.753	0.647

**Tabla 3.2.1**

- ▶ Material, es el material del cual esta hecho la tubería. Este dato por lo general es igual al especificado como deseable, en la entrada de datos, pero por disposiciones del mercado, puede no estar disponible, si se opta por entregar otras tuberías de diferente material.
- ▶ Numero de cédula; es un valor que indica que tanto espesor posee la tubería especificada. El mayor espesor va de la mano con una mayor resistencia a la presión a la que será sometida.
- ▶ Presión a la salida, es un valor que necesariamente debe ser mayor o igual a la

presión mínima aceptada para la salida. Si esto no se cumple, se indicará mediante la imposibilidad de obtener la presión de salida que se requiere.

En la salida de datos, solo se muestra los tipos y cantidades de accesorios, así como sus diámetros, y estos van de acuerdo al diámetro de la tubería a la cual van conectados.

La siguiente figura muestra una hoja que es generada con la data anterior.

LINEA DE TRANSFERENCIA			
Identificación	Item _____ Item N° _____ Cantidad _____	Fecha _____ Por _____	
Función			
Operación			
Fluidos			
Flujos máxicos	_____	_____	_____
Composiciones	_____	_____	_____
Temperaturas	_____	_____	_____
Datos de diseño :			
	Tuberías	Tipo /Material	Número      Detalle
	Accesorios		
Servicio auxiliares			
Controles			
Aislación			
Tolerancias			
Observaciones y planos			

(Fig. 3.2.6)

### 3.3 Diseño de bombas

Usado para elevar la presión de carga. Se usa generalmente para trasladar la carga desde un depósito hasta las unidades de proceso.

La bomba produce una diferencia de presión desde la entrada hasta la salida. En el caso de que el fluido sea líquido, esta diferencia de presión no puede ser mayor que un valor dado debido a que si la presión de la carga entrante llega su presión de vapor, produce burbujas(cavitación), lo que ocasiona un mal funcionamiento del equipo.

Esta diferencia de presión depende del tipo de bomba, de cantidad de flujo que puede desplazar, y del mismo fluido, composición, temperatura.

- La entrada de datos contempla los siguientes aspectos:
  - ◆ Temperatura (Vea la figura 3.3.1)
    - Temperatura de Entrada, se refiere a la temperatura de la carga a la entrada de la tubería.
    - Temperatura de Salida, se refiere a la temperatura máxima admisible del producto que sale de la bomba, pues parte de la energía entregada a la bomba para su funcionamiento se transforma en calor que pasa al producto impulsado.
    - Temperatura Ambiente, se refiere a la temperatura promedio del ambiente, es referencial, y solo es usado para el caso de que se especifique una línea de transferencia en el cual se encuentre la bomba que deseamos dimensionar.

Temperatura		
Entrada	120	°F
Salida	125	
Ambiente	100	

(Fig. 3.3.1)

- ◆ Presión (Vea la figura 3.3.2)
  - Presión a la entrada, se refiere a la presión con la cual la carga ingresa a la bomba.
  - Presión a la salida, se refiere a la mínima presión que se desea obtener a la salida de la bomba.

The screenshot shows a window titled "Presión". It has two rows of input fields. The first row is labeled "Entrada" and contains a text box with the number "16" and a dropdown menu showing "Psi". The second row is labeled "Salida" and contains a text box with the number "26".

(Fig. 3.3.2)

- ◆ Carga (Vea la figura 3.3.3)
  - Flujo másico, se refiere a la cantidad de producto que va a ser desplazado por la bomba.
  - Composición, se refiere a la composición del producto en porcentaje molar.

The screenshot shows a window titled "Carga". It has two rows of input fields. The first row is labeled "Flujo másico" and contains a text box with the number "1" and a dropdown menu showing "kg/hr". The second row contains a button labeled "Composición".

(Fig. 3.3.3)

- ◆ Datos de diseño (Vea la figura 3.3.4)
  - Bomba única, se refiere a que los cálculos se basarán para una bomba
    - Por ecuación, usado para caracterizar la bomba.
    - Eligiendo un grupo de bombas, se refiere a seleccionar una o más bombas, las cuales sus ecuaciones que caracterizan cada bomba son proporcionados por los fabricantes.
  - Línea de transferencia, se refiere a un sistema de transferencia completo. Se especifica en detalle la disposición y tipo de cada bomba, sección de tubería, accesorios y válvulas.

**Datos de diseño**

**Bomba Sola**

$H = \sqrt{550} + \sqrt{3.03 Q} + \sqrt{0.0806 Q^2}$  m

Tipo de Bombas: Una etapa, 1750 rpm, vertical

Material: Acero fundido

Característica: Totalmente encerrado, enfriado

Elegir una bomba

**Sistema de transferencia**

Especificar

Menu principal      Calcular

(Fig. 3.3.4)

En la siguiente figura se muestra el cuadro de ingreso para el dimensionamiento de una bomba o línea de transferencia.

**Bombas**

Archivo

**Temperatura**

Entrada: 120 °C

Salida: 110

Ambiente: 70

**Presión**

Entrada: 20 Atm

Salida: 16

**Carga**

Flujo: 10 Kmol/hr

Composicion

**Datos de diseño**

**Bomba Sola**

$H = \sqrt{550} + \sqrt{3.03 Q} + \sqrt{0.0806 Q^2}$  m

Tipo de Bombas: Una etapa, 1750 rpm, vertical

Material: Acero fundido

Característica: Totalmente encerrado, enfriado

Elegir una bomba

**Sistema de transferencia**

Especificar

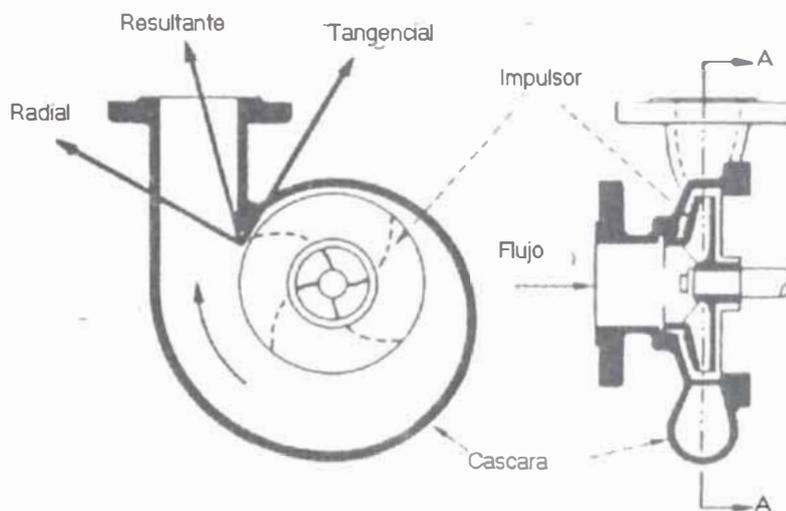
Menu principal      Calcular

(Fig. 3.3.5)

□ La salida de datos será

- ▶ La carga entregada. Determina la altura a la cual es fluido puede ser elevado. Esta relacionado con el diferencial de presión ( $\Delta P$ ).
- ▶ Velocidad de rotación del motor. Es la velocidad de rotación de la bomba, y este valor depende de la disposición del mercado.
- ▶ Línea de descarga, línea de succión y diámetro del impulsor. Son datos que indican el número de modelo de la bomba. El diámetro del impulsor es la máxima que permite la bomba.(Vea la figura 3.3.6)
- ▶ El precio de la bomba, actualizado para el año 2000.

La siguiente figura muestra la ubicación del impulsor



(Fig. 3.3.6)

Las gráficas (Fig. 2.3.4 y Fig. 2.3.5) se usan para obtener el número de modelo de la bomba.

La siguiente figura muestra una hoja que es generada con la data anterior

<b>Selección de bomba</b>	
Capacidad, gpm _____	Densidad relativa a temp. _____
Carga total, ft _____	Viscosidad a temp. _____
Temperatura, °F _____	NPSH disponible, ft _____
Fabricante	_____
Modelo o tamaño	_____
N° de etapas	_____
Velocidad, rpm	_____
Eficiencia, %	_____
hp al freno en punto especificado al final de la curva	_____
Diám. de impulsor; nominal/máx, in	_____
Costo: bomba con unidad motriz	_____
Evaluación de potencia	_____
Base de costo de potencia 3c por kWh 8000 h/año 2 años, \$	_____
Recomendaciones	_____

(Fig. 3.3.7)

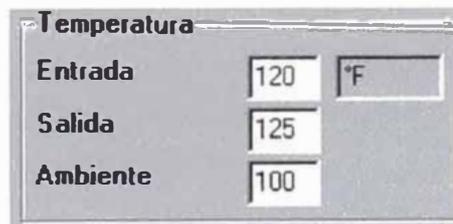
### 3.4 Diseño de válvulas

Usado para regular el flujo a través de la tubería, donde el tipo de válvula dependerá de la función específica que deberá cumplir. Es necesario hacer una selección correcta por que puede encontrarse que la válvula seleccionada no soporta la corrosión, la presión, o que su vida útil sea mucho menor a la esperada debido a las condiciones a las que es sometida porque esto ha sido previsto durante la selección.

□ La entrada de datos contempla los siguientes aspectos:

◆ Temperatura (Vea la figura 3.4.1)

- Temperatura de Entrada, se refiere a la temperatura de la carga a la entrada, solo usado en caso de especificarse una línea de transferencia.
- Temperatura de Salida, se refiere a la temperatura de la carga a la salida, solo usado en caso de especificarse una línea de transferencia.
- Temperatura Ambiente, se refiere a la temperatura promedio del ambiente, es referencial, y solo es usado para el caso de que se especifique una línea de transferencia en el cual se encuentre la válvula que se desea dimensionar.

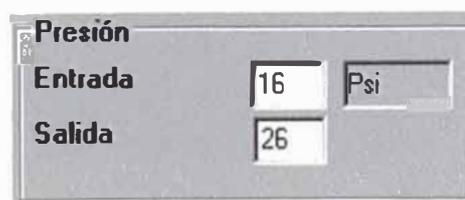


Temperatura		
Entrada	120	°F
Salida	125	
Ambiente	100	

(Fig. 3.4.1)

◆ Presión (Vea la figura 3.4.2)

- Presión a la entrada, se refiere a la presión con la cual la carga ingresa a la válvula
- Presión a la salida, se refiere a la máxima presión que se desea obtener a la salida de la válvula. Esta presión siempre es menor que la presión de entrada.



Presión		
Entrada	16	Psi
Salida	26	

(Fig. 3.4.2)

- ◆ Carga (Vea la figura 3.4.3)
  - Flujo másico, se refiere a la cantidad de producto que va a ser desplazado por la válvula.
  - Composición, se refiere a la composición del producto en porcentaje molar.

(Fig. 3.4.3)

- ◆ Datos de diseño (Vea la figura 3.4.4)
  - Válvula única, se refiere a que los cálculos se basarán para una válvula.
    - Tipo, se refiere al tipo de válvula que será usado, esto depende mucho del servicio que prestará la válvula. (Vea la tabla 3.4.1)
    - Material, se refiere a la material que se desea para la fabricación de la válvula.
  - Línea de transferencia, se refiere a un sistema de transferencia completo. Se especifica en detalle la disposición y tipo de cada válvula, sección de tubería, accesorios y bombas.

(Fig. 3.4.4)

Válvula de compuerta	Se usa para cortar el flujo, o proporcionar flujo ininterrumpido con poca caída de presión. No son usados para reducir el flujo debido a que sus sellos tienden a sufrir daños.
Válvula de macho	Su uso es de corte, o proporcionar un flujo libre con baja caída de presión. Son de acción rápida y operación sencilla.
Válvula de bola	Son usadas para corte de fluido, o proporcionar flujo ininterrumpido con una caída de presión que depende del tamaño del orificio. Son de acción rápida y operación sencilla.
Válvula de globo	Usados para cortar o reducir el flujo con caídas de presión significativas, su uso es poco frecuente debido a su desgaste considerable.
Válvula de aguja	Son usadas para regular el flujo en forma precisa. Por lo general son usadas como válvulas para instrumentos y sistemas hidráulicos.
Válvula en Y	Usadas para regular el flujo con caídas de presión menores a las válvulas de globo.
Válvula de ángulo	Usadas para regular el flujo con caídas de presión menores a las válvulas de globo. La diferencia con las válvulas en Y es el ángulo de entrada con el vástago.
Válvula de mariposa	Usados para cortar o reducir el flujo con caídas bajas de presión, su uso es frecuente y fácil, así como su costo y mantenimiento bajos.
Válvula de retención	Actúan de manera automática mecánica para prevenir el flujo inverso

**Tabla 3.4.1**

En la siguiente figura se muestra el cuadro de ingreso para el dimensionamiento de una válvula o línea de transferencia.

The screenshot shows a software window titled 'Válvulas' with a menu bar containing 'Archivo'. The interface is divided into several sections:

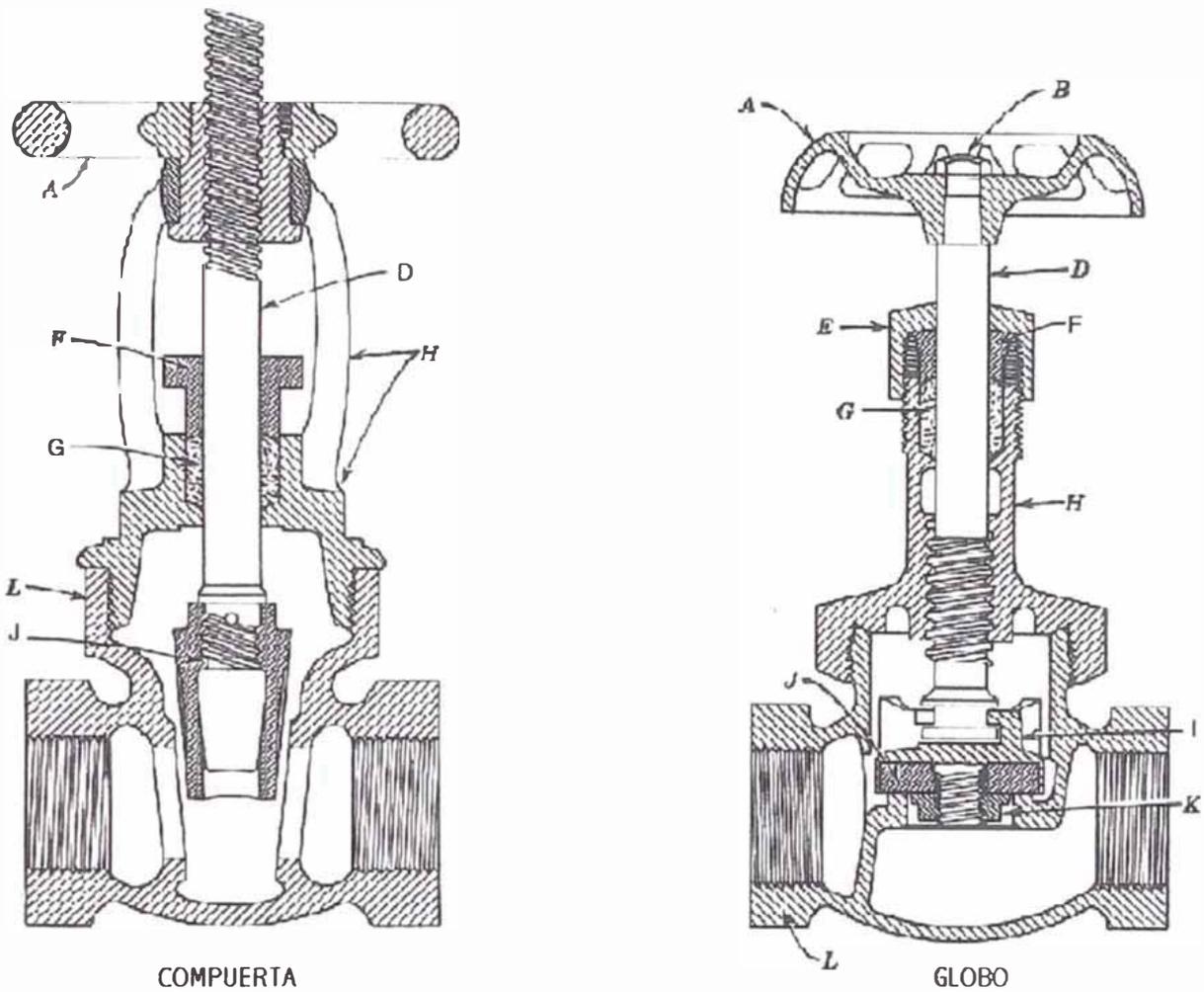
- Temperatura:** Input fields for 'Entrada' (120), 'Salida' (110), and 'Ambiente' (70). A unit dropdown is set to '°C'.
- Presión:** Input fields for 'Entrada' (20) and 'Salida' (16). A unit dropdown is set to 'Atm'.
- Carga:** Input field for 'Flujo' (10) with a unit dropdown set to 'Kmol/hr'. A 'Composicion' button is located below.
- Datos de diseño:** A radio button selects 'Valvula Sola'.
  - 'Tipo' dropdown is set to 'Globo'.
  - 'Material' dropdown is set to 'Acero inoxidable 304'.
  - 'Reductores' section has checkboxes for 'Entrada' and 'Salida', both set to 0, with a unit dropdown set to 'm'.
  - A button labeled 'Elegir una bomba' is present.
- Sistema de transferencia:** A radio button is selected, with an 'Especificar' button below it.

At the bottom right, there are buttons for 'Menu principal' and 'Calcular'.

(Fig. 3.4.5)

- La salida de datos será
  - ▶ El factor  $C_v$ , es un número adimensional, que caracteriza una válvula.
  - ▶ Tamaño de la válvula. Se refiere al diámetro de la válvula. Esta se obtiene con el factor  $C_v$ , y según la disponibilidad del mercado. (Vea la tabla 3.4.3)
  - ▶ El material, se refiere a la material que se usará para la fabricación de la válvula, por lo general estos datos es igual al dato ingresado por el usuario, pero debido a disposiciones del mercado y la presión que debe soportar, este valor puede cambiar. (Vea la tabla 2.4.1)

La siguiente figura (Fig. 3.4.6), muestra las parte de algunos tipo de válvulas usados en la industria.



- |                  |                     |                   |           |
|------------------|---------------------|-------------------|-----------|
| <b>COMPUERTA</b> |                     | <b>GLOBO</b>      |           |
| A—Compuerta      | E—Tuerca de empaque | H—Cubierta        | K—Rondana |
| B—Tuerca         | F—Prensacostas      | I—Seguro de disco | L—Cuerpo  |
| D—Aguja          | G—Empaque           | J—Disco           |           |

(Fig. 3.4.6)

La siguiente figura muestra una hoja que es generada con la data anterior.

<b>VALVULA</b>			
Identificación	Item _____ Item N° _____ Cantidad _____	Fecha _____ Por _____	
Función			
Operación			
Fluidos			
Flujos másicos	_____	_____	_____
Composiciones	_____	_____	_____
Temperaturas	_____	_____	_____
Datos de diseño :	Válvulas	Tipo /Material	Tamaño      Detalle
Servicio auxiliares			
Controles			
Aislación			
Tolerancias			
Observaciones y planos			

(Fig. 3.4.7)

### 3.5 Diseño de hornos

Es usado para elevar a altas temperaturas la carga, por lo general es el paso previo a la torre de destilación. Se transmite calor al fluido en condiciones de que este no se deteriore.

Un horno tubular se concibe y se calcula para permitir la transferencia de una determinada cantidad de calor, por hora, a un fluido. El caudal y las temperaturas a la entrada y salida se fijan previamente.

Al horno se le debe, ante todo, suministrar una cantidad suficiente de combustible. Deberá estar dotado de los quemadores necesarios, que se deben poder alimentar de combustible y aire. En la mayor parte de los hornos de las refinerías, la admisión de aire de combustión en el horno, se obtiene mediante depresión que reina al interior del horno. Esta depresión la crea el tiro de la chimenea.

□ La entrada de datos contempla los siguientes aspectos:

◆ Temperatura (Vea la figura 3.5.1)

- Temperatura de Entrada, se refiere a la temperatura de la carga a la entrada del horno.
- Temperatura de Salida, se refiere a la temperatura deseada para la salida de la carga..
- Temperatura Ambiente, se refiere a la temperatura promedio del ambiente.



Temperatura		
Entrada	380	°F
Salida	800	
Ambiente	100	

(Fig. 3.5.1)

◆ Carga (Vea la figura 3.5.2)

- Flujo másico, se refiere a la cantidad de producto tendrá que calentar el horno.
- Composición, se refiere a la composición del producto, en porcentaje molar.

(Fig, 3.5.2)

- ◆ **Combustible** (Vea la figura 3.5.3)
  - **Temperatura**, se refiere a la temperatura que se encuentra el combustible, antes de ser quemado.
  - **Poder calórico**, se refiere a la cantidad de calor que proporciona en una combustión completa.
  - **Exceso de aire**, se refiere al porcentaje de aire por encima del necesario. El exceso de aire es necesario para asegurar una combustión completa.
  - **Especificar el tipo de combustible**, se refiere a indicar si el combustible es liquido o gas de combustión.

(Fig. 3.5.3)

- ◆ **Datos de diseño** (Vea la figura 3.5.4)
  - **Eficiencia**, se refiere a la eficiencia del horno en transferir calor al fluido que circula por sus tuberías.
  - **Flux de calor máximo radiante**, se refiere al máximo calor que puede soportar la zona radiante.
  - **Caída de presión máxima**, se refiere a la máxima caída de presión que puede tenerse en las tuberías del horno.
  - **Distancia del centro a los tubos**, se refiere a la distancia mínima que hay entre el centro de la caja radiante a la hilera de tubos.
  - **Número de tubos escudo**, se refiere al número tubos de la parte superior

próxima a la chimenea.

- Ancho de la caja radiante.
- Altura de la caja radiante.
- Espaciamiento triangular, se refiere al espacio que hay entre los tubos de la zona convectiva, para una formación triangular.
- Número tubos por hilera, se refiere al número de tubos que hay por hilera, en la zona convectiva.
- Altura sobre los quemadores, es la altura mínima que hay desde los quemadores a los tubos de la parte inferior.
- Caída de presión por quemador, es la caída producida por el paso del aire en el quemador, este dato lo proporciona el fabricante.

Datos de diseño		
Eficiencia	77	%
Flux de calor máximo radiante	12000	Btu/ft <sup>2</sup> -hr
Caída de presión máxima	40	Psi
<hr/>		
Distancia del Centro a los tubos	8	in
Numero de tubos escudo	6	Unidad
Numero de tubos zona radiante	90	Unidad
Ancho de la caja radiante	20	ft
Altura de la caja radiante	25	ft
<hr/>		
Espaciamiento Triangular	8	in
Número de tubos por hilera	6	Unidad
<hr/>		
Altura sobre quemadores	18	ft
Caida de presion por quemadores	0.25	inH2O

(Fig. 3.5.4)

En la siguiente figura se muestra el cuadro de ingreso para el dimensionamiento del horno.

The screenshot shows a software window titled "Horno" with the following sections and fields:

- Temperatura:** Entrada (380 °F), Salida (800), Ambiente (100).
- Carga:** Flujo (1 Bbls/Dia), Composición (button).
- Gas de Combustión:** Temperatura (60 °F), Poder Calórico (60 Btu/ft³), Exceso de Aire (25 %). Radio buttons for "Líquidos" and "Gaseosos" (selected).
- Datos de diseño:** Eficiencia (77 %), Flux de calor máximo radiante (12000 Btu/ft²-hr), Caída de presión máxima (40 Psi), Distancia del Centro a los tubos (8 in), Numero de tubos escudo (6 Unidad), Numero de tubos zona radiante (90 Unidad), Ancho de la caja radiante (20 ft), Altura de la caja radiante (25 ft), Espaciamiento Triangular (8 in), Número de tubos por hilera (6 Unidad), Altura sobre quemadores (18 ft), Caída de presión por quemadores (0.25 inH2O).
- Buttons:** "Calcular" and "Salir".

(Fig. 3.5.5)

- La salida de datos será:
  - ▶ Volumen del horno. Se calcula a partir de la longitud de cada sección de tubos y los datos ingresados por el usuario, como ancho y altura del horno.
  - ▶ Número de tubos. La configuración de tubería del horno, es a la manera de un serpentín, y el número de tubos es referido al número de secciones de tubos que conforman este serpentín. El número de tubos se obtiene para la sección de radiación y la sección de convección.
  - ▶ Diámetro de los tubos. Calculado respetando que la caída de presión máxima sea inferior a la especificada por el usuario. El diámetro se obtiene para los tubos de la sección de radiación y la sección de convección. Por lo general son iguales.

- ▶ Caída de presión. La caída de presión debida al paso por la tubería del horno, para tubos limpios, rugosidad relativa igual a cero..
- ▶ Altura de la chimenea. Este dato es de manera referencial, pues la altura de la chimenea debe estar de acuerdo a las normas ambientales vigentes en la región donde operará el horno.

La siguiente figura muestra una hoja que es generada con la data anterior.

<b>HORNO TIPO CABINA</b>		
Identificación	Item _____ Item N° _____ Cantidad _____	Fecha _____ Por _____
Función		
Operación		
Fluidos circulantés:	Radiación	Convección
Flujos máxicos	_____	_____
Composiciones	_____	_____
Temperaturas	_____	_____
Datos de diseño :	Radiación	Convección
N° de tubos	_____	_____
Diametro de tubos	_____	_____
Volumen del horno	_____	
Altura de la chimenea	_____	
Servicio auxiliares		
Controles		
Aislación		
Tolerancias		
Observaciones y planos		

(Fig. 3.5.6)