

30.0018

9
2y



UNIVERSIDAD LA SALLE

Escuela de Química

Incorporada a la U. N. A. M.

**DESARROLLO DE UN PROGRAMA EN MICROCOMPUTADORA
PARA LA OPTIMIZACION DE UN CICLO DE REFRIGERACION
POR COMPRESION DE VAPOR EN DOS ETAPAS
MEDIANTE EL METODO DE HOOKE Y JEEVES**

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO QUIMICO

P R E S E N T A :

HORACIO FERNANDO OLIVO HERNANDEZ

México, D. F.

1986



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

CONTENIDO:

	PAG.
INTRODUCCION	1
I. Ciclo de Compresión de Vapor en Una Etapa	2
1.1 Proceso de expansión	2
1.2 Proceso de evaporación	5
1.3 Proceso de compresión	6
1.4 Proceso de condensación	9
II. Ciclo de Compresión de Vapor en Dos Etapas	11
2.1 Primer proceso de expansión	11
2.2 Segundo proceso de expansión	12
2.3 Proceso de evaporación	13
2.4 Primera etapa de compresión	14
2.5 Segunda etapa de compresión	16
2.6 Proceso de condensación	18
III. Selección del Refrigerante	20
3.1 Tipos de refrigerantes	20
3.2 Parámetros para la selección óptima del refrigerante	23
3.2.1 Características de presión-temperatura en el evapo- rador, condensador y compresor	23
3.2.2 Calor latente de vaporización	25
3.2.3 Volumen específico del vapor	28
3.2.4 Relación de capacidades caloríficas para el vapor	29
3.2.5 Potencia	30
3.2.6 Peso molecular y cabeza adiabática	31
IV. Desarrollo del Banco de Datos	33
4.1 El método de mínimos cuadrados	34
4.2 El método de Gauss-Jordan	37
Listado del programa para resolver los coeficientes de una ecuación polinomial	42
V. Ejemplo Numérico del Ciclo de Refrigeración	44
5.1 Estrategia	44
5.2 Definición del problema de refrigeración	44
5.3 Datos de diseño	47
5.4 Ejemplo numérico	47
VI. Estimación de Costos	57
6.1 Costo del equipo	58
6.2 Costo de la instrumentación	60
6.3 Costos indirectos	61
6.4 Costo del capital	62
6.5 Costos de operación anuales	62
6.6 Costo anual	62
VII. Optimización del Ciclo de Refrigeración	63
7.1 Variables de diseño y restricciones	63
7.2 Método de Hooke y Jeeves	64
7.2.1 Movimiento exploratorio	65
7.2.2 Movimiento patrón	66
7.3 Desarrollo del programa optimizador	66

7.4 Ejecución del programa	69
7.5 Gráfica para el costo mínimo	69
Diagrama de flujo del programa	71
Nomenclatura utilizada en el simulador	72
1. Corrida del programa simulador	
Variables de diseño iniciales	74
2. Optimización de las variables de diseño	78
3. Corrida del programa simulador	
Variables de diseño optimizadas	81
7.6 Conclusiones	85
Listado del programa simulador	87
Bibliografía	95
Apéndices.	
1. Tablas del Cálculo de Propiedades Termodinámicas	97
2. Dimensionamiento de Separadores Líquido-Vapor	144
3. Estimación de Costos de Recipientes a Presión	148
4. Estimación de Costos de Cambiadores de Calor	153

INTRODUCCION .

El objetivo de este trabajo es desarrollar un programa en microcomputadora para la optimización de un ciclo mecánico - de refrigeración en dos etapas por el método de Hooke y --- Jeeves, así como el desarrollo de un banco de datos para las propiedades termodinámicas del refrigerante Freón 12 (diclorodifluorometano), que fue seleccionado para ser empleado en el simulador del proceso. Todo esto utilizando una microcomputadora Abbie II, con 48 K de memoria.

El uso de las microcomputadoras en la actualidad ha ido - creciendo día con día debido a la disminución de su costo y a la disponibilidad de lenguajes fáciles de operar (como son Basic, Fortran y Pascal entre otros).

La optimización del sistema de refrigeración consiste en minimizar el costo del equipo (evaporador, condensador, se-- parador líquido-vapor y compresor, y el costo de operación - del sistema de enfriamiento y energía eléctrica para una --- carga térmica y un nivel de temperatura determinados, utilizando el método del costo anual.

Los hidrocarburos halogenados han reemplazado ampliamente a otros refrigerantes utilizados anteriormente debido a ca-- racterísticas que se analizan en este trabajo, y también a - otras características más fáciles de comprender, no son in-- flamables, ni tóxicos, ni explosivos.

El programa tiene la facilidad de ajustarse a otro ciclo de refrigeración (con una etapa o más, ó un arreglo de equi-- po diferente) y ser modificado para cualquier otro tipo de - refrigerante, si se conocen sus propiedades termodinámicas -

(para así, desarrollar otro banco de datos). Los costos también son fáciles de modificar lo cual permite ser actualizado ó analizar el costo del sistema en una fecha diferente.

Por último, la estructura del desarrollo del programa, -- puede servir como modelo para realizar un simulador (y optimizarlo), de otro sistema en el cual se involucran otras --- operaciones unitarias.

I. CICLO DE COMPRESION DE VAPOR EN UNA ETAPA.

Un ciclo de compresión de vapor puede ser presentado ---- arreglando los equipos en la secuencia mostrada en la fig. 1.

1. Para ilustrar el proceso involucrado en el ciclo de re--- frigeración, consideraremos cada paso.

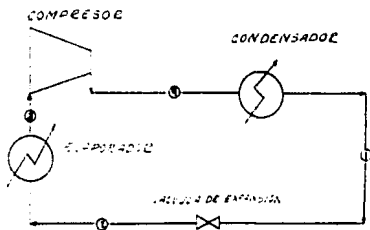


Fig. 1.1 Arreglo del equipo.

1.1 Proceso de expansión.

El proceso de expansión, que va del punto 1 al 2 (1-2) en la fig. 1.1, puede ser referido también como un proceso iso-- entálpico. En un ciclo de refrigeración, este puede ser lle-- vado a cabo al evaporarse instantáneamente (flash) el refri-- gerante líquido a través de una válvula de control o de ex-- pansion. El proceso puede ser representado en un diagrama -- P-H (Presión contra Entalpía), como en la fig. 1.2.

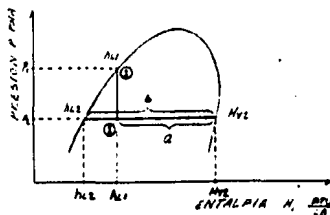


Fig. 1.2 Proceso de Expansión.

Cada refrigerante tiene su propio diagrama P-H, que representa todas las propiedades termodinámicas. Desde el punto de vista de la refrigeración, la envoltura formada por la curva de puntos de burbuja y la curva de puntos de rocío que se unen unos con otros hasta el punto crítico es de gran importancia.

El área de la izquierda de la curva formada por los puntos de burbuja representa al refrigerante líquido subenfriado; el área entre las curvas formadas por los puntos de burbuja y los puntos de rocío representa la presencia del refrigerante líquido y vapor a la vez, mientras que el área de la derecha de la curva de los puntos de rocío representa al vapor sobrecalentado. El líquido saturado existe a lo largo de la curva de los puntos de burbuja, mientras que el vapor saturado está presente a lo largo de la curva de puntos de rocío.

A la temperatura de refrigeración deseada, que corresponde en este caso a la T_2 ($P_2=P(T_2)$), la entalpía del líquido saturado es h_{l2} , mientras que la correspondiente entalpía del vapor saturado es h_{v2} (Me referiré a la entalpía másica del líquido saturado como h_l , y a la entalpía másica del vapor saturado y sobrecalentado como h_v). Ya que el proceso de expansión ocurre a través de la válvula de control y no hay intercambio de energía, la entalpía en la salida de la válvula de control es la misma que en la entrada h_{l1} . Este proceso es representado en la fig.1.2 por una línea vertical entre los puntos 1 y 2.

Como el punto 2 se encuentra dentro de la envoltura, el vapor y el líquido coexisten. Para poder determinar la can-

tidad de vapor formado en el proceso de expansión, X será la fracción de líquido a presión baja P , con entalpia h_1 , por lo tanto, la fracción de vapor formado durante el proceso de expansión con una entalpia h_v , es $(1-X)$. Así, podemos escribir ecuaciones para el balance de calor, la fracción de líquido formado, y la fracción de vapor formado.

$$X h_{l2} + (1-X) h_{v2} = h_{l1}$$

$$X = \frac{h_{v2} - h_{l1}}{h_{v2} - h_{l2}} = \frac{a}{b}$$

$$1-X = \frac{h_{l1} - h_{l2}}{h_{v2} - h_{l2}} = \frac{(a-b)}{b}$$

1.2 Proceso de Evaporación.

Esta porción del ciclo (2-3) absorbe calor por la evaporación del refrigerante líquido a través de su calor latente. Tal como es mostrado en la fig. 1.3, este proceso es llevado a cabo totalmente a temperatura y presión constantes. El vapor formado en el proceso de expansión no provee ninguna refrigeración. Físicamente, la evaporación toma lugar en un intercambiador de calor -algunas veces referido como evaporador o chiller. La refrigeración es proporcionada por el líquido frío, y su efecto de refrigeración puede definirse como,

$$X (h_{v2} - h_{l2}) = (h_{v2} - h_{l1}) \quad \text{BTU/lb}$$

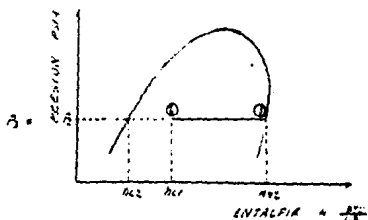


Fig. 1.3 Proceso de evaporación.

La carga de refrigeración (o capacidad de refrigeración) se refiere a la cantidad total de calor absorbido en el chiller y se expresa generalmente como toneladas de refrigeración, o BTU por unidad de tiempo. Una tonelada de refrigeración es igual a 12,000 BTU por hora, o 200 BTU por minuto. Para determinar el flujo de refrigerante (m , lb/h) requerido a través del evaporador, se divide la carga de refrigeración (Q_{ref} , BTU/h) por el efecto de refrigeración ($Hv_2 - h_{12}$), -- BTU/lb ó,

$$m = \frac{Q_{ref}}{Hv_2 - h_{12}}$$

1.3 Proceso de Compresión.

Los vapores refrigerantes salen del chiller o evaporador a su presión de saturación P_3 ($P_2 = P_3$). La correspondiente temperatura de refrigeración es T_3 ($T_2 = T_3$), a una entalpía Hv_3 ($Hv_3 = Hv_2$). La entropía en este punto es S_3 . Estos vapores son comprimidos isentrópicamente a la presión P_4 ($P_4 = P_1$), a lo largo de la línea 3-4' (ver fig.1.4) teniendo una entropía S_4 .

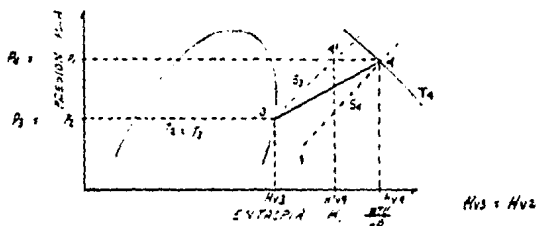


Fig.1.4 Proceso de compresión.

El trabajo adiabático W_{ad} para comprimir el refrigerante desde P_3 hasta P_4 , está dado por:

$$W_{ad} = (H'_{v4} - H_{v3}) m, \quad \frac{BTU}{h}$$

donde m es el flujo de refrigerante a través del compresor, lb/h y $(H'_{v4} - H_{v3})$ es la cabeza adiabática, ΔH_{ad} .

La determinación de H'_{v4} se hace a partir de las propiedades del refrigerante a P_4 y una entropía de S_3 . Ya que el refrigerante no es un fluido ideal y debido a que el compresor para tales servicios no opera idealmente, la eficiencia adiabática η_{ad} , ha sido definida para compensar las deficiencias del proceso de compresión. Por lo tanto, el trabajo real de compresión, W , puede ser calculado por,

$$W = \frac{W_{ad}}{\eta_{ad}} = \frac{m (H'_{v4} - H_{v3})}{\eta_{ad}}$$

$$W = m (H_{v4} - H_{v3}), \quad \frac{BTU}{h}$$

La entalpía a la descarga está dada por:

$$H_{v4} = \frac{\Delta H_{ad}}{\eta_{ad}} + H_{v3}$$

El trabajo de compresión puede ser convertido también a caballos de fuerza y expresado como gas horsepower (GHP), ó:

$$GHP = \frac{\Delta H_{ad} m}{\eta_{ad} 2544.5}$$

donde 2544.5 BTU por h es igual a un HP. Para la mayoría de los refrigerantes, sus cartas y tablas de propiedades termodinámicas son fácilmente disponibles.

La ecuación del trabajo adiabático W_{ad} , es muy conveniente para determinar el trabajo de compresión.

Para poder usar la ecuación del trabajo adiabático, se --
debera conocer η_{ad} . Debido a que los compresores comerciales
tienen tamaños de armazones (frames) estandarizados, los di--
señadores de compresores proporcionan la eficiencia politró--
pica nominal η_p , para sus equipos. La siguiente tabla lista
la eficiencia politrópica nominal para una línea de diseña--
dores de compresores ("Elliot multistage compressors", ----
Bulletin P-25A, Carrier Corporation, 1975).

Rango de flujo normal en la entrada, ft ³ /min	Eficiencia politrópica nominal
500-8000	0.76
6,000-23,000	0.77
20,000-35,000	0.77
30,000-58,000	0.77
50,000-83,000	0.78
75,000-130,000	0.78
110,000-140,000	0.78
140,000-190,000	0.78

Yuv Mehra ha publicado una ecuación con la que se puede -
estimar el valor de la eficiencia adiabática a partir de la
eficiencia politrópica del compresor, presión de succión y -
descarga y de las capacidades caloríficas del gas refrige---
rante (Mehra Y.R. "Refrigeration Systems for low-temperature
Processes", Chem.Eng., Jul.12, 1982).

$$\eta_{ad} = \frac{(0.77 + 0.16 X)}{(1 - 0.357 X)} + 1.333 X^{0.16} (\eta_p - 0.77)$$

donde

$$X = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1$$

siendo κ , la relación de capacidades caloríficas C_p/C_v , de -
el gas. A continuación se muestran algunas relaciones de ca--
pacidades caloríficas para algunos refrigerantes comunes:

Tabla 1.2 Relación de capacidades caloríficas.
Refrigerante K

Metano	1.31
Etano	1.19
Etileno	1.24
Propano	1.13
Propileno	1.15
n-Butano	1.09
iso-Butano	1.10
R - 12	1.12
Amoniaco	1.31

1.4 Proceso de Condensación.

El refrigerante sobrecalentado que sale del compresor a P_4 y T_4 (Punto 4 en la fig. 1.5), es enfriado a presión constante hasta que su temperatura alcanza el punto de rocío T_1 , y los vapores del refrigerante comienzan a condensar a temperatura constante

Bajo el proceso de condensación, todo el calor agregado - al refrigerante durante la compresión y la evaporación deberá ser removido para que así el ciclo se cierre, alcanzando el punto 1 (el punto inicial) en el diagrama P-H, como se muestra en la fig. 1.5 y 1.2.

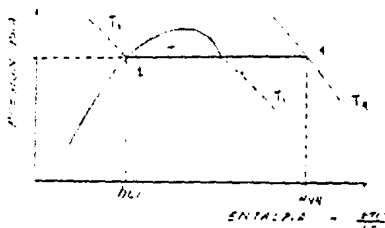


Fig. 1.5 Proceso de condensación.

Agregando el efecto de refrigeración al calor de compresión, se calcula la carga del condensador Q_{cd} , a partir de:

$$Q_{cd} = m (H_{v4} - h_{c1})$$

$$Q_{cd} = m [(H_{v3} - h_{f1}) + (H_{v4} - H_{v2})] \quad (H_{v2} = H_{v3})$$

Es importante hacer notar que la presión de condensación del refrigerante es una función del medio enfriante disponible -aire, agua de enfriamiento, u otro refrigerante. El medio enfriante remueve el calor adicionado Q_{cd} , del ciclo de refrigeración. En otras palabras, la presión de descarga -- del compresor es establecida por el medio enfriante. Si un compresor no puede alcanzar la presión de condensación, la condensación no ocurrirá; el compresor cavitará y la unidad de refrigeración se descompondrá.

II. CICLO DE COMPRESION DE VAPOR EN DOS ETAPAS.

Un arreglo de equipo para un ciclo de compresión de vapor en dos etapas puede ser el mostrado en la fig.2.1. Consideraremos cada paso involucrado en el proceso, así como lo hizo Yuv Mehra (Mehra, Y.R. "Refrigeration Systems for Low- -- Temperature Processes." Chem.Eng. Jul.12,1981), para una sola etapa, pero ahora para dos etapas.

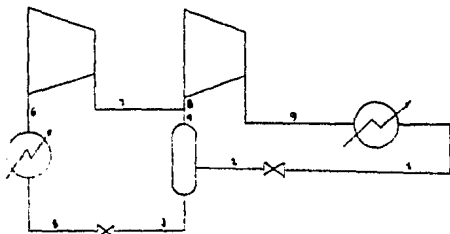


Fig.2.1 Arreglo del equipo.

2.1 Primer proceso de expansión.

En este proceso de expansión, que va del punto 1 al 2 en la fig.2.1, proceso isoentálpico, el líquido refrigerante -- que sale del condensador con una entalpía h_1 , sufre una evaporación parcial instantánea (flash) al pasar a través de la primera válvula de expansión. El líquido a una presión P_1 se expande, y su presión disminuye hasta P_2 como puede observarse en el diagrama P-H, en la fig.2.2.

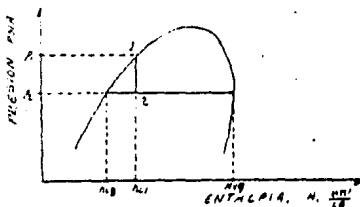


Fig.2.2 Primer proceso de expansión.

Para conocer esta presión P_2 , presión inter-etapas, comúnmente se emplea el siguiente procedimiento:

Se obtiene la relación de presiones del ciclo de refrigeración por la siguiente ecuación,

$$r \left(\frac{P_1}{P_3} \right)^{\frac{1}{n}}$$

y luego la presión P_2 , se obtiene multiplicando esta relación por la presión P_3 .

$$P_2 = r (P_3)$$

A esta presión inter-etapas, la correspondiente entalpía del líquido saturado es h_{l3} , mientras que la correspondiente entalpía del vapor saturado es H_{v4} . Ya que en este proceso de expansión no hay intercambio de energía, la entalpía antes de la válvula de expansión (punto 1) y después de la válvula (punto 2) es la misma.

Ya que el punto 2 se encuentra dentro de la envoltura en el diagrama P-H, líquido y vapor coexisten. Estos son separados en un separador vertical líquido-vapor, y el balance de materia correspondiente será,

$$L_2 = L_3 + V_4$$

y el correspondiente balance de energía,

$$L_2 h_{l2} = L_3 h_{l3} + V_4 H_{v4}$$

2.2 Segundo proceso de expansión.

En este segundo proceso, el líquido que sale del tambor separador pasa a través de una segunda válvula de expansión, el líquido se expande isoentálpicamente desde la presión inter-etapas P_2 , hasta una presión mas baja P_3 . Esta presión es fijada por la temperatura de refrigeración deseada (ya que la presión P_3 y la temperatura de refrigeración T_3 o T_r

se encuentran en equilibrio termodinámico). Este proceso es descrito diagramáticamente en la fig. 2.3.

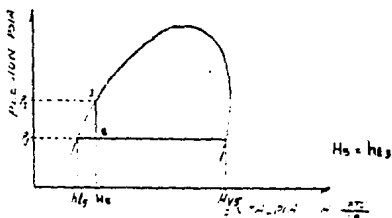


Fig. 2.3 Segundo proceso de expansión.

2.3 Proceso de evaporación.

Esta es la porción del ciclo que absorbe calor al líquido (salmuera), o gas que se desea enfriar. El calor al ser absorbido por el líquido refrigerante provoca su evaporación a través de su calor latente. Este proceso es mostrado en la fig. 2.4.

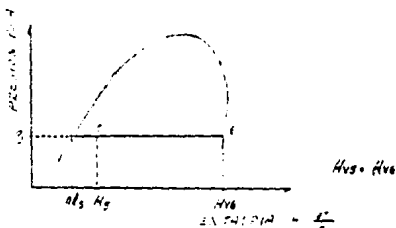


Fig. 2.4 Proceso de evaporación.

El proceso es llevado a presión y temperatura constantes P_2 y T_2 . El vapor formado en el proceso de expansión anterior, no provee ninguna refrigeración. El efecto de refrigeración puede definirse como,

$$X (H_{v6} - h_{L5}) = (H_{v6} - h_{L5}), \quad \frac{Q_{TL}}{Q_c}$$

siendo X en este caso, la fracción de líquido formado en la segunda válvula de expansión. El efecto de refrigeración es la cantidad de calor absorbido en el evaporador por unidad

de refrigerante (líquido y vapor) que pasa a través del evaporador. Para determinar la cantidad de refrigerante que pasa a través de este equipo (líquido que sale del separador - líquido-vapor), se divide la carga de refrigeración Q_{ref} --- (cantidad de calor que se desea absorber), por el efecto de refrigeración $(h_v - h_{l2})$,

$$L_1 = \frac{Q_{ref.}}{(h_{v6} - h_{l3})}$$

2.4 Primera etapa de compresión

Los vapores refrigerantes salen del evaporador a su presión de saturación P_1 , a una entalpía de vapor saturado h_{v6} , y a su temperatura de refrigeración T_r (temperatura más baja alcanzada por el sistema). La entropía en este punto es S_6 . Los vapores son comprimidos isoentrópicamente a la presión P_2 a lo largo de la línea 6-7' (ver la fig.2.3).

El trabajo adiabático W_{ad} para comprimir el refrigerante desde P_1 hasta P_2 , está dado por:

$$W_{ad} = (h_{7'} - h_{v6}) V_6 \quad \frac{374}{n} \\ V_6 = L_1$$

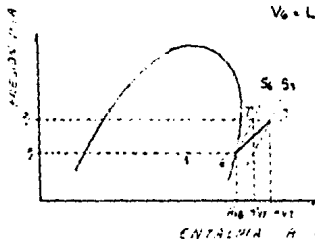


Fig.2.5 Primera etapa de compresión.

donde L_1 es el flujo de refrigerante a través del compresor en la primera etapa (en lb/h) y $(h_{7'} - h_{v6})$ es la cabeza adiabática Δh_{ad} .

La determinación de $H'v_7$ se realiza a partir de las propiedades del refrigerante a la presión P_2 y a una entropía S_6 . Como el refrigerante no es un fluido ideal y el compresor no opera idealmente para tales servicios, se deberá definir la eficiencia adiabática $\eta_{ad,1}$, para así calcular el trabajo real de compresión en la primera etapa W_1 , por:

$$W_1 = \frac{W_{ad,1}}{\eta_{ad,1}} = \frac{V_6 (H'v_7 - h'v_6)}{\eta_{ad,1}}$$

$$h'v_7 = V_6 (h'v_7 - h'v_6) \frac{377}{n}$$

siendo la entalpía real a la descarga de la primera etapa,

$$h'v_7 = \frac{J W_{ad,1}}{\eta_{ad,1}} + h'v_6$$

y convirtiendo el trabajo de compresión a caballos de fuerza,

$$H.P. = \frac{J W_{ad,1} V_6}{\eta_{ad,1} 2545.5}$$

para determinar $\eta_{ad,1}$,

$$\eta_{ad,1} = \frac{(0.77 + 0.12 X_1)}{(0.77 + 0.125 X_1)} = (333 \text{ N.}^2)^{0.12} (\eta_p - 0.77)$$

donde

$$X_1 = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1$$

siendo K la relación de capacidades caloríficas (ver Tab.1.2) y η_p , la eficiencia politrópica en la primera etapa, determinada por los pies cúbicos por minuto a la entrada del compresor, calculando el volumen específico del vapor saturado a la presión P_3 ,

$$\frac{P_1^3}{\text{min}} = \frac{V_6 V_{66}}{60}$$

siendo 60 el factor de conversión de horas a minutos.

2.5 Segunda etapa de compresión.

El vapor que sale de la primera etapa de compresión se mezcla en la misma línea con el vapor saturado que sale del tambor separador líquido-vapor, por lo que resulta necesario un balance de energía para conocer la entalpía del vapor que entrará a la segunda etapa de compresión.

La fracción del líquido que sale del separador es,

$$X_1 = \frac{H_{V4} - h_{L1}}{H_{V4} - h_{L3}}$$

por lo que el líquido que sale del condensador es,

$$L_2 = \frac{L_3}{X_1}$$

y por lo tanto, el vapor que sale del tambor separador líquido-vapor será,

$$V_2 = L_1 - L_3$$

así, tenemos que,

$$V_1 H_{V1} + V_2 H_{V2} = V_3 H_{V3}$$

$$H_{V3} = \frac{V_1 H_{V1} + V_2 H_{V2}}{V_3}$$

Con esta entalpía H_{V3} y la presión inter-etapas P_2 , se localiza la entropía de vapor sobresaturado S_3 , y el volumen específico correspondiente. Con esta entropía S_3 y la presión de descarga P , se localiza la entalpía de descarga H'_{V3} (ver la fig. 2.6).

Estos vapores son comprimidos isoentrópicamente hasta la ---

presión P_1 , a lo largo de la línea 8-7.

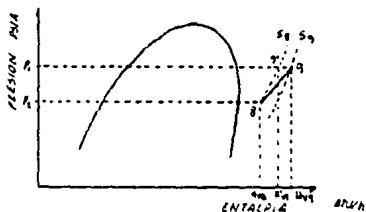


Fig. 2.6 Segunda etapa de compresión.

El trabajo adiabático realizado al comprimir el refrigerante desde P_1 hasta P_2 , está dado por:

$$\dot{W}_{ad2} = (H'_{V9} - H'_{V8}) V_8 \quad (V_8 = V_1 = L_1)$$

donde V_8 es el flujo de refrigerante a través del compresor en la segunda etapa, lb/h y $(H'_{V9} - H'_{V8})$ es la cabeza adiabática ΔH_{ad2} .

Ya que el refrigerante no es un fluido ideal y debido a que el compresor no opera idealmente se hace necesario determinar la eficiencia adiabática η_{ad2} .

Se determinan los pies cúbicos por minuto que entran a la segunda etapa,

$$\frac{\dot{V}_2}{m.r} = \frac{V_8 \cdot 60}{60}$$

y con este valor se localiza la eficiencia politrópica del compresor η_{ps} . Así, se determina la eficiencia adiabática,

$$\eta_{ad2} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1$$

$$\eta_{ad2} = \frac{(0.77 + 0.16 \eta_{ps})}{(1 + 0.357 \eta_{ps})} + 1.335 \eta_{ps}^{0.16} \quad (\eta_{ps} = 0.77)$$

con este valor, obtenemos el trabajo real de compresión en la segunda etapa.

$$W_2 = \frac{W_{ad2}}{\eta_{ad2}} = \frac{V_8 (H'_{v9} - H_{v8})}{\eta_{ad2}}$$

$$W_2 = V_8 (H_{v9} - H_{v8}) \frac{RTU}{A}$$

siendo la entalpía real de descarga en la segunda etapa,

$$H_{v9} = \frac{\Delta H_{ad2}}{\eta_{ad2}} + H_{v8}$$

y con esta entalpía H_{v9} , y la presión P_1 , se deberá determinar la temperatura de entrada al condensador T_9 .

Si convertimos el trabajo de compresión a caballos de fuerza, tendremos,

$$\varepsilon_{HP_1} = \frac{\Delta H_{ad2} \cdot V_8}{\eta_{ad2} \cdot 2544.5}$$

2.6 Proceso de condensación.

El refrigerante sobrecalentado que sale de la segunda etapa de compresión a P_1 y T_9 (punto 9 en la fig. 2.7) es enfriado a presión constante hasta que su temperatura alcanza el punto de rocío T_1 , y los vapores del refrigerante comienzan a condensar a temperatura constante.

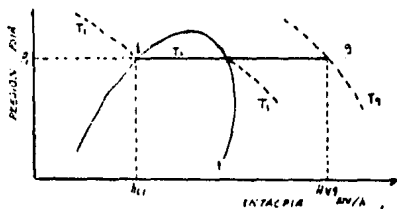


Fig. 2.7 Proceso de condensación.

Bajo el proceso de condensación, todo el calor agregado al refrigerante en las dos etapas de compresión y en la evaporación deberá ser removido para que así se cierre el ciclo alcanzando el punto 1 en el diagrama P-H mostrado en la fig.

así, la carga de calor en el condensador será,

$$Q_{cd} = V_g (H_{vg} - h_{li})$$

La presión de condensación P_c es función del medio enfriante disponible (se prefiere que T_c sea ligeramente mayor a la temperatura del medio enfriante disponible). El medio enfriante será el encargado de remover el calor adicionado Q_{cd} , del ciclo de refrigeración.

III. SELECCION DEL REFRIGERANTE.

Al seleccionar ciclos y sistemas de refrigeración industrial el último usuario frecuentemente considera para la selección del refrigerante solamente aquellos refrigerantes -- con los cuales él esta más familiarizado. Esto sucede a menudo en instalaciones donde el gas de planta, como el propano, es fácilmente disponible.

Howard Sibley (Sibley, H.W. "Selecting Refrigerants for --- Process Systems," Chem. Eng. May 16, 1983), ha discutido los --- principales factores que serán evaluados para seleccionar el refrigerante optimizando su costo inicial y el costo de operación.

3.1 Tipos de Refrigerantes.

El término refrigerante cumple una amplia variedad de --- compuestos orgánicos e inorgánicos que comparten una propiedad común de absorber calor a presiones y temperaturas bajas, y descargarlo a presiones y temperaturas altas -- generalmente con un cambio de fase. Los refrigerantes caen dentro de tres categorías generales de compuestos:

-Hidrocarburos alifáticos saturados e insaturados, como -- por ejemplo, propano y propileno.

-Hidrocarburos halogenados alifáticos, por ejemplo, di--- clorodifluorometano.

-Gases inorgánicos, por ejemplo, aire, CO₂, SO₂, NH₃ y Cl₂.

Para los hidrocarburos alifáticos saturados y no saturados, y para los hidrocarburos halogenados alifáticos, se ha desarrollado un código numérico que describe la estructura molecular del refrigerante mediante el uso de una fórmula --

Tabla 3.1 Refrigerantes Usados Comúnmente.

n del refrigerante	Nombre químico	Fórmula química	Peso molecular	Punto ebullición
170	Etano	CH ₃ CH ₃	30	-88.6 °C
290	Propano	CH ₃ CH ₂ CH ₃	44	-42.3
717	Amoníaco	NH ₃	17	-33.3
279	Aire	-----	29	-194.4
744	Bióxido de carbono	CO ₂	44	-78.3
764	Bióxido de azufre	SO ₂	64	-10.0
1150	Etileno	CH ₂ =CH ₂	28	-103.9
1270	Eteno	CH ₃ CH=CH ₂	42.1	-47.6
11	Tricloromonofluorometano	CCl ₃ F	137.6	23.8
12	Diclorodifluorometano	CCl ₂ F ₂	120.9	-19.8
113	Triclorotrifluoroetano	CCl ₂ FC ₂ ClF ₂	187.4	17.6
114	Diclorotetracloroetano	CCl ₂ CCl ₂ CCl ₂ F ₂	170.9	3.6
13B1	Monobromotrifluorometano	CF ₃ Br	148.9	-37.8
22	Monoclorodifluorometano	CHClF ₂	64.5	-40.8
30	Cloruro de metileno	CH ₂ Cl ₂	84.9	40.7
40	Cloruro de metilo	CH ₃ Cl	50.5	-33.8
50	Metano	CH ₄	16	-161.7
152A	Difluoroetano	CH ₃ CHF ₂	66	-24.7
500	Refrigerantes 12/152a	CCl ₂ F ₂ /CH ₃ CHF ₂	99.29	-33.3

general que tiene la forma ABCD, en la cual,

A = El número de enlaces dobles

B = (Número de átomos de carbono) - 1

C = (Número de átomos de hidrógeno) + 1

D = Número de átomos de Flúor

Por ejemplo, el refrigerante diclorodifluorometano, CCl_2F_2 es designado R 12 (R= refrigerante), calculado de la siguiente manera,

A = 0

B = (1) - 1 = 0

C = (0) + 1 = 1

D = 2

Quitando los dos ceros iniciales, tenemos R-12.

Similarmente, el hidrocarburo no saturado, propileno, $\text{---CH}_3\text{CH}=\text{CH}_2$, es designado R 1270, calculado de la siguiente manera,

A = 1

B = (3) - 1 = 2

C = (6) + 1 = 7

D = 0

Los refrigerantes inorgánicos son manejados de una forma diferente. Se les han asignado números con tres dígitos, el primero de los cuales es siete, con los dos números siguientes siendo el peso molecular del gas. De esta manera, NH_3 (peso molecular = 17) es codificado R-717, y el SO_2 (peso molecular = 64) es codificado R-764.

Uno de los hidrocarburos halogenados comúnmente usado, el R-500, es un azeótropo de la mezcla R-12 y R-152a. Un azeótropo es una mezcla cuya composición del vapor es idéntica a la de la mezcla líquida. -- 22

tica a su composición constante a través del ciclo de refrigeración. A los azeótropos se les ha asignado un código de tres números comenzando por el cinco. El segundo y tercer dígitos reflejan el orden cronológico de su descubrimiento. La Tab.3.1 lista los refrigerantes más comunmente usados en todo el mundo.

3.2 Parámetros para la selección optima del refrigerante.

En general, el proceso de selección toma en cuenta los siguientes parámetros físicos y termodinámicos del refrigerante:

- a. Características de presión-temperatura en el evaporador, condensador y compresor.
- b. Calor latente de vaporización.
- c. Volumen específico del vapor.
- d. Relación de calores específicos para el vapor.
- e. Potencia.
- f. Peso Molecular
- g. Cabeza Adiabática.

3.2.1 Características de presión-temperatura en el evaporador, condensador y compresor.

Un ciclo de refrigeración tendrá límites de presión en los lados alto (condensador y descarga del compresor) y bajo (evaporador y succión del compresor). Estas presiones de operación en el diseño para la máquina refrigeradora son establecidas por las características de presión, temperatura del refrigerante, y los requerimientos del sistema del lado alto y del lado bajo.

El lado bajo es típicamente la carga del proceso que requiere enfriamiento, por lo que de aquí se establecerá la temperatura de refrigeración t_s , que deberá alcanzar el refrigerante a una presión de succión P_s , dada por la curva característica presión-temperatura del refrigerante. Es muy conveniente que esta presión sea mayor a la presión atmosférica para poder detectar fácilmente fugas de refrigerante en el evaporador si llegara a haberlas, para poder así corregir el desperfecto. De lo contrario, si se trabaja a presiones menores a la atmosférica, si ocurriera un desperfecto de este tipo el aire se introducirá a la máquina refrigeradora y el aire se mezclará con el refrigerante y esta nueva mezcla tendrá propiedades termodinámicas diferentes que afectarán gravemente la operación de la máquina.

El lado alto es un equipo en el que se retira el calor ganado por el refrigerante en el evaporador y en el compresor. Este puede ser un condensador o una torre de enfriamiento. La temperatura del medio enfriante disponible (agua de enfriamiento) será la pauta para determinar la temperatura de condensación t_c , del refrigerante, y mediante las características de presión-temperatura del refrigerante determinar la presión de condensación P_c en la descarga del compresor.

Como se ha podido observar para unas condiciones dadas de temperatura de condensación y temperatura de evaporación, las correspondientes presiones a la saturación son dadas por las características de presión-temperatura de cada refrigerante, y estas presiones establecen el criterio para la selección del material y el diseño de los equipos para la máquina refrigeradora (condensador, evaporador y compresor).

3.2.2 Calor latente de vaporización.

Esta relación presión-temperatura para un refrigerante - puede ser expresada por la ecuación de Clapeyron:

$$\frac{dP}{dT} = \frac{\Delta H_{fg}}{T (V_v - V_l)}$$

la cual muestra la rapidez de variación de la presión de vapor con la temperatura, dP/dT , en términos del calor latente de vaporización ΔH_{fg} , el volumen específico del vapor V_v , y el del líquido V_l , a una temperatura T , y a una presión ---- igual a la presión de vapor.

La ecuación de Clapeyron muestra la interrelación de cuatro parámetros claves del refrigerante, y aplica a una gráfica presión absoluta-temperatura, como la mostrada en la -- fig.3.1, para ilustración de su significado físico.

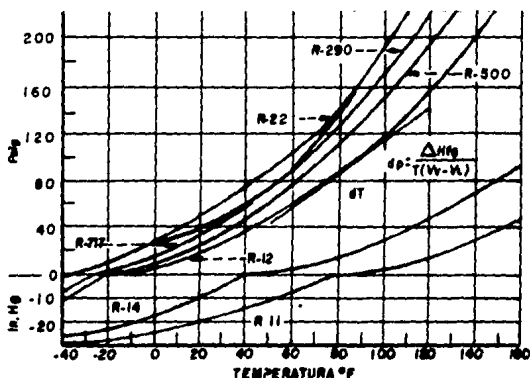


Fig.3.1 Diagrama presión-temperatura de saturación

Refiriéndonos a la fig.3.2, el calor latente de vaporización en la ecuación de Clapeyron es la diferencia de entalpías entre el vapor refrigerante H_v , y la del líquido h_l , a una presión de succión constante, y se define como,

$$\Delta H_{fg} = H_v - h_l$$

ΔH_{fg} representa el máximo calor transferible al refrigerante durante su cambio de fase de líquido a vapor a presión de succión constante y es el máximo efecto de refrigeración teórico.

El flujo másico de refrigerante W_R en kg/h, asociado con esta evaporación sería,

$$W_R = \frac{Q_{ref.}}{\Delta H_{fg}}$$

donde $Q_{ref.}$ es igual al calor del evaporador transferido -- desde la carga. Esto implica que refrigerantes con altos calores latentes requerirán flujos másicos más bajos por tonelada de refrigeración. Con esta base, el R-290 y el R-717, -- por ejemplo parecerían tener una ventaja significativa sobre el R-12, como se indica en la Tab. 3.2 donde se compara el -- calor latente de refrigeración de estos tres refrigerantes a una temperatura de -28.9°C .

Tabla 3.2 Calor latente de vaporización a -28.9°C

refrigerante	Calor latente vap. kJ/kg	Ventaja en el flujo másico
R-12	165.6	1.0
R-290	410.0	2.5
R-717	1363.8	8.2

Sin embargo, mientras que el refrigerante condensado pasa del condensador en el punto t_c , al enfriador (refrigerador o evaporador), en el punto t_e , algo del condensado se flasha adiabáticamente (evapora instantáneamente), para así enfriar el líquido remanente a condiciones del evaporador. Este gas flashado reduce la cantidad de refrigerante disponible para enfriar, y se suma al flujo total en peso, al refrigerante líquido, de acuerdo a la ecuación siguiente,

$$W = \frac{Q_{ref.}}{H_{re}} = W_r + W_f$$

donde $Q_{ref.}$ es igual al calor transferido en el evaporador; W_r es igual al flujo de refrigerante de la carga del evaporador y W_f es el gas evaporado instantáneamente.

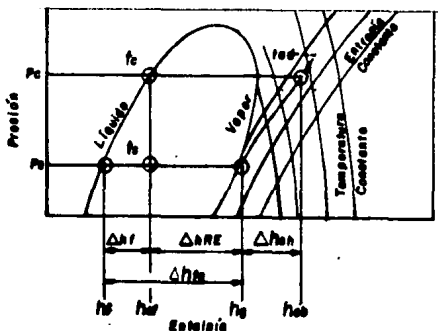


Fig.3.2 Diagrama Presión-Entalpia

ΔH_{re} , en la ecuación anterior, es un valor corregido del calor latente que ajusta el cálculo del flujo de refrigerante a cuenta del gas flasheado, y es referido como un calor de vaporización efectivo. se calcula de la siguiente manera.

$$\Delta H_{re} = \Delta H_{fg} - h_f$$

Δh_f , es la fracción de calor latente consumido para producir un enfriamiento adiabático sin utilidad, y es una función del calor específico del líquido (considerando la siguiente ecuación solo válida en la parte baja de la envoltura y suponiendo las isoterma verticales en la zona del líquido),

$$\Delta h_f \approx C_{pl} (t_c - t_s)$$

donde C_{pl} es el calor específico del condensado a la temperatura t_s .

Tab.3.3 Calores latentes de refrigerantes

refrigerante	Calor específico del líquido @ 37.8°C, kJ/kg·K
R-12	1.0095
R-290	2.8296
R-717	4.8710

Aquellos refrigerantes con bajos calores específicos de líquido, producen menos gas evaporado y menos flujo de refrigerante que aquellos con altos valores de calores específicos. La tab.3.4 muestra valores de calores latentes ajustados obtenidos calculando hcl a una temperatura de 37.7°C y Δh_{fg} a -18 °C

Tab 3.4 Valores de Calores Latentes Ajustados

Refrigerante	Δh_{fg} kJ/kg	Δh_{re} kJ/kg	Ventaja en el flujo másico
R-12	165.92	102.82	1.0
R-290	408.95	240.00	2.33
R-717	1362.39	1051.59	10.23

3.2.3 Volumen específico del vapor

El siguiente factor a considerar en este análisis es el volumen específico, debido a que el tamaño de equipos como cambiadores de calor y compresores está directamente relacionado al volumen del gas manejado. El flujo volumétrico está relacionado al flujo másico por la siguiente ecuación.

$$V_r = \frac{Q_{ref}}{H_{re}} \quad V_s$$

donde V_s es el volumen específico del vapor.

La tab. 3.5 muestra el volumen específico de los tres refrigerantes analizados en este capítulo.

Tab.3.5 Volúmenes específicos

refrigerantes	Volumen específico vapor saturado (8 -28.9 C) m ³ /kg
R-12	0.1523
R-290	0.2466
R-717	0.9164

Si ahora construimos una tabla mostrando los metros cúbicos de refrigerante por kilojoule de refrigeración, a partir de la ecuación anterior generaremos los datos mostrados en la tabla 3.6.

Tab.3.6 Flujos volumétricos por kilojoule.

refrigerante	Volumen específico ----- Calor latente corregido	(8 -28.9 C) ----- kJ
R-12	0.001461	
R-290	0.001028	
R-717	0.000871	

3.2.4 Relación de Capacidades Caloríficas para el vapor.

Para poder realizar una comparación de relaciones de capacidades caloríficas para los tres refrigerantes tomemos la ecuación que expresa el trabajo de compresión adiabático (-- McCabe W.L. "Unit Operations of Chemical Engineering", McGraw Hill, 1976, ec. 3-26).

$$W = \frac{Q_1}{\eta} = \frac{Q_1}{\frac{C_p - C_v}{C_p}} = \frac{Q_1 C_p}{C_p - C_v}$$

Analizando el termino K' para una presión de succión de 138 kPa, y presión de descarga de 1380 kPa, tendremos,

Tab.3.7 Relación de capacidades caloríficas y potencia

refrigerante	Ts (C)	Cpv (cal/gmol K)	K	K'
R-12	-22.4	16.12	1.14	2.6611
R-290	-16.8	15.38	1.15	2.6857
R-717	-27.1	8.13	1.32	3.0836

Con lo que se puede concluir que a una relación de capacidades caloríficas bajas, necesitaremos una menor trabajo de compresión en el equipo.

3.2.5 Potencia

La potencia requerida por un compresor adiabático es calculada fácilmente de la ecuación (misma referencia),

$$P_s = \frac{0,0481 T_s K V}{220 (K-1) \eta} \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right]$$

donde P_b es la potencia al freno expresada en caballos de fuerza. T_s la temperatura de refrigeración en °K. V el flujo volumétrico en la succión del compresor expresado en m³/h y η la eficiencia del compresor.

Para comparar la potencia en cada refrigerante tomaremos el siguiente ejemplo. El calor de refrigeración será de una tonelada (12 720 kJ/h), la temperatura de refrigeración de -28.9°C, y la temperatura de condensación será de 37.9°C, la eficiencia del compresor se considerará del 80% para los tres casos.

Tab. 3.8 Comparación de la potencia

refrigerante	K	V (m ³ /h)	P _s (kPa)	P _d (kPa)	P _b (hp/ton)
R-12	1.12	18.9	105.23	912.4	1.8366
R-290	1.13	13.1	175.09	2540.8	1.6406
R-717	1.31	11.1	126.4	1428.8	1.4516

Lo que podemos concluir en este punto es que existe una ventaja en el refrigerante R-717 contra el R-12 en el costo de la operación del equipo, pero por otro lado la diferencia de presiones es mucho mas grande en el refrigerante R-717 que en el R-12 lo que repercutiría en una inversión mayor debido al equipo de mayor tamaño.

3.2.6 Peso Molecular y Cabeza Adiabática.

El siguiente factor a considerar en el proceso de selección es el peso molecular. La diferencia de presiones, $\Delta P = P_c - P_s$, se refiere a la altura o cabeza, y define la diferencia de presión estática entre el evaporador y el condensador. -- Hay una segunda cabeza referida como cabeza de energía, la cual es el trabajo en KJ/kg, y esta dada por,

$$W_{ad} = h_{ad} - h_g = \Delta h_{sh}$$

La cabeza adiabática desde la termodinámica, es la diferencia de entalpías de vapor entre la descarga a t_{ad} y la succión a t_s . Para un proceso adiabático, la cabeza puede ser expresada como,

$$W_{ad} = \frac{Z_s + Z_d}{Z} \frac{1545}{M_w} T_s K'$$

donde Z es el factor de compresibilidad. La ecuación muestra que la cabeza adiabática es inversamente proporcional al peso molecular, por lo tanto, refrigerantes con altos pesos moleculares producen cabezas adiabáticas más bajas. La tab. 3.9 muestra que los refrigerantes halogenados tienen cabezas adiabáticas significativamente más bajas que otros refrigerantes debido a su alto peso molecular, bajo las mismas condiciones de carga.

Tab.3.9 Cabeza Adiabática ($t_s = -28.9^\circ\text{C}$, $t_c = 37.9^\circ\text{C}$)

refrigerante	W_{ad} , m
R-12	3722
R-290	9641
R-717	38749

La cabeza adiabática tiene un significado muy importante en el diseño de compresores, ya que es directamente proporcional al número de etapas y al diámetro del impulsor.

Por lo tanto, el uso de refrigerantes con cabezas adiabáticas bajas tiene como consecuencia pocas etapas de compresión, diámetros de impulsor más pequeños, o velocidades de compresión más bajas; con todas ellas, el resultado es un tamaño de compresor más pequeño.

IV. DESARROLLO DEL BANCO DE DATOS.

La confiabilidad de un programa simulador depende de la exactitud con la que se realice la evaluación de las propiedades físicas y termodinámicas de los compuestos involucrados en el proceso; de aquí la importancia del método empleado para realizar las evaluaciones.

A partir de datos publicados en la literatura (Rohsenow - W.M. y Hartnett J.P. "Handbook of Heat Transfer" McGraw-Hill Book Company, 1973), sobre las propiedades termodinámicas -- del Freón 12, mostradas en las tablas 4.2 y 4.3, se desarrollaron modelos matemáticos en forma de ecuaciones de tercer orden por el método de mínimos cuadrados (Luthe R., Olivera A., Schutz F., "Métodos Numéricos" Edit. LIMUSA, Mexico, --- 1982), para obtener un banco de datos de las propiedades --- termodinámicas empleadas en el simulador del ciclo de refrigeración en dos etapas.

A continuación se listan las propiedades termodinámicas - que deberán ser calculadas por el simulador:

- a- Temperatura de saturación, a partir de la presión.
- b- Presión de vapor, a partir de la temperatura.
- c- Entalpía de líquido saturado, a partir de la presión.
- d- Entalpía de vapor saturado, a partir de la presión.
- e- Entropía de vapor saturado, a partir de la presión.
- f- Volumen específico de vapor saturado, a partir de la -- presión.
- g- Volumen específico de líquido saturado, a partir de la presión.
- h- Entalpía de vapor sobrecalentado, a partir de entropía y presión.

- i- Entropía de vapor sobrecalentado, a partir de Entalpía y presión.
- j- Volumen específico de vapor sobrecalentado, a partir -- de entalpía y presión.
- K- Temperatura de vapor sobrecalentado, a partir de entalpía y presión.

4.1 El método de mínimos cuadrados.

Luthe ha analizado el método de mínimos cuadrados que se -- rá descrito a continuación, y de éste, realicé un programa -- en microcomputadora para obtener las ecuaciones de tercer -- grado a partir de datos tabulados.

Dada una función tabular como:

X	Y
x_1	y_1
x_2	y_2
x_3	y_3
x_4	y_4
x_5	y_5
...	...
...	...
x_n	y_n

se trata de obtener los valores de los coeficientes de la -- función,

$$y = f(x) = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 + \dots + a_m x^m$$

cuya gráfica es una curva suave que se acerca a la mayoría -- de los puntos (curva de trazos de la fig.4.1)

Se llama residuo a la diferencia de la ordenada de la --- curva para $x = x_i$, menos la ordenada del punto (x_i, y_i) . Re-- presentado por R_i ; a este residuo se obtiene,

$$R_i = f(x_i) - y_i$$

es decir,

$$R_i = a_0 + a_1 x_i + a_2 x_i^2 + \dots + a_m x_i^m - y_i$$

en donde,

$$i = 1, 2, 3, \dots, n$$

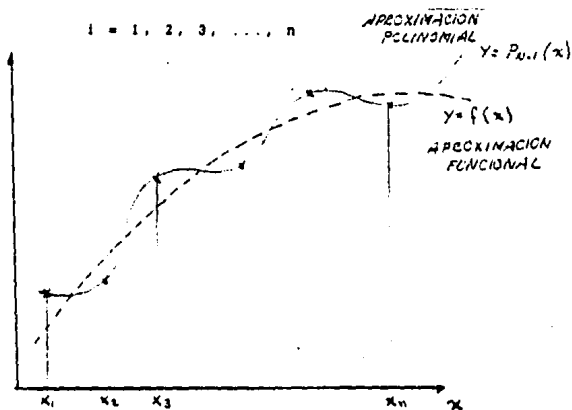


Fig. 4.1 Curva de una función.

El método de los mínimos cuadrados consiste en determinar los valores de los parámetros,

$$a_0, a_1, a_2, a_3, \dots, a_m$$

de manera que hagan mínima la suma de los cuadrados de los residuos.

Esta suma vale,

$$\sum_{i=1}^n R_i^2 = \sum_{i=1}^n (a_0 + a_1 x_i + a_2 x_i^2 + \dots + a_m x_i^m - y_i)^2$$

Se obtiene el mínimo de ésta igualando a cero sus primeras derivadas parciales con respecto a todos y cada uno de los parámetros. Derivando con respecto a a_j donde $j=0, 1, 2, \dots, m$, se obtiene,

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial a_j} \sum_{i=1}^n R_i^2 &= \frac{\partial}{\partial a_j} \sum_{i=1}^n (a_0 + a_1 x_i + a_2 x_i^2 + \dots + a_m x_i^m - y_i)^2 \\ &= \sum_{i=1}^n \frac{\partial}{\partial a_j} (a_0 + a_1 x_i + a_2 x_i^2 + \dots + a_m x_i^m - y_i)^2 \\ &= \sum_{i=1}^n 2 (a_0 + a_1 x_i + a_2 x_i^2 + \dots + a_m x_i^m - y_i) x_i^j \end{aligned}$$

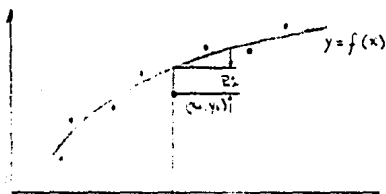


Fig 4 2 Residuo

Iguando con cero esta derivada, se llega a,

$$a_0 \sum_{i=1}^n x_i^j + a_1 \sum_{i=1}^n x_i^{j+1} + a_2 \sum_{i=1}^n x_i^{j+2} + \dots + a_m \sum_{i=1}^n x_i^{j+m} = \sum_{i=1}^n x_i^j y_i$$

Finalmente, considerando $j=0, 1, 2, \dots, m$, se obtiene --

el siguiente sistema de ecuaciones normales,

$$n a_0 + a_1 \sum x + a_2 \sum x^2 + \dots + a_m \sum x^m = \sum y$$

$$a_0 \sum x + a_1 \sum x^2 + a_2 \sum x^3 + \dots + a_m \sum x^{m+1} = \sum x y$$

$$a_0 \sum x^2 + a_1 \sum x^3 + a_2 \sum x^4 + \dots + a_m \sum x^{m+2} = \sum x^2 y$$

...

...

$$a_0 \sum x^m + a_1 \sum x^{m+1} + a_2 \sum x^{m+2} + \dots + a_m \sum x^{m+m} = \sum x^m y$$

en donde, por simplicidad, se han omitido los índices de x y de y , y los límites de las sumatorias, pero debe entenderse que éstas son sobre todos los valores de x y de y , dados en la tabla 4.1.

Este sistema es fácilmente soluble por el método de Gauss-Jordan.

4.2 El Método de Gauss-Jordan.

El método de Gauss-Jordan es un método exacto para resolver sistemas lineales. Básicamente consiste en sistematizar el Teorema Fundamental de equivalencia:

Si en un sistema de ecuaciones se sustituye una de ---- ellas por una combinación lineal de las ecuaciones del sistema se obtiene un nuevo sistema que es equivalente al anterior.

La solución de un sistema lineal puede obtenerse fácilmente si se representa en forma matricial. La eliminación de incógnitas por medio de la sustitución de ecuaciones por --- combinaciones lineales corresponde a tratar de convertir en ceros los elementos de la matriz ampliada, representativos de los coeficientes del sistema. Se puede aceptar que las -- siguientes tres operaciones sobre una matriz ampliada producen otra correspondiente a un sistema equivalente al ante--- rior:

- Intercambiar dos renglones (ya que corresponde a reordenar las ecuaciones del sistema).
- Multiplicar todos los elementos de un renglón por una -- misma constante no nula (ya que corresponde a multiplicar ambos miembros de una ecuación por una constante).
- Sumar a los elementos de un renglón los correspondientes elementos de otro, multiplicados por una constante (ya que corresponde a la sustitución de una ecuación por una combinación lineal de las ecuaciones del sistema).

Las operaciones anteriores reciben el nombre de operaciones elementales sobre los renglones de una matriz. Para resolver un sistema lineal, se aplican estas a la matriz ampliada del sistema, de manera de convertir en ceros el mayor número de los elementos correspondientes a los coeficientes; cuando no se pueda anular ningún elemento más se procede a interpretar los renglones de la última matriz obtenida, con lo que se obtendrá la solución del sistema.

Se realizó un programa para resolver los coeficientes de la función polinomial. Las ecuaciones se resolvieron para un tercer orden, teniendo el programa la capacidad para resolver la función polinomial hasta un grado m . A continuación se muestran los datos empleados en cada corrida, el listado del programa elaborado y los resultados obtenidos.

TAB. 4.2 Propiedades termodinámicas a la saturación, Freón-12.

TEMP. T	PRESION P	VOLUMEN ESPECIFICO		ENTALPIA			ENTROPIA		
		LF	LG	HF	HFG	HG	SF	SPG	SG
-50	5.358	.01036	5.4774	-4.1919	74.365	70.1693	-0.1021	.18735	.17714
-50	7.117	.01046	4.6742	-2.1011	73.904	71.801	-5.78E-03	.18039	.17533
-40	9.308	.01056	3.875	0	72.913	72.913	0	.17373	.17273
-30	11.799	.01067	3.0585	2.112	71.993	74.115	4.92E-03	.16731	.1721
-20	15.267	.01079	2.4429	4.2357	70.274	75.11	9.33E-03	.16119	.17102
-10	19.189	.01091	1.9727	6.3716	68.324	76.175	.01482	.15527	.16997
0	23.949	.01103	1.666	8.5207	66.75	77.271	.01932	.14956	.16951
5	28.433	.01109	1.456	1.0695	65.204	77.901	.02145	.14407	.16942
10	33.335	.01115	1.3241	10.634	63.751	78.321	.02395	.13893	.16946
20	35.736	.0113	1.0933	12.863	62.522	78.352	.02652	.13447	.16919
30	43.143	.0114	.9133	15.059	61.351	78.417	.03371	.12947	.16849
40	51.667	.01157	.77357	17.273	60.233	78.436	.03745	.12481	.16826
50	61.374	.01175	.65537	19.507	59.226	78.433	.04184	.12046	.1681
60	72.423	.01191	.55539	21.766	58.342	78.409	.04618	.11631	.1679
70	84.929	.01209	.47313	24.05	57.519	78.357	.05046	.11235	.16784
80	98.97	.01226	.41135	26.365	56.917	78.281	.05475	.10857	.16782
90	106.34	.0124	.37857	27.759	56.492	78.221	.05893	.10493	.16788
99	114.49	.01246	.35529	28.713	56.181	78.174	.059	.10153	.16787
100	131.86	.01247	.35294	31.1	55.905	78.139	.05823	.09992	.16785
110	151.31	.01292	.26769	33.531	54.313	77.844	.06745	.09534	.16779
120	172.35	.01317	.20326	36.313	52.597	77.45	.07166	.09073	.16741

Unidades: temperatura, Ft; presión, psia; Volumen específico, ft³/lb; entalpia, BTU/lb; entropia, BTU/lb F.

TAB. 4.3 Propiedades termodinámicas de vapor sobresaturado, Freón-12.

FRECIÓN	-40	-20	0	20	40	60	80	100	150	200	250	300
V	7.3239	7.4536	6.9111	6.4265	5.7923	4.1128	5.514.5001	9.6749.11	16.773	31.662	0	0
H	73.291	75.799	73.522	81.309	84.07	88.922	87.606	92.736	105.272	163.079	0	0
S	.12457	.19169	.19653	.20344	.20812	.21367	.21912	.22445	.23734	.24954	0	0
V	0	3.7906	3.9.29	4.1691	4.356	4.5428	4.7249	4.9079	5.3627	5.8145	6.2643	0
H	0	75.526	76.246	81.614	83.623	85.589	87.596	92.546	106.123	167.977	116.331	0
S	0	.17666	.18471	.19061	.19625	.20177	.20746	.21261	.22579	.24713	0	0
V	0	2.4825	2.5201	2.7654	2.877	3.0.31	3.1751	3.2721	3.5592	3.8225	4.1851	0
H	0	75.131	77.902	80.712	83.581	86.451	89.321	92.197	99.972	107.825	115.627	0
S	0	.17134	.17731	.18349	.18931	.19495	.20051	.20593	.21895	.23125	.24317	0
V	0	0	1.539	2.0391	2.1371	2.234	2.3295	2.4241	2.6573	2.9274	3.2155	0
H	0	0	77.25	81.493	83.277	85.21	87.168	92.164	98.21	107.712	115.226	0
S	0	0	.17221	.17329	.18419	.18992	.1955	.20095	.21405	.22667	.23925	0
V	0	0	0	1.5115	1.6922	1.7923	1.8529	1.9291	2.111	2.3619	2.495	2.6191
H	0	0	0	80.002	83.2120021	85.785	88.95	91.929	97.667	107.199	115.723	124.641
S	0	0	0	.174.4	.18012	.18591	.19155	.1974	.21021	.22265	.2356	.24973
V	0	0	0	1.3218	1.3969	1.4684	1.5351	1.5977	1.7552	1.9118	2.0625	2.2166
H	0	0	0	79.725	82.73	85.711	88.779201	91.827	99.213	107.484	115.82	123.973
S	0	0	0	.17955	.18671	.19257	.19821	.20379	.21974	.23165	.24365	.25625
V	0	0	0	1.124	1.185	1.2462	1.3021	1.3529	1.4975	1.6277	1.7629	1.9176
H	0	0	0	79.434	82.442	85.453	88.504	91.557	99.257	107.356	115.515	123.365
S	0	0	0	.18751	.19375	.19939	.2054	.2117	.22932	.24127	.25365	.26924
V	0	0	0	0	1.2025	1.2787	1.3541	1.4292	1.691	1.8236	1.9661	1.9531
H	0	0	0	0	82.149	85.295	88.277	91.197	99.2	107.212	115.242	123.776
S	0	0	0	0	.17112	.17712	.18222	.18733	.20975	.22167	.2345	.24977
V	0	0	0	0	.89245	.94713	.99625	.9521	1.2327	1.3307	1.4259	1.5197
H	0	0	0	0	81.54	84.615	87.811	91.023	99.205	107.723	115.292	123.515
S	0	0	0	0	.18155	.18771	.19382	.19973	.21974	.23164	.24365	.25904
V	0	0	0	0	0	.6921	.7244	.75667	.81.17	.9211	1.0279	1.0999
H	0	0	0	0	0	84.125	87.43	90.733	98.253	106.7	114.667	123.426
S	0	0	0	0	0	.18672	.19277	.19879	.21921	.23176	.24427	.26068

70	V	0	0	0	0	0	.59098	.21456	.24025	.17325	.17571	.20572	.17431
	H	0	0	0	0	0	83.552	82.832	76.671	96.229	139.437	114.775	121.257
	S	0	0	0	0	0	.16556	.17175	.17768	.17121	.20435	.21273	.17928
80	V	0	0	0	0	0	.52775	.25734	.12222	.12695	.17532	.18136	
	H	0	0	0	0	0	82.315	74.24	77.291	125.174	114.559	121.075	
	S	0	0	0	0	0	.16392	.17195	.18922	.20207	.21432	.22992	
90	V	0	0	0	0	0	.46224	.49749	.52025	.47941	.6658	.72015	
	H	0	0	0	0	0	85.777	95.175	77.548	125.765	114.24	122.492	
	S	0	0	0	0	0	.16316	.17234	.16687	.19934	.21217	.22381	
100	V	0	0	0	0	0	0	.41132	.45629	.52413	.59549	.64516	
	H	0	0	0	0	0	0	88.694	97.127	105.633	114.119	122.767	
	S	0	0	0	0	0	0	.16772	.18422	.15782	.21822	.22191	
120	V	0	0	0	0	0	0	.34455	.39678	.44698	.47625	.53287	
	H	0	0	0	0	0	0	87.275	55.171	105.578	113.47	121.333	
	S	0	0	0	0	0	0	.16559	.18245	.19421	.20477	.21592	
140	V	0	0	0	0	0	0	0	.3335	.37584	.41499	.45224	
	H	0	0	0	0	0	0	0	75.709	104.501	113.212	121.753	
	S	0	0	0	0	0	0	0	.17718	.19104	.20377	.21527	
160	V	0	0	0	0	0	0	0	.29404	.32301	.35047	.3919	
	H	0	0	0	0	0	0	0	94.966	103.907	112.743	121.567	
	S	0	0	0	0	0	0	0	.174	.18919	.2011	.21312	
180	V	0	0	0	0	0	0	0	.24519	.22178	.31442	.34492	
	H	0	0	0	0	0	0	0	94.053	103.291	112.283	121.174	
	S	0	0	0	0	0	0	0	.171	.18556	.19828	.21081	
200	V	0	0	0	0	0	0	0	.2137	.2488	.27911	.3073	
	H	0	0	0	0	0	0	0	73.141	102.652	111.771	120.775	
	S	0	0	0	0	0	0	0	.15811	.16311	.19644	.2097	
220	V	0	0	0	0	0	0	0	.18746	.2213	.25015	.27848	
	H	0	0	0	0	0	0	0	92.158	101.988	111.267	120.367	
	S	0	0	0	0	0	0	0	.16528	.18079	.19435	.20674	

LIST

```

10 REN ESTE PROGRAMA RESUELVE LOS COEFICIENTES
20 REN PARA UNA ECUACION QUE NOBELE LOS DATOS
30 REN DADOS.
40 REN POR MINIMOS CUADRADOS. HECHO EL DIA
50 REN <<< 25 - MARZO - 1985 >>>
60 HOME
70 INPUT 'ESCRIBIR ALGUN LETREDO : ' ; LEA
80 PRINT 'COMO DESEAS INTRODUCIR LOS DATOS: '
90 PRINT ' 1. POR PANTALLA'
100 PRINT ' 2. DENTRO DEL PROGRAMA'
110 INPUT IN
120 IF IN = 2 THEN READ N: GOTO 140
130 INPUT 'CUANTOS PARES DE DATOS SON : ' ; N
140 INPUT 'CUAL ES EL ORDEN DE LA ECUACION : ' ; M
150 DIM X(N), Y(N), YC(N)
160 IF IN = 1 THEN 190
170 FOR K = 1 TO N: READ X(K): NEXT K
180 FOR K = 1 TO N: READ Y(K): NEXT K: GOTO 200
190 FOR K = 1 TO N: INPUT 'X(N)= ' ; X(K): INPUT 'Y(K)= ' ; Y(K): NEXT K
200 REN
210 FOR L = 0 TO 2 * M
220 S(L) = 0
230 FOR K = 1 TO N
240 S(L) = S(L) + X(K) ^ L
250 NEXT K
260 NEXT L
270 FOR L = 0 TO M
280 T(L) = 0
290 FOR K = 1 TO N
300 T(L) = T(L) + Y(K) * X(K) ^ L
310 NEXT K
320 NEXT L
330 H = 0
340 FOR I = 1 TO M + 1
350 L = I - 1
360 FOR J = 1 TO M + 2
370 IF J = M + 2 THEN A(I, J) = Y(N) * H = H + 11 GOTO 400
380 A(I, J) = S(L)
390 L = L + 1
400 NEXT J
410 NEXT I
420 M1 = M
430 REN SUBROUTINA DEL METODO DE GAUSS-JORDAN
440 N = M1 + 11: N1 = N + 1
450 FOR I = 1 TO N
460 PIVOTE = A(I, 1)
470 FOR J = 1 TO N
480 A(I, J) = A(I, J) / PIVOTE
490 NEXT J
500 FOR K = 1 TO N
510 IF K = 1 THEN 540
520 CERO = A(K, I)
530 FOR J = 1 TO N

```

```

540 A(K,J) = A(K,J) - CERO * A(I,J)
550 NEXT J
560 NEXT K
570 NEXT I
580 INPUT 'DESEAS IMPRIMIR RESULTADOS S/N 'IR0
590 REM IMPRESION DE RESULTADOS
600 IF IR0 = 'S' THEN PRO 1: PRINT CHR(9);'1000': FOR I = 1 TO 59: PRINT '='; NEXT I: PRINT
    '='
610 PRINT CHR(14);'T E S I S'; SPC(14)'K F O N'
620 PRINT SPC(60 - LEN(LE0))LE0
630 FOR I = 1 TO 59: PRINT '-': NEXT I: PRINT '-'
640 PRINT SPC(10)'X ( J )'; SPC(13)'Y ( I )'; SPC(13)'Y C ( I )'
650 FOR J = 1 TO MM
660 YC(J) = A(1,MM + 2)
670 FOR I = 1 TO MM + 1
680 YC(J) = YC(J) + A(I + 1,MM + 2) * X(J) ^ I
690 NEXT I
700 PRINT SPC(10)X(J); SPC(20 - LEN(STR(X(J))))Y(J); SPC(20 - LEN(STR(Y(J))))Y
    C(J)
710 NEXT J
720 FOR I = 1 TO 59: PRINT '='; NEXT I: PRINT '='
730 PRINT SPC(60 - LEN('VALORES DE LOS COEFICIENTES'))'VALORES DE LOS COEFICIENTES'
740 FOR I = 1 TO N: PRINT 'A ( 'I'; ' , 'M;' ) = 'A(I,M): NEXT I
750 FOR I = 1 TO 59: PRINT '='; NEXT I: PRINT '='
760 IF IR0 = 'S' THEN PRO 0
770 INPUT 'DESEA PROBAR CON OTRO GRADO S/N 'IRE0
780 IF IRE0 = 'S' THEN 140
790 DATA 10
800 REM LISTA SEPARADOS POR (,) LOS DATOS DE X'S Y POSTERIORMENTE LOS DE Y'S
810 DATA 73.291,75.909,78.582,81.309,84.09,86.722,89.806,92.738,10
    0.272,100.079
820 DATA 7.3239,7.6938,8.0611,8.4245,8.7905,9.1528,9.5142,9.8747,10.773,11.668

```

]

V. EJEMPLO NUMERICO DEL CICLO DE REFRIGERACION

5.1 ESTRATEGIA.

Recordando el objetivo de este trabajo, el desarrollo de un programa que optimice las variables de diseño para lograr un sistema económicamente óptimo.

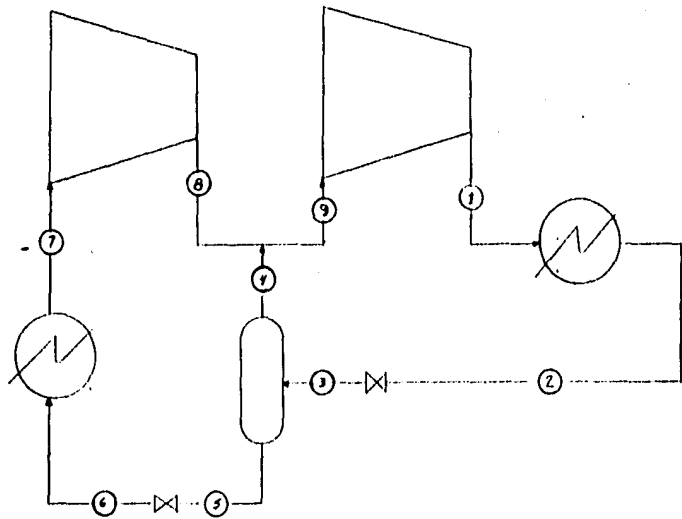
El plan de trabajo será el siguiente. Se describirá un problema de refrigeración, el cual se resolverá utilizando dos etapas de compresión. Se describirá un método de cálculo para su solución, calculando las propiedades termodinámicas únicamente utilizando los valores de las tablas 4.2 y 4.3.

Este método de cálculo tendrá dos objetivos. Localizar cuáles serán las variables de diseño, variables sujetas a -- optimizar, y servirá de base para escribir un programa que realice los cálculos, esta vez, calculando las propiedades termodinámicas necesarias utilizando las ecuaciones polinomiales obtenidas en el capítulo anterior.

Ya obtenido el dimensionamiento del equipo se procederá a establecer un método para la estimación de costos que incluya los costos directos y fijos. De esta manera, una vez -- que se implemente al programa simulador esta rutina de costos, podremos aplicar un método de optimización que varíe -- las variables de diseño hasta obtener un costo total equivalente anual que sea mínimo.

5.2 DEFINICION DEL PROBLEMA DE REFRIGERACION.

Una solución de etilén glicol diluída al 30% se desea -- mantener refrigerada. Se ha calculado que la cantidad de calor que se desea absorber para mantener la solución a una --



PROGRAMA DE FLUJO
FIG 5.1 SISI. REFRIGERACION

TABLA 5.1 CUADRO DE BALANCE DE MATERIA Y ENERGIA

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
TEMPERATURA °F	168.3	115				-20			
PRESSION PSI	161.73	161.73	92.69	92.69	92.69	15.257	15.267	73.63	73.63
ENTALPIA BTU/lb	98.1799	14.712		81.2	4.157		75.11	86.716	85.1793
ENTROPIA BTU/lb°F							0.1102		0.11376
VOLUMEN esp. ft ³ /lb				0.0013	0.016		2.4927		0.06039
FLUJO lb/h	142714.6	142714.6	142714.6	33809.7	102825.7	102825.9	102825.9	102825.9	142714.6

temperatura de refrigeración es de seis millones de BTU por hora, es decir 500 toneladas de refrigeración. La temperatura de la solución de etilén glicol a la entrada del evaporador es de -10°F y se desea enfriarla a una temperatura de -15°F .

5.3 DATOS DE DISEÑO.

Se dispone de agua de enfriamiento suministrada a una temperatura de 90°F y es permitido regresarla a una temperatura máxima de 110°F . Los coeficientes de transferencia de calor se considerarán constantes y se tomarán los recomendados por Kern (Kern D. "Procesos de Transferencia de Calor", 8ava. edición, CECSA, 1978, Tab. 8).

150 BTU/h ft^2F para el condensador

150 BTU/h ft^2F para el evaporador

5.4 EJEMPLO NUMÉRICO.

Los datos que se desean evaluar en este problema se numeran a continuación. En el siguiente capítulo se calculará un costo total equivalente anual a partir de estos datos.

1. Área de transferencia de calor para el evaporador
2. Área de transferencia de calor para el condensador.
3. Caballos de fuerza totales del compresor.
4. kW-h empleados por el compresor.
5. Cantidad de agua de enfriamiento utilizada.
6. Dimensionamiento del separador líquido-vapor.

Solución.-

El diagrama de flujo del sistema de refrigeración es ---
mostrado en la fig. 5.1. Primeramente se definirá la tempo--

ratura de refrigeración T_r ($T_4 = T_r$), que debe ser menor a la temperatura de retorno del etilén glicol, si ésta temperatura es de -15°F , la temperatura de refrigeración puede ser -20°F . Lo que debemos evitar, es que a esta temperatura la presión de vapor del refrigerante sea menor a la atmosférica para evitar trabajar a vacío.

Calculando la presión de vapor a la temperatura de refrigeración, obtendremos la presión a la entrada de la primera etapa de compresión P_s ,

$$P_s = 15.267 \text{ psia} \quad @ \quad T_r = -20^\circ\text{F}$$

Esta presión de succión la consideraremos constante en las corrientes 4 y 7.

Ahora definiremos la temperatura del refrigerante a la salida del condensador, corriente 2. La única condición para fijar esta temperatura, es que sea ligeramente mayor a la temperatura de retorno del agua de enfriamiento (110°F).

$$\text{por lo que } T_2 = 115^\circ\text{F}$$

calculando la presión de vapor a esta temperatura, presión de descarga del compresor en la segunda etapa (presión correspondiente a las corrientes 1 y 2),

$$P_d = 161.73 \text{ psia} \quad @ \quad T_2 = 115^\circ\text{F}$$

Con estas dos presiones P_s y P_d , podemos calcular la presión inter-etapas P_i (correspondiente a las corrientes 3, 4, 5, 8 y 9), por la fórmula 2-2,

$$r = \left(\frac{161.73}{15.267} \right)^{1/2} = 3.2548$$

$$P_i = 3.2548 (15.267) = 49.69 \text{ psia}$$

Con esta presión se localiza la entalpía y el volumen específico del líquido saturado a la salida del separador -----

líquido-vapor. Interpolando linealmente,

$$\begin{aligned} \textcircled{6} P &= 43.148 \text{ psi} & h_1 &= 15.058 \text{ BTU/lb} & v_1 &= 0.01144 \text{ ft}^3/\text{lb} \\ \textcircled{7} P &= 51.667 \text{ psi} & h_1 &= 17.273 \text{ BTU/lb} & v_1 &= 0.01159 \text{ ft}^3/\text{lb} \\ \textcircled{8} P &= 49.69 \text{ psi} & h_{15} &= 16.759 \text{ BTU/lb} & v_{15} &= 0.0116 \text{ ft}^3/\text{lb} \end{aligned}$$

y con el valor de la presión de succión en la primera etapa, se localiza la entalpía del vapor saturado, que es la entalpía del refrigerante a la salida del evaporador (corriente 7)

$$\textcircled{8} P_s = 15.267 \text{ psia} \quad h_{v7} = 75.11 \text{ BTU/lb}$$

Al restar estas dos entalpías, se encuentra el efecto de refrigeración,

$$= h_{v7} - h_{15} = (75.11 - 16.759) = 58.351 \text{ BTU/lb}$$

Al dividir el calor de refrigeración entre el efecto de refrigeración, se calcula el flujo de refrigerante a través de la primera etapa, (flujo correspondiente a las corrientes 5, 6, 7 y 8),

$$M_5 = \frac{4 \times 10 \text{ BTU/h}}{58.351 \text{ BTU/lb}} = 102 \ 825.9 \text{ lb/h}$$

A partir de la presión de succión, localizamos la entropía y el volumen específico del vapor saturado,

$$\textcircled{8} P_s = 15.267 \text{ psi} \quad S_{g7} = 0.17102 \text{ BTU/lb F}$$

$$\textcircled{8} P_s = 15.267 \text{ psi} \quad v_{g7} = 2.4429 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

Con este valor de volumen específico y el flujo a la entrada de la primera etapa ($M_5 = 102 \ 825.9 \text{ lb/h}$), calculamos los pies cúbicos por minuto de vapor,

$$2.4429 \frac{\text{ft}^3}{\text{lb}} \times 102 \ 825.9 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}} = 4186.6 \text{ CFM}$$

y con este valor se localiza la eficiencia politrópica del compresor (tab. 1.1),

$$\eta_p = 0.76$$

por medio de la correlación dada por Mehra, calculamos la eficiencia adiabática (según ec. 1-11 y 1-12),

$$\kappa = \left[\left(\frac{49.69}{13.267} \right)^{\frac{1.72-1}{1.12}} - 1 \right] = 0.1348$$

$$\eta_{ad} = \frac{(0.77 + 0.16 + 0.1348)}{(1 + 0.357 \cdot 0.1348)} + 1.333 (0.1348)^{0.14} (0.76 - 0.77) = 0.7455$$

La entalpía ideal a la salida de la primera etapa H_{v'8}, se calcula con la presión inter-etapas (P_i = 49.69 psi) y la entropía constante (entropía correspondiente a la línea 7, --- S_{g7} = 0.17102 BTU/lb°F). Efectuando una doble interpolación,

• P = 40 psi		
• S = 0.17112 BTU/lb°F	H = 82.148 BTU/lb	
• S = 0.17712 BTU/lb°F	H = 85.206 BTU/lb	
• S _{g7} = 0.17102 BTU/lb°F	H = 82.097 BTU/lb	
• P = 50 psi		
• S = 0.16655 BTU/lb°F	H = 81.54 BTU/lb	
• S = 0.17271 BTU/lb°F	H = 84.674 BTU/lb	
• S _{g7} = 0.17102 BTU/lb°F	H = 83.816 BTU/lb	
• P _i = 49.69 psi	H _{v'8} = 83.7623 BTU/lb	

por lo que el cambio adiabático de entalpías será,

$$\Delta H_{ad} = H_{v'8} - H_{v7} \\ = (83.7623 - 79.11) = 4.6523 \text{ BTU/lb}$$

y así, la entalpía real a la descarga de la primera etapa -- será,

$$H_{v8} = \frac{4.6523}{0.7455} + 79.11 = 86.716 \text{ BTU/lb}$$

y el trabajo realizado por el compresor será, de acuerdo a la ecuación 1-10,

$$\text{GHP} = \frac{4.6523 \times 102 \times 825.9}{0.7455 \times 2544.5} = 469 \text{ HP}$$

El valor de la entalpía en la salida del condensador (corriente 2), es la entalpía del líquido saturado a la presión de descarga (P_d = 161.73 psi). Interpolando obtenemos,

* P= 151.11 psi
 * P= 172.35 psi
 * Pd= 161.73 psi

h1= 33.331 BTU/lb
 h1= 36.013 BTU/lb
 h12= 34.772 BTU/lb

La entalpía y el volumen específico de vapor saturado en la salida del separador (corriente 4), se encuentra a una presión P4= 49.69 psi. Interpolando, obtenemos,

* P= 43.148 psi Hv= 80.419 BTU/lb Vg= 0.9188 ft³/lb
 * P= 51.667 psi Hv= 81.436 BTU/lb Vg= 0.77357 ft³/lb
 * P4= 49.69 psi Hv4= 81.2 BTU/lb Vg4= 0.8073 ft³/lb

La fracción de líquido formado después de la primera válvula de expansión X1 (línea 2-3), se calcula por la conocida regla de la palanca,

$$X1 = \frac{Hv4 - h12}{Hv4 - h15} = \frac{81.2 - 34.772}{81.2 - 16.759} = 0.7205$$

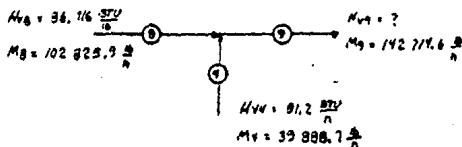
y por lo tanto, el líquido a la salida del condensador (flujo correspondiente a las corrientes 1, 2, 3 y 9) será,

$$M2 = \frac{M5}{X1} = \frac{102\,825.9}{0.7205} = 142\,714.6 \text{ lb/h}$$

y el vapor formado después de la válvula de expansión, vapor a la salida del separador líquido-vapor M4, será la diferencia del flujo que entra al separador M3, y el líquido que sale del separador,

$$M4 = M3 - M5 = 142\,714.6 - 102\,825.9 = 39\,888.7 \text{ lb/h}$$

Mediante un balance de energía en el punto de unión de las corrientes 4 y 8, se calcula la entalpía del vapor que entra a la segunda etapa del compresor Hv9.



$$Hv9 = \frac{M8 Hv8 + M4 Hv4}{M9}$$

$$Hv9 = \frac{102\ 825.9 (86.716) + 39\ 888.7 (81.2)}{142\ 714.6} = 85.1743 \text{ BTU/lb}$$

Con esta entalpía y la presión $P_1 = 49.69$ psi, se buscan los valores de entropía y volumen específico del vapor a la entrada de la segunda etapa (corriente 9),

• $P = 40$ psi			
• $H = 82.148$ BTU/lb	$S = 0.17112$ BTU/lb°F	$V = 1.0256$ ft ³ /lb	
• $H = 85.206$ BTU/lb	$S = 0.17712$ BTU/lb°F	$V = 1.0789$ ft ³ /lb	
• $Hv9 = 85.1743$ BTU/lb	$S = 0.17706$ BTU/lb°F	$V = 1.0784$ ft ³ /lb	
• $P = 50$ psi			
• $H = 84.674$ BTU/lb	$S = 0.17271$ BTU/lb°F	$V = 0.84713$ ft ³ /lb	
• $H = 87.811$ BTU/lb	$S = 0.17862$ BTU/lb°F	$V = 0.89025$ ft ³ /lb	
• $Hv9 = 85.1743$ BTU/lb	$S = 0.17365$ BTU/lb°F	$V = 0.85398$ ft ³ /lb	
• $P_1 = 49.69$ psi	$Sg9 = 0.17374$ BTU/lb°F	$Vg9 = 0.84094$ ft ³ /lb	

Con el valor del volumen específico y el flujo másico en la corriente 9, se calculan los pies cúbicos por minuto de vapor que entran a la segunda etapa de compresión.

$142\ 714.6 \text{ lb/h} = 0.84094 \text{ ft}^3/\text{lb} \cdot 1\text{h}/60 \text{ min} = 2048 \text{ CFM}$
y de la tabla 1.1, se localiza la eficiencia politrópica para este flujo volumétrico.

$$\eta_p = 0.74$$

Utilizando las ecuaciones 1-11 y 1-12, calculamos la eficiencia adiabática para la segunda etapa.

$$\kappa = \left(\frac{161.73}{49.69} \right)^{\frac{1.12-1}{1.12}} - 1 = 0.1348$$

$$\eta_{ad} = \frac{(0.77 + 0.16 \cdot 0.1348)}{(1 + 0.357 \cdot 0.1348)} + 1.333 (0.1348)^{0.46} (0.76 - 0.77) = 0.7456$$

Realizando interpolaciones, a partir de la entropía $S_{g9} = 0.17376$ BTU/lb°F y la presión de descarga $P_d = 161.73$ psi, -- se calcula la entalpía ideal a la descarga del compresor en la segunda etapa,

⊗ $P = 160$ psi	
⊗ $S = 0.17400$ BTU/lb°F	$H = 94.906$ BTU/lb
⊗ $S = 0.18819$ BTU/lb°F	$H = 103.907$ BTU/lb
⊗ $S_{g9} = 0.17376$ BTU/lb°F	$H = 94.754$ BTU/lb
⊗ $P = 180$ psi	
⊗ $S = 0.17100$ BTU/lb°F	$H = 94.053$ BTU/lb
⊗ $S = 0.18556$ BTU/lb°F	$H = 103.291$ BTU/lb
⊗ $S_{g9} = 0.17376$ BTU/lb°F	$H = 94.804$ BTU/lb
⊗ $P_d = 161.73$ psi	$H_{v'1} = 94.845$ BTU/lb

y el cambio de entalpía adiabático será,

$$\Delta H_{ad} = H_{v'1} - H_{v9} = 94.845 - 85.1743 = 9.6705 \text{ BTU/lb}$$

siendo la entalpía real H_{v1} , entalpía del vapor a la descarga del compresor,

$$H_{v1} = \frac{9.6705}{0.7456} + 85.1743 = 98.1444 \text{ BTU/lb}$$

Con el valor de esta entalpía y la presión de descarga $P_d = 161.73$ psi, se interpola la temperatura del vapor,

⊗ $P = 160$ psi	
⊗ $H = 94.906$ BTU/lb	$T = 150^\circ\text{F}$
⊗ $H = 103.907$ BTU/lb	$T = 200^\circ\text{F}$
⊗ $H_{v1} = 98.1444$ BTU/lb	$T = 167.9891^\circ\text{F}$
⊗ $P = 180$ psi	
⊗ $H = 94.053$ BTU/lb	$T = 150^\circ\text{F}$
⊗ $H = 103.291$ BTU/lb	$T = 200^\circ\text{F}$
⊗ $H_{v1} = 98.1444$ BTU/lb	$T = 172.1444^\circ\text{F}$
⊗ $P_d = 161.73$ psi	$T_1 = 168.3^\circ\text{F}$

Calculando el trabajo de compresión en la segunda etapa, de acuerdo a la ecuación 1-10,

$$GHP2 = \frac{9.6705 * 142\ 714.6}{0.7456 * 2344.5} = 727.4\ HP$$

Siendo el trabajo total del compresor, la suma de los HP's de la primera y la segunda etapa,

$$GHP = GHP1 + GHP2 = 469 + 727.4 = 1196.4\ HP$$

Evaluación del Condensador.-

El calor de condensación será igual a,

$$Q_c = (h_{v1} - h_{12}) M_1$$

$$Q_c = (98\ 1444 - 34\ 772) 142\ 714.6 = 9\ 044\ 166.7\ BTU/h$$

LMTD en el condensador,

$$LMTD = \frac{(155.3 - 102) - (65 - 70)}{\ln \frac{65.3 - 70}{155 - 70}} = 33.3^\circ F$$

Si el coeficiente global de transferencia de calor en el condensador es de 150 BTU/h ft² F, entonces el área requerida en este equipo será,

$$A_c = \frac{Q_c}{U_c LMTD} = \frac{9\ 044\ 166.7}{150 * 39.3} = 1\ 534.2\ ft^2$$

y el agua de enfriamiento requerida será,

$$W = \frac{Q_c}{C_p T} = \frac{9\ 044\ 166.7}{1 (110 - 90)} = 452\ 208\ lb/h$$

Evaluación del Evaporador.-

Calculando la LMTD para este equipo,

$$LMTD = \frac{(-10 + 20) - (-15 + 20)}{\ln \frac{-10 + 20}{-15 + 20}} = 7.2135^\circ F$$

y siendo el coeficiente global de transferencia de calor en el evaporador de 150 BTU/h ft² F, entonces el área requerida en el evaporador será,

$$\text{Gráf.} \quad 6 \times 10$$

$$A_e = \frac{\text{---}}{\text{---}} = 5\,545.2 \text{ ft}^2$$

$$\text{He LMTD} \quad 150 = 7.2$$

Diseño del Separador líquido-vapor. -

La presión manométrica de operación del tanque será,

$$P = P_i - 14.70 = 49.69 - 14.70 = 34.9 \text{ psig}$$

Los datos de operación necesarios para dimensionar el separador son:

- Flujo de vapor que sale del separador, M4
- Flujo de líquido que sale del separador, M5
- Volumen específico del vapor, Vg4
- Volumen específico del líquido, V15

y estos valores son

$$M4 = 39\,886.7 \text{ lb/h} \quad Vg4 = 0.8073 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$M5 = 102\,825.9 \text{ lb/h} \quad V15 = 0.0116 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

El tiempo de residencia del líquido en el tanque será de un minuto (Evans F.L. "Equipment Design Handbook for refineries and Chemical Plants", 2da edición, Vol. 2, tab 5-1). Para dimensionar este equipo seguiré el procedimiento descrito en el Apéndice sobre Dimensionamiento de Separadores. Calculando la velocidad terminal de las gotas de líquido que caen por gravedad a través de la fase de vapor,

$$U_t = 0.257 \left(\frac{\frac{1}{0.0116} - \frac{1}{0.8073}}{1.8073} \right)^{1/2} \cdot 1.83 \frac{1}{5}$$

siendo el flujo volumétrico del vapor,

$$V = 39886.7 \text{ lb/h} \times 0.8073 \text{ ft}^3/\text{lb} = 1 \text{ h} / 3600 \text{ s} = 0.945 \text{ ft}^3/\text{s}$$

el área seccional del separador será,

$$A_d = \frac{0.945 \text{ ft}^3/\text{s}}{1.88 \text{ ft/s}} = 0.503 \text{ ft}^2$$

y el diámetro, a partir del área seccional,

$$D = \left(\frac{4 \cdot 4.758}{\pi} \right)^{1/2} = 2.4613 \text{ ft}$$

Redondeando este valor, $D = 2 \text{ ft, } 6 \text{ in}$

y calculando el área seccional a partir del diámetro real,

$$A_d = \frac{\pi (2.5)^2}{4} = 4.9087 \text{ ft}^2$$

calculando la altura del líquido dentro del separador, ---
siendo el tiempo de residencia de un minuto,

$$L_s = 102.825.9 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \cdot 0.0116 \frac{\text{ft}^3}{\text{lb}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \cdot \frac{1}{4.9087 \text{ ft}^2} = 4.04 \text{ ft}$$

como el diámetro del separador es menor a tres pies, la distancia entre la boquilla de entrada y la parte inferior del demister será de tres pies.

La distancia entre la boquilla de entrada y el nivel de líquido será de dos pies, ya que la mitad del diámetro es de 1.25 pies y finalmente la distancia de la tangente superior a la parte inferior del demister será de 1.25 pies.

Sumando estas alturas, obtenemos la altura total del tanque (midiendo desde la tangente superior hasta la tangente inferior del tanque).

$$H = 4 + 3 + 2 + 1.25 = 10.25 \text{ ft}$$

Por lo tanto, las dimensiones de este tanque son:

Diámetro	2.5 ft,
Altura	10.25 ft

Hasta aquí, hemos dimensionado los equipos necesarios -- para nuestro sistema de refrigeración partiendo de variables de diseño basadas en el criterio del ingeniero de proceso.

VI. ESTIMACION DE COSTOS

La comparación entre las diferentes alternativas (valores distintos que pueden adoptar las variables de diseño -- para satisfacer los requerimientos del problema de enfriamiento), se basa en el "método del costo anual". El cálculo del costo anual total consiste en todos los costos directos y costos fijos que incluyen los siguientes aspectos:

1. Costo del capital.

A. Costo directo total:

- a). Costo del equipo
- b). Costo de instrumentación

B. Costos indirectos:

$$\text{Costo indirecto} = F_c \cdot (\text{Costo directo total})$$

$$F_c = \text{Factor de Conversión Indirecta}$$

2. Costos de operación anuales.

Considerando 8000 h. por año.

A. Energía eléctrica:

9.03 pesos por kw-h. (Dato obtenido de la Comisión Federal de Electricidad).

$$\frac{9.03 \text{ pesos}}{\text{kw-h}} \cdot \frac{2,745,724 \text{ kw-h}}{\text{año}} \cdot \frac{1 \text{ año}}{350 \text{ pesos}} = 7,120 \cdot 10^3 \frac{\text{pesos}}{\text{año}}$$

B. Agua de enfriamiento:

3.34 pesos por m³ (Dato obtenido de Petróleos Mexicanos).

$$\frac{3.34 \text{ pesos}}{\text{m}^3} \cdot \frac{(2,306) \text{ m}^3}{\text{año}} \cdot \frac{1 \text{ año}}{350 \text{ pesos}} = 2,100 \cdot 10^3 \frac{\text{pesos}}{\text{año}}$$

3. Costo Anual

- a. Tiempo de vida de la planta: 10 años
- b. Valor de salvamento: \$ 0.

c. Interés: 15 % anual.

$$E = \frac{P_i (1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$$

Costo total equivalente anual:

Recuperación del capital	\$
Costos de operación	\$
T O T A L :	\$

Las bases de costo se hicieron para Mayo de 1985. Los costos de los equipos se escalaron a esta fecha utilizando los índices del Indicador Económico de la revista Chemical Engineering.

6.1 Costo del equipo.

CC-101 Evaporador	Ae= 5,345.2 ft ²	P= 15,267 psia
CC-102 Condensador	Ac= 1,534.2 ft ²	P= 161.73 psia
TA-103 Separador líq-vap	Di= 2.5 ft	H= 10.25 ft
	P= 49.69 psia	
KC-104 Compresor Centr.	469 HP	727.4 HP

Cambiadores de calor:

Los estimados de costos para los cambiadores de calor, evaporador y condensador, son calculados por las correlaciones propuestas por Cornipio (Cornipio, A.B. y Chrien K.S. -- "Estimate Costs of Heat Exchangers and Storage Tanks Via --- Correlations", Chem.Eng., Jan. 25, 1982). La explicación de los métodos aplicados para calcular el costo de los equipos es explicado con más detalle en los apéndices 3 y 4.

Evaporador.-

Cambiador de calor horizontal, de tubo y coraza, con cabeza flotante, fabricado de acero al carbón.

$$C_e = \exp(8.551 - 0.30863(\ln 5545.2) + 0.06811(\ln 5545.2)^2)$$

$$C_e = 57\,072.50 \text{ dol.}$$

Factor debido al tipo de cambiador,

$$F_d = 1.0$$

El valor del factor de costo debido a la presión de diseño por ser la presión menor a 100 psig, será, .

$$P_d = 15.267 + 25 = 40.267 \text{ psia}$$

$$F_p = 1.0$$

El factor de costo por material de construcción es,

$$C_t = 57\,072.50$$

El costo corresponde a Marzo de 1979, cuando el índice de -- costo de equipo fabricado era de 252.5 (Economic Indicator, Chem. Eng. Jun. 12, 1979). Escalando este costo a Mayo de --- 1985, cuando este mismo índice es de 336.0 (Economic Indica- tor, Chem. Eng., Sep. 2, 1985), el valor es,

$$57\,072.50 \times \frac{336.0}{252.5} = 75\,948.98$$

Condensador.-

Cambiador de calor horizontal, tubo y coraza, con cabeza flotante, fabricado de acero al carbón.

$$C_e = \exp(8.551 - 0.30863(\ln 1534.2) + 0.06811(\ln 1534.2)^2)$$

$$C_e = 20\,998.29 \text{ dol.}$$

Factor debido al tipo de cambiador de calor,

$$F_d = 1.0$$

Calculando el factor de costo por presión,

$$P_d = 161.73 \text{ psia} + 25 \text{ psia} = 186.73 \text{ psia}$$

$$P_d = 186.73 \text{ psia} - 14.676 \text{ psi} = 172.054 \text{ psig}$$

$$F_p = 0.7771 + 0.04981 (\ln 1534.2) = 1.142$$

El factor de costo por material de construcción es,

$$F_m = 1.0$$

por lo que el costo del condensador es,

$$C_t = 20\,998.29 \times 1.142 = 23\,980.49 \text{ dol.}$$

escalando este precio de Enero de 1982 a Mayo de 1985, tenemos,

$$23\,980.49 \times \frac{336.0}{252.5} = 31\,910.67 \text{ dds.}$$

Costo del compresor. -

Ya que en las gráficas del artículo antes mencionado de Hall R.S., el dato necesario para evaluar el costo de este equipo es el BHP ("break horsepower"), se multiplicará cada valor de GHP ("Gas horsepower"), por la eficiencia adiabática en cada etapa.

$$\text{BHP} = 469 \text{ HP} \times 0.7455 = 349.6 \text{ BHP}$$

$$\text{BHP} = 727.4 \text{ HP} \times 0.7456 = 542.3 \text{ BHP}$$

La suma de los BHP's de las dos etapas es,

$$(\text{BHP}) = 349.6 + 542.3 = 891.9 \text{ BHP}$$

se obtiene directamente el costo del compresor centrífugo -- con motor eléctrico.

$$\text{Costo} = 250\,000. \text{ ds.}$$

Este costo es calculado para Enero de 1982, por lo que también debe ser escalado a Mayo de 1985.

$$250,000. \times \frac{336.0}{308.7} = 272\,108.81 \text{ dds.}$$

6.2 Costo de la Instrumentación.

EQUIPO	COSTO DE INSTRUMENTACION
CC - 101	3,600.00
CC - 102	4,200.00
TA - 103	2,500.00
KC - 104	2,000.00
T O T A L =	12,300.00 U.S. dol.

Este estimado del costo de la instrumentación de los ---- equipos del sistema de refrigeración, fue obtenido de la revista "Chemical Engineering" (Abril 6 de 1981), cuando el -- índice anual era de 297.0 para la instrumentación (Economic Indicator, Chem. Eng. May 17, 1982). Escalando este costo a Mayo de 1985, cuando este mismo índice era de 323.5 (Economic Indicator, Chem.Eng. Sep 2, 1985),

$$12\ 300.0 \times \frac{323.5}{297.0} = 13\ 397.47 \text{ dds.}$$

Costo total del equipo:

CC - 101	75.345.98
CC - 102	21.910.87
TA - 103	1.679.34
KC - 104	272.108.84
T O T A L =	381.044.83

6.3 Costos Indirectos.

Son los costos que no están involucrados directamente con el material y trabajo de la instalación real.

- A. Ingeniería y Supervisión
- B. Costo de Construcción y Gasto de Contratistas
- C. Contingencias

Costo Directo Total:

$$13.397.47 + 390.103.88 = 403.501.35$$

Factor de Conversión Indirecta (Este valor fue obtenido de la tesis "Estudio técnico-económico de diferentes alternativas para la refrigeración de amoníaco líquido" presentada -- por Barrientos McGregor R.).

$$F_0 = 0.077$$

$$\text{Costo indirecto} \quad 0.077 \times 395\ 042.30 = 30\ 418.26$$

6.4 Costo del Capital.

Costo directo total:	395,042.30
Costo indirecto:	30,418.26
Costo del Capital:	425,460.56

6.5 Costos de Operación Anuales.

a). Energía Eléctrica

$$(469 + 727.4) \text{ HP} \times 8000 \text{ h} \times 1.924 \text{ E-2 dis/hp h} = 184\,149.89 \text{ dis}$$

b). Agua de Enfriamiento

$$452\,208.33 \text{ lb/h} \times 1 \text{ ft}^3/62.32 \text{ lb} \times 8000 \text{ h} \times 2.702 \text{ E-4 dis/ft}^3 \\ = 15\,685.00 \text{ dis}$$

Costo de operación = 199 834.95

6.6 Costo Anual.

$$P = \frac{425\,460.56 (0.15)(1 + 0.15)^0}{(1 + 0.15)^0 - 1} = 34\,773.30 \text{ dls.}$$

El costo equivalente anual es:

Amortización:	34,773.30
Costos de operación:	199,834.95
T O T A L:	234,608.84 U.S. dol.

VII. OPTIMIZACION DEL CICLO DE REFRIGERACION

7.1 VARIABLES DE DISEÑO Y RESTRICCIONES

Al estudiar la solución del problema de refrigeración -- propuesto, nos damos cuenta de ciertas variables que fueron fijadas por el Ingeniero de Procesos, en base a su criterio y experiencia. Estas variables conocidas como variables de -- diseño podrían adoptar otros valores, aun resolviendo el --- problema de refrigeración.

Las variables de diseño en nuestro problema son tres:

- Temperatura de refrigeración, T_r
- Presión inter-etapas, P_i
- Temperatura de condensación, T_1

Existen ciertas restricciones para estas variables, fijadas por la naturaleza y definición del problema. La temperatura de refrigeración deberá ser menor a la temperatura a la cual se desea enfriar la solución de etilén glicol. La -- otra restricción para esta variable, es que la presión de -- vapor del refrigerante a estas condiciones deberá ser mayor a la presión atmosférica, para evitar trabajar a vacío. Esta variable de diseño puede ser expresada también como la presión de succión del primer paso del compresor ya que depende de la otra. En el problema de optimización que se resolverá se escoge esta presión de succión como variable, de diseño.

Si la temperatura del etilén glicol en la salida del --- evaporador, es de -15°F , el valor máximo que podrá tener la primera variable de diseño será,

$$T_r = -15^{\circ}\text{F}$$

$$P_i = 17.229 \text{ psi}$$

El valor mínimo que podrá adoptar esta variable será la ---- presión atmosférica (supondremos que la presión atmosférica es la presión al nivel del mar, ya que no se ha fijado una - localización física para el sistema de refrigeración), por - lo tanto, el rango de variación de la primera variable, es-- tará fijada por estas dos restricciones,

$$14.696 \text{ psi} < P_s < 17.228 \text{ psi}$$

.. Antes de describir la segunda variable, hagámoslo con la tercera. Así como la temperatura de refrigeración puede ser expresada en términos de la presión de succión, la tempera-- tura de condensación, tercera variable de diseño, puede ser expresada en términos de la presión de vapor, la cual a su - vez es la descarga del compresor. La única restricción que - encontramos en este caso es que la temperatura de condensa-- ción debe ser superior a la temperatura de suministro del -- agua de enfriamiento (90°F), por lo tanto, esta presión de - descarga deberá ser superior a la presión de vapor del re--- frigerante a esta temperatura. Entonces,

$$@ T = 90^\circ F \quad P = 114.49 \text{ psi}$$

$$\text{por lo tanto,} \quad P_d > 114.49 \text{ psi}$$

La segunda variable de diseño deberá estar comprendida - entre la presión de succión y descarga del compresor, por lo tanto podrá adquirir los siguientes valores,

$$17.268 \text{ psi} < P_i < 114.49 \text{ psi}$$

7.2 METODO DE HOOKE Y JEEVES

Hooke y Jeeves (Hooke R. y Jeeves T.A. "Direct Search -- Solution of Numerical and Statistical Problems", J. Assoc. Comp. Mach. 2, 8 (1941)), han descrito un plan de búsqueda -

lógico para multivariantes. Escogimos este método de optimización ya que posee muchas propiedades deseadas por el Ingeniero de Proceso; a saber: facilidad de implementación sin una determinación directa de pendientes (funciones derivadas) o direcciones, y una rapidéz relativa para converger en problemas de optimización de procesos. Este método consta de dos movimientos en su búsqueda, movimiento exploratorio y movimiento patrón.

7.2.1 MOVIMIENTO EXPLORATORIO

La búsqueda lógica comienza con una suposición inicial del mejor diseño (se tomaron los valores de las presiones -- utilizadas en el ejemplo numérico P_s , P_i y P_d). Se establece luego un incremento de búsqueda. Hooke y Jeeves recomiendan un cinco o diez por ciento del rango de variación de cada variable de diseño. En este trabajo se decidió tomar inicialmente incrementos de dos psi. Así, el método busca un mejor diseño incrementando el valor de la primera variable, si el resultado es un éxito, conserva el nuevo valor de esta variable y pasa a la siguiente variable de diseño. Si el resultado es negativo (es decir no fue un mejor diseño), disminuye la variable con el mismo incremento (es decir da un incremento negativo), e intenta un mejor diseño. Si el resultado es un éxito, conserva este valor y procede con la siguiente variable de diseño. En caso de realizar búsquedas con incrementos positivos y negativos y aún así dar resultados fallidos, conserva el valor original de la variable y el incremento de esta variable se reduce a la mitad de su valor para un futuro movimiento exploratorio. Este proceso lo realiza con cada una de las variables de diseño.

7.2.2 MOVIMIENTO PATRON

Al terminar estos intentos con cada una de las variables de diseño (movimiento exploratorio), en lugar de repetir estas exploraciones locales, se realiza un movimiento patrón. El movimiento patrón se basa en la conjetura de que los cambios en el diseño, que resultaron en mejoramientos durante los movimientos de exploración deberán resultar en mejoramientos aún mejores al ser aplicados nuevamente. Cada variable de diseño es cambiada directamente por el incremento positivo o negativo que fué utilizado en el último movimiento de exploración. Si da como resultado un mejor diseño, la conjetura fue correcta y se realizan más movimientos patrón. Si no se obtiene una mejora en el diseño, se regresa a un movimiento exploratorio para establecer un nuevo movimiento patrón.

Cuando los incrementos en las variables de diseño se han reducido a números pequeños, el programa puede darse por terminado.

7.3 DESARROLLO DEL PROGRAMA OPTIMIZADOR.

La secuencia seguida hasta el momento en el desarrollo del programa simulador ha sido la siguiente:

- desarrollo de un banco de datos.
- desarrollo de un simulador del ciclo de refrigeración.
- adición de un método para su estimación económica.

El siguiente paso es la implementación del método de Hooke y Jeeves, utilizando el simulador como una subrutina para la ejecución del método.

A continuación presento el procedimiento que ha de seguirse para luego crear un diagrama de flujo del método de optimización.

a). Establecer cuáles serán las variables de diseño. Estas variables no deben ser fijadas por las ecuaciones de diseño, ni deben estar fijadas por los alrededores. Las variables de diseño escogidas, fueron en este caso las tres presiones: la presión en el condensador, la presión inter-etapas, y la presión en el evaporador.

b). Analizar las posibles restricciones.

c). Dar valores iniciales a las variables de diseño.

d). Establecer los incrementos Z_1 , Z_2 y Z_3 .

e). Con los valores iniciales simular el proceso, y calcular el costo anual, el cual se tomará como la función objetivo a minimizar.

f). Realizar movimientos exploratorios:

1. Incrementar la presión P_1 .

2. Simular el proceso.

3. Si el nuevo costo es menor que la función objetivo, igualar este costo a la función objetivo y continuar en el paso 8.

4. Disminuir la presión P_1 .

5. Simular el proceso.

6. Si el nuevo costo es menor que la función objetivo, igualar este costo a la función objetivo y continuar en el paso 8.

7. El nuevo incremento será la mitad del utilizado.

8. Incrementar la presión P_2 .

9. Simular el proceso.
 10. Si el nuevo costo es menor que la función objetivo, igualar este costo a la función objetivo y --- continuar en el paso 15.
 11. Disminuir la P2.
 12. Simular el proceso.
 13. Si el nuevo costo es menor que la función objetivo, igualar este costo a la función objetivo y --- continuar en el paso 15.
 14. El nuevo incremento para esta variable será la mitad del utilizado.
 15. Incrementar la presión P3.
 16. Simular el proceso.
 17. Si el nuevo costo es menor que la función objetivo, igualar este costo a la función objetivo y --- continuar en el paso 22.
 18. Disminuir la presión P3.
 19. Simular el proceso.
 20. Si el nuevo costo es menor que la función objetivo, igualar este costo a la función objetivo y --- continuar en el paso 22.
 21. El nuevo incremento para esta variable será la mitad del utilizado.
- g). Movimiento patrón.
22. Observar si las variables aumentaron o disminuyeron en los movimientos exploratorios. Darles un nuevo valor dependiendo de cómo fué su movimiento.
 23. Simular el proceso.

24. Si el nuevo costo es menor que la función objetivo, igualar este costo a la función objetivo y continuar en el paso 22.

25. Regresar a los movimientos exploratorios desde el paso 1.

Se dará por terminada la exploración, cuando ocurra cualquiera de las dos situaciones siguientes:

- Los incrementos son tan pequeños que sería difícil poderlos detectar en operación.
- Las diferencias en las funciones objetivo son tan pequeñas, que ya no conviene seguir explorando.

7.4 EJECUCION DEL PROGRAMA.

En la fig. 7.1 se muestra el diagrama de flujo del programa que ejecuta el método de Hooke y Jeeves.

Serán impresas a continuación las tres siguientes corridas:

- Resultados de todas las variables a partir de las variables de diseño iniciales.
- Evolución del método Hooke y Jeeves, mostrando las tres variables de diseño, y el costo anual total equivalente.
- Resultados de todas las variables a partir de las variables de diseño óptimas.

7.5 Gráfica para el costo mínimo.

Manteniendo constantes dos de las tres variables de diseño, podemos correr el simulador del ciclo de refrigeración para valores diferentes del parámetro de diseño variable obteniendo un costo anual equivalente para cada caso. Si con-

sideramos constantes las presiones de succión y de descarga del compresor, considerando los valores óptimos obtenidos - anteriormente y dando valores a la presión intermedia de 45 a 55 psi, obtenemos,

P1	P2	P3	Costo
15.36075	45	118.737813	242,678,256
15.36075	46	118.737813	242,513,201
15.36075	47	118.737813	242,353,099
15.36075	48	118.737813	242,200,558
15.36075	49	118.737813	242,043,368
15.36075	50	118.737813	241,900,145
15.36075	51	118.737813	241,907,312
15.36075	52	118.737813	241,908,387
15.36075	53	118.737813	241,921,106
15.36075	54	118.737813	241,938,074
15.36075	55	118.737813	241,956,321

donde observamos que el costo equivalente anual mínimo es -- alcanzado a una presión intermedia de 50 psi.

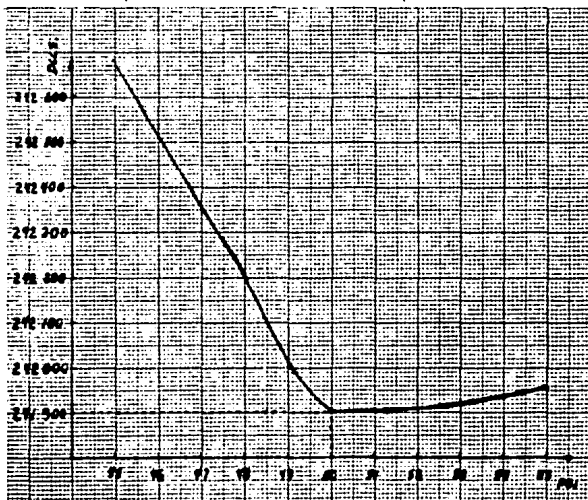
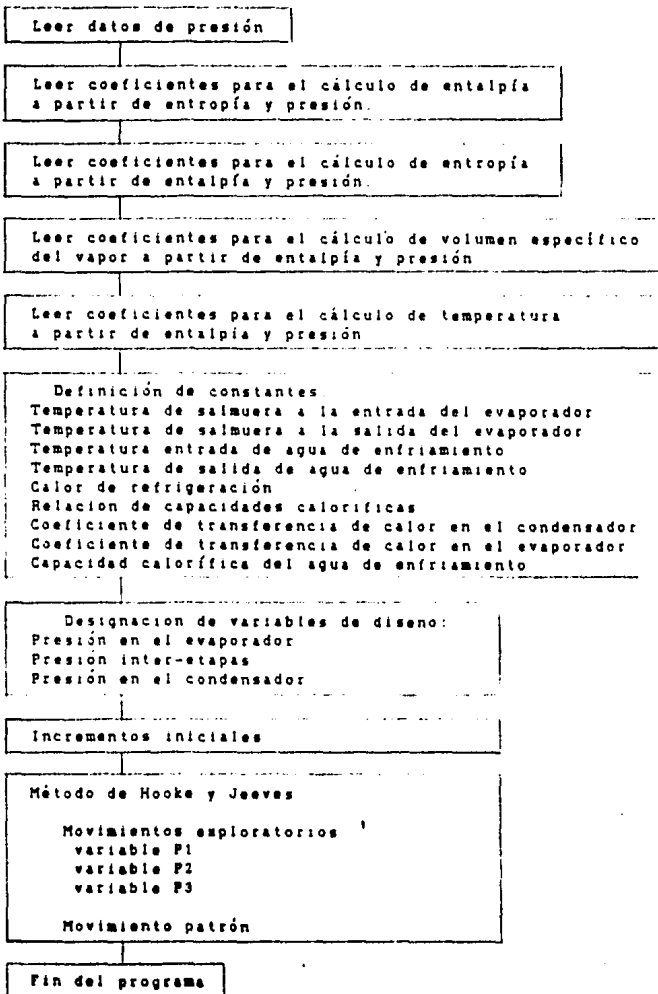


DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROGRAMA



JRUN
NOMENCLATURA UTILIZADA
EN EL SIMULADOR

TS(1) TEMPERATURA DE LA SALMUERA A LA ENTRADA DEL EVAPORADOR
TS(2) TEMPERATURA DE LA SALMUERA A LA SALIDA DEL EVAPORADOR
TA(1) TEMPERATURA DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO SUMINISTRADA
QR CALOR DE REFRIGERACION
K RELACION DE CAPACIDADES CALORIFICAS
UC COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CONDENSADOR
UE COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL EVAPORADOR
CP CAPACIDAD CALORIFICA DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO
P1 PRESION DE SUCCION, PRIMERA ETAPA
P2 PRESION INTER-ETAPAS
P3 PRESION DE DESCARGA, SEGUNDA ETAPA
TR TEMPERATURA DE REFRIGERACION
T3 TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE A LA SALIDA DEL CONDENSADOR
L2 ENTALPIA DEL LIQUIDO SATURADO A LA PRESION INTER-ETAPAS
H1 ENTALPIA DEL VAPOR SATURADO A LA PRESION DE SUCCION, PRIMERA ETAPA
EF EFECTO DE REFRIGERACION
M1 FLUJO DE REFRIGERANTE A TRAVES DEL EVAPORADOR
S1 ENTROPIA DEL VAPOR EN LA SUCCION DE LA PRIMERA ETAPA
V1 VOLUMEN ESPECIFICO DEL VAPOR EN LA SUCCION DE LA PRIMERA ETAPA
CF(1) PIES CUBICOS POR MINUTO QUE ENTRAN A LA PRIMERA ETAPA DE COMPRESION
NP(1) EFICIENCIA POLITROPICA DE LA PRIMERA ETAPA
X1 VALOR DE X PARA EL CALCULO DE LA EFICIENCIA ADIABATICA, PRIMERA ETAPA
NA(1) EFICIENCIA ADIABATICA DE LA PRIMERA ETAPA
VS ENTALPIA DE VAPOR A LA DESCARGA DE LA PRIMERA ETAPA A ENTROPIA CONSTANTE
DA(1) DIFERENCIA ADIABATICA DE ENTALPIAS, PRIMERA ETAPA
H2 ENTALPIA REAL DEL VAPOR A LA DESCARGA DE LA PRIMERA ETAPA
G1 TRABAJO DE COMPRESION EN LA PRIMERA ETAPA
L3 ENTALPIA DE LIQUIDO SATURADO A PRESION DE DESCARGA
V2 ENTALPIA DE VAPOR SATURADO A PRESION INTER-ETAPAS
XL FRACCION DE LIQUIDO FORMADO
M2 LIQUIDO QUE SALE DEL CONDENSADOR
VA VAPOR QUE SALE DEL SEPARADOR LIQUIDO-VAPOR
H1 ENTALPIA DEL VAPOR QUE ENTRA A LA SEGUNDA ETAPA DEL COMPRESOR
S1 ENTROPIA DEL VAPOR QUE ENTRA A LA SEGUNDA ETAPA DE COMPRESION
V1 VOLUMEN ESPECIFICO DEL VAPOR QUE ENTRA A LA SEGUNDA ETAPA DE COMPRESION
VL VOLUMEN ESPECIFICO DE LIQUIDO SATURADO A PRESION INTER-ETAPAS
CF(2) PIES CUBICOS POR MINUTO DE VAPOR QUE ENTRAN A LA SEGUNDA ETAPA
NP(2) EFICIENCIA POLITROPICA DE LA SEGUNDA ETAPA
X2 VALOR DE X PARA EL CALCULO DE LA EFICIENCIA ADIABATICA, SEGUNDA ETAPA
NA(2) EFICIENCIA ADIABATICA, SEGUNDA ETAPA
E1 ENTALPIA DE VAPOR A LA DESCARGA DE LA SEGUNDA ETAPA, A ENTROPIA CONSTANTE
DA(2) DIFERENCIA ADIABATICA DE ENTALPIAS, SEGUNDA ETAPA
H3 ENTALPIA REAL DEL VAPOR A LA DESCARGA DEL COMPRESOR
TC(2) TEMPERATURA DEL VAPOR A LA DESCARGA DE LA SEGUNDA ETAPA
G2 TRABAJO DEL COMPRESOR EN LA SEGUNDA ETAPA
BWP TRABAJO TOTAL DEL COMPRESOR
OT TRABAJO TOTAL DEL COMPRESOR
QC CALOR TRANSFERIDO EN EL CONDENSADOR
LC LMTD EN EL CONDENSADOR
AC AREA REQUERIDA EN EL CONDENSADOR
LE LMTD EN EL CONDENSADOR
AE AREA REQUERIDA EN EL EVAPORADOR

AG AGUA DE ENFRIAMIENTO EMPLEADA EN EL CONDENSADOR
UT VELOCIDAD TERMINAL
FV FLUJO VOLUMETRICO DEL VAPOR
AD AREA SECCIONAL DEL SEPARADOR
D DIAMETRO DEL SEPARADOR
A1 AREA SECCIONAL REAL DEL SEPARADOR
SU ALTURA DEL LIQUIDO DENTRO DEL SEPARADOR
DE DIAMETRO
D1 DIAMETRO ENTERO DEL SEPARADOR
DM DIAMETRO
H3 ALTURA DEL TANQUE SEPARADOR
DO DIAMETRO REAL DEL SEPARADOR
CE(1) COSTO DEL EVAPORADOR
I1 INDICE DE COSTO PARA LA FECHA DEL ESTIMADO DE COSTO
CE(2) COSTO DEL EVAPORADOR PARA I1
CC(1) COSTO BASE DEL CONDENSADOR
PD PRESION DE DISEÑO
FP FACTOR DE PRESION
CC(2) COSTO DEL CONDENSADOR PARA I1
V VOLUMEN DEL TANQUE SEPARADOR
CS(1) COSTO DEL SEPARADOR
CS(2) COSTO DEL SEPARADOR PARA I1
CO(1) COSTO DEL COMPRESOR CENTRIFUGO
CO(2) COSTO DEL COMPRESOR CENTRIFUGO PARA I1
CE COSTO TOTAL DEL EQUIPO
CE(3) COSTO DE LA INSTRUMENTACION DEL EVAPORADOR
CC(3) COSTO DE LA INSTRUMENTACION DEL CONDENSADOR
CS(3) COSTO DE LA INSTRUMENTACION DEL SEPARADOR LIQUIDO-VAPOR
CO(3) COSTO DE LA INSTRUMENTACION DEL COMPRESOR CENTRIFUGO
CI(1) COSTO TOTAL DE LA INSTRUMENTACION
I2 INDICE DE COSTO PARA LA INSTRUMENTACION
CI(2) COSTO TOTAL DE LA INSTRUMENTACION PARA I2
FI FACTOR DE CONVERSION INDIRECTA
CD COSTO DIRECTO TOTAL
CI COSTOS INDIRECTOS
CT COSTO DEL CAPITAL
EE COSTO DE ENERGIA ELECTRICA
CE COSTO ANUAL DE LA ENERGIA ELECTRICA
AA COSTO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO
CA COSTO ANUAL DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO
CO COSTO ANUAL DE OPERACION
NM TIEMPO DE VIDA DE LA PLANTA
IT INTERES ANUAL
R RECUPERACION DEL CAPITAL
CX COSTO ANUAL EQUIVALENTE

JRUN

1. CORRIDA DEL PROGRAMA SIMULADOR VARIABLES DE DISEÑO INICIALES

TS(1) TEMPERATURA DE LA SALMUERA A LA ENTRADA DEL EVAPORADOR
-10-F--
TS(2) TEMPERATURA DE LA SALMUERA A LA SALIDA DEL EVAPORADOR
-15 F
TA(1) TEMPERATURA DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO SUMINISTRADA
90 F
TA(2) TEMPERATURA DE RETORNO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO
110 F
QR CALOR DE REFRIGERACION
6000000 BTU/H
K RELACION DE CAPACIDADES CALORIFICAS
1.12
UC COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CONDENSADOR
150 BTU/(H FT^2 F)
UE COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL EVAPORADOR
150 BTU/(H FT^2 F)
CP CAPACIDAD CALORIFICA DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO
1 BTU/(LB F)
P1 PRESION DE SUCCION, PRIMERA ETAPA
15.267 PSI
P2 PRESION INTER-ETAPAS
49.69 PSI
P3 PRESION DE DESCARGA, SEGUNDA ETAPA
161.73 PSI
TR TEMPERATURA DE REFRIGERACION
-19.9152932 F
T3 TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE A LA SALIDA DEL CONDENSADOR
114.929107 F
L2 ENTALPIA DEL LIQUIDO SATURADO A LA PRESION INTER-ETAPAS
16.3456219 BTU/LB
H1 ENTALPIA DEL VAPOR SATURADO A LA PRESION DE SUCCION, PRIMERA ETAPA
75.1192817 BTU/LB
EF EFECTO DE REFRIGERACION
58.7736598 BTU/LB
M1 FLUJO DE REFRIGERANTE A TRAVES DEL EVAPORADOR
102086.547 LB/H
S1 ENTROPIA DEL VAPOR EN LA SUCCION DE LA PRIMERA ETAPA
.170989612 BTU/LB F
V1 VOLUMEN ESPECIFICO DEL VAPOR EN LA SUCCION DE LA PRIMERA ETAPA
2.38683851 FT^3/LB
CF(1) PIES CUBICOS POR MINUTO QUE ENTRAN A LA PRIMERA ETAPA DE COMPRESION
4061.06838 CFPM
NP(1) EFICIENCIA POLITROPICA DE LA PRIMERA ETAPA
.76
X1 VALOR DE X PARA EL CALCULO DE LA EFICIENCIA ADIABATICA, PRIMERA ETAPA
.134781776
NA(1) EFICIENCIA ADIABATICA DE LA PRIMERA ETAPA
.745552591
VS ENTALPIA DE VAPOR A LA DESCARGA DE LA PRIMERA ETAPA A ENTROPIA CONSTANTE
83.7363041 BTU/H

DA(1) DIFERENCIA ADIABATICA DE ENTALPIAS, PRIMERA ETAPA	
H2 ENTALPIA REAL DEL VAPOR A LA DESCARGA DE LA PRIMERA ETAPA	8.61702237 BTU/LB
G1 TRABAJO DE COMPRESION EN LA PRIMERA ETAPA	86.6771818 BTU/LB
L3 ENTALPIA DE LIQUIDO SATURADO A PRESION DE DESCARGA	463.708436 HP
V2 ENTALPIA DE VAPOR SATURADO A PRESION INTER-ETAPAS	34.7552001 BTU/LB
XL FRACCION DE VAPOR FORMADO	81.1992718 BTU/LB
	.71613659
M2 LIQUIDO QUE SALE DEL CONDENSADOR	
VA VAPOR QUE SALE DEL SEPARADOR LIQUIDO-VAPOR	142551.782 LB/H
HI ENTALPIA DEL VAPOR QUE ENTRA A LA SEGUNDA ETAPA DEL COMPRESOR	40465.235 LB/H
SI ENTROPIA DEL VAPOR QUE ENTRA A LA SEGUNDA ETAPA DE COMPRESION	85.1222036 BTU/LB
VI VOLUMEN ESPECIFICO DEL VAPOR QUE ENTRA A LA SEGUNDA ETAPA DE COMPRESION	.173659384 BTU/LB F
VL VOLUMEN ESPECIFICO DE LIQUIDO SATURADO A PRESION INTER-ETAPAS	.860183145 FT^3/LB
CF(2) PIES CUBICOS POR MINUTO DE VAPOR QUE ENTRAN A LA SEGUNDA ETAPA	.0115548973 FT^3/LB
MP(2) EFICIENCIA POLITROPICA DE LA SEGUNDA ETAPA	2043.67734 CFPM
	.76
X2 VALOR DE X PARA EL CALCULO DE LA EFICIENCIA ADIABATICA, SEGUNDA ETAPA	.134783539
NA(2) EFICIENCIA ADIABATICA, SEGUNDA ETAPA	
EI ENTALPIA DE VAPOR A LA DESCARGA DE LA SEGUNDA ETAPA, A ENTROPIA CONSTANTE	.745552386
DA(2) DIFERENCIA ADIABATICA DE ENTALPIAS, SEGUNDA ETAPA	94.7837367 BTU/LB
H3 ENTALPIA REAL DEL VAPOR A LA DESCARGA DEL COMPRESOR	9.46153309 BTU/LB
TC(2) TEMPERATURA DEL VAPOR A LA DESCARGA DE LA SEGUNDA ETAPA	98.0810959 BTU/LB
G2 TRABAJO DEL COMPRESOR EN LA SEGUNDA ETAPA	167.815486 F
BHP TRABAJO TOTAL DEL COMPRESOR	726.002435 HP
GT TRABAJO TOTAL DEL COMPRESOR	886.991874 BHP
QC CALOR TRANSFERIDO EN EL CONDENSADOR	1189.71087 HP
LC LMTD EN EL CONDENSADOR	9027219.31 BTU/H
AC AREA REQUERIDA EN EL CONDENSADOR	39.093645 F
LE LMTD EN EL CONDENSADOR	1539.41803 FT^2
	7.12527878 F

AE AREA REQUERIDA EN EL EVAPORADOR	5613.81543 FT^2
AG AGUA DE ENFRIAMIENTO EMPLEADA EN EL CONDENSADOR	451360.966 LB/H
UT VELOCIDAD TERMINAL	1.94536705 FT/S
FV FLUJO VOLUMETRICO DEL VAPOR	9.66875364 FT^3/S
AD AREA SECCIONAL DEL SEPARADOR	4.97014363 FT^2
D DIAMETRO A PARTIR DEL AREA SECCIONAL	2.51558514 FT
A1 AREA SECCIONAL REAL DEL SEPARADOR CON DIAMETRO REDONDEADO	4.90875 FT^2
SU ALTURA DEL LIQUIDO DENTRO DEL SEPARADOR	4.00509148 FT
DE DISTANCIA ENTRE BOQUILLA DE ALIMENTACION Y DEMISTER	3 FT
DI DISTANCIA ENTRE BOQUILLA DE ENTRADA Y NIVEL DE LIQUIDO	2 FT
DM DISTANCIA ENTRE TANGENTE SUPERIOR Y DEMISTER	1.25 FT
HA ALTURA REAL DEL SEPARADOR	10.25 FT
DO DIAMETRO REAL DEL SEPARADOR	2.5 FT
CE(1) COSTO DEL EVAPORADOR	57683.9341 DLS.
I1 INDICE DE COSTO PARA LA FECHA DEL ESTIMADO DE COSTO	336
CE(2) COSTO DEL EVAPORADOR PARA I1	76759.6113 DLS.
CC(1) COSTO BASE DEL CONDENSADOR	21047.6068 DLS.
PD PRESION DE DISEÑO	172.054
FP FACTOR DE PRESION	1.14266355
CC(2) COSTO DEL CONDENSADOR PARA I1	32003.6115 DLS.
V VOLUMEN DEL TANQUE SEPARADOR	376.404177 GAL.
CS(1) COSTO DEL SEPARADOR	4165.81388 DLS.
CS(2) COSTO DEL SEPARADOR PARA I1	1679.34044 DLS.
CO(1) COSTO DEL COMPRESOR CENTRIFUGO	242340.689 DLS.
CO(2) COSTO DEL COMPRESOR CENTRIFUGO PARA I1	263772.178 DLS.
CE COSTO TOTAL DEL EQUIPO	374214.742 DLS.
CE(3) COSTO DE LA INSTRUMENTACION DEL EVAPORADOR	3600 DLS.

CC(3) COSTO DE LA INSTRUMENTACION DEL CONDENSADOR	4200 DLS.
CS(3) COSTO DE LA INSTRUMENTACION DEL SEPARADOR LIQUIDO-VAPOR	2500 DLS.
CO(3) COSTO DE LA INSTRUMENTACION DEL COMPRESOR CENTRIFUGO	2000 DLS.
CI(1) COSTO TOTAL DE LA INSTRUMENTACION	12300 DLS.
I2 INDICE DE COSTO PARA LA INSTRUMENTACION	323.5
CI(2) COSTO TOTAL DE LA INSTRUMENTACION PARA I2	13397.4748 DLS.
FI FACTOR DE CONVERSION INDIRECTA	.077
CD COSTO DIRECTO TOTAL	387612.216 DLS.
CI COSTOS INDIRECTOS	29846.1406 DLS.
CT COSTO DEL CAPITAL	417458.357 DLS.
EE COSTO DE ENERGIA ELECTRICA	.01924 DLS./HP-H
CE COSTO ANUAL DE LA ENERGIA ELECTRICA	183120.297 DLS.
AA COSTO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO	2.702E-04 DLS./FT^3
CA COSTO ANUAL DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO	15635.6068 DLS.
CO COSTO ANUAL DE OPERACION	198755.904 DLS.
NN TIEMPO DE VIDA DE LA PLANTA	10 ANMOS
IT INTERES ANUAL	.15
R RECUPERACION DEL CAPITAL	83179.4385 DLS.
CX COSTO ANUAL EQUIVALENTE	281935.343 DLS.

DRUN

2.OPTIMIZACION DE LAS VARIABLES DE DISEÑO

A	B	B	Cx
15.267	49.69	161.73	281935.343
17.267	49.69	161.73	FRACASO
13.267	49.69	161.73	292144.26
15.267	51.69	161.73	281411.806
15.267	51.69	163.73	283527.057
15.267	51.69	159.73	279289.312
15.267	53.69	157.73	276656.97
15.267	55.69	155.73	274109.135
15.267	57.69	153.73	271648.088
15.267	59.69	151.73	269269.716
15.267	61.69	149.73	267203.54
15.267	63.69	147.73	265237.792
15.267	65.69	145.73	263339.49
15.267	67.69	143.73	261506.66
15.267	69.69	141.73	259746.784
15.267	71.69	139.73	258161.73
15.267	73.69	137.73	256457.547
15.267	75.69	135.73	254824.402
15.267	77.69	133.73	253250.461
15.267	79.69	131.73	251759.566
15.267	81.69	129.73	250439.743
15.267	83.69	127.73	249238.745
15.267	85.69	125.73	248174.102
15.267	87.69	123.73	247279.615
15.267	89.69	121.73	246446.194
15.267	91.69	119.73	246482.564
15.267	93.69	117.73	246944.963
16.267	91.69	119.73	250365.924
14.267	91.69	119.73	250232.066
15.267	93.69	119.73	246728.562
15.267	89.69	119.73	246215.422
15.267	89.69	121.73	246646.194
15.267	89.69	117.73	246430.387
15.267	87.69	119.73	245985.432
15.267	85.69	119.73	245731.771
15.267	83.69	119.73	245442.394
15.267	81.69	119.73	245126.313
15.267	79.69	119.73	244806.216
15.267	77.69	119.73	244533.966
15.267	75.69	119.73	244241.048
15.267	73.69	119.73	243936.354
15.267	71.69	119.73	243609.355
15.267	69.69	119.73	243290.104
15.267	67.69	119.73	243083.295
15.267	65.69	119.73	242860.833
15.267	63.69	119.73	242641.165
15.267	61.69	119.73	242411.822
15.267	59.69	119.73	242219.268
15.267	57.69	119.73	242172.775
15.267	55.69	119.73	242138.926

ESTA TESIS NO DEBE SALIR DE LA BIBLIOTECA

R	N		
15.267	53.69	119.73	242104.161
15.267	51.69	119.73	242104.161
15.267	49.69	119.73	242124.045
15.767	51.69	119.73	242671.966
14.767	51.69	119.73	243086.241
15.267	53.69	119.73	242104.161
15.267	49.69	119.73	242124.045
15.267	51.69	120.73	242353.851
15.267	51.69	118.73	241947.802
15.267	52.69	118.73	241953.474
15.517	51.69	118.73	241982.934
15.017	51.69	118.73	242283.355
15.267	52.69	118.73	241953.474
15.267	50.69	118.73	241935.759
15.267	50.69	119.73	242080.92
15.267	50.69	117.73	242124.167
15.267	49.69	118.73	241973.811
15.392	50.69	118.73	241905.929
15.392	51.69	118.73	241906.587
15.392	49.69	118.73	241946.925
15.392	50.69	119.23	241940.322
15.392	50.69	118.23	241953.958
15.517	50.69	118.73	241986.589
15.517	50.69	118.73	241986.589
15.267	50.69	118.73	241935.759
15.392	51.19	118.73	241910.684
15.392	50.19	118.73	241903.529
15.392	50.19	118.98	241911.979
15.392	50.19	118.48	241915.601
15.392	49.69	118.73	241946.925
15.4545	50.19	118.73	241929.621
15.3295	50.19	118.73	241904.981
15.392	50.69	118.73	241905.929
15.392	49.69	118.73	241946.925
15.392	50.19	118.855	241905.33
15.392	50.19	118.605	241906.851
15.392	50.19	118.73	241903.529
15.42325	50.19	118.73	241912.988
15.36075	50.19	118.73	241900.953
15.36075	50.44	118.73	241902.224
15.36075	49.94	118.73	241908.602
15.36075	50.19	118.7925	241901.404
15.36075	50.19	118.6675	241901.781
15.3295	50.19	118.73	241904.981
15.392	50.19	118.73	241903.529
15.3295	50.19	118.73	241904.981
15.36075	50.315	118.73	241901.558
15.36075	50.065	118.73	241900.41
15.36075	50.065	118.76125	241900.491
15.36075	50.065	118.69875	241900.649
15.36075	49.94	118.73	241908.602
15.376375	50.065	118.73	241900.903
15.345125	50.065	118.73	241901.567
15.36075	50.19	118.73	241900.953
15.36075	49.94	118.73	241908.602
15.36075	50.065	118.745625	241900.412

<i>A</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>Cx</i>
15.36075	50.065	118.714375	241900.489
15.36075	50.065	118.73	241900.41
15.3685625	50.065	118.73	241900.448
15.3529375	50.065	118.73	241900.784
15.36075	50.1275	118.73	241900.674
15.36075	50.0025	118.73	241900.163
15.36075	50.0025	118.737813	241900.155

JRUH

3. CORRIDA DEL PROGRAMA SIMULADOR VARIABLES DE DISEÑO OPTIMIZADAS

TS(1) TEMPERATURA DE LA SALMUERA A LA ENTRADA DEL EVAPORADOR
-10 F
TS(2) TEMPERATURA DE LA SALMUERA A LA SALIDA DEL EVAPORADOR
-15 F
TA(1) TEMPERATURA DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO SUMINISTRADA
90 F
TA(2) TEMPERATURA DE RETORNO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO
110 F
QR CALOR DE REFRIGERACION
6000000 BTU/H
K RELACION DE CAPACIDADES CALORIFICAS
1.12
UC COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CONDENSADOR
150 BTU/(H FT^2 F)
UE COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL EVAPORADOR
150 BTU/(H FT^2 F)
CP CAPACIDAD CALORIFICA DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO
1 BTU/(LB F)
P1 PRESION DE SUCCION, PRIMERA ETAPA
15.36075 PSI
P2 PRESION INTER-ETAPAS
50.0025 PSI
P3 PRESION DE DESCARGA, SEGUNDA ETAPA
118.737813 PSI
TR TEMPERATURA DE REFRIGERACION
-19.6360699 F
T3 TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE A LA SALIDA DEL CONDENSADOR
92.607167 F
L2 ENTALPIA DEL LIQUIDO SATURADO A LA PRESION INTER-ETAPAS
16.4134725 BTU/LB
H1 ENTALPIA DEL VAPOR SATURADO A LA PRESION DE SUCCION, PRIMERA ETAPA
75.1498023 BTU/LB
EF EFECTO DE REFRIGERACION
58.7363299 BTU/LB
M1 FLUJO DE REFRIGERANTE A TRAVES DEL EVAPORADOR
102151.428 LB/H
S1 ENTROPIA DEL VAPOR EN LA SUCCION DE LA PRIMERA ETAPA
.170953504 BTU/LB F
V1 VOLUMEN ESPECIFICO DEL VAPOR EN LA SUCCION DE LA PRIMERA ETAPA
2.36758003 FT^3/LB
CF(1) PIES CUBICOS POR MINUTO QUE ENTRAN A LA PRIMERA ETAPA DE COMPRESION
4030.86137 CFPM
NP(1) EFICIENCIA POLITROPICA DE LA PRIMERA ETAPA
.76
X1 VALOR DE X PARA EL CALCULO DE LA EFICIENCIA ADIABATICA, PRIMERA ETAPA
.134799696
MA(1) EFICIENCIA ADIABATICA DE LA PRIMERA ETAPA
.745550511
VS ENTALPIA DE VAPOR A LA DESCARGA DE LA PRIMERA ETAPA A ENTROPIA CONSTANTE
83.7709613 BTU/H

DA(1) DIFERENCIA ADIABATICA DE ENTALPIAS, PRIMERA ETAPA
 8.62115902 BTU/LB
 H2 ENTALPIA REAL DEL VAPOR A LA DESCARGA DE LA PRIMERA ETAPA
 86.7132831 BTU/LB
 G1 TRABAJO DE COMPRESION EN LA PRIMERA ETAPA
 464.227189 HP
 L3 ENTALPIA DE LIQUIDO SATURADO A PRESION DE DESCARGA
 29.3294785 BTU/LB
 V2 ENTALPIA DE VAPOR SATURADO A PRESION INTER-ETAPAS
 81.233495 BTU/LB
 XL FRACCION DE VAPOR FORMADO
 .800740488
 M2 LIQUIDO QUE SALE DEL CONDENSADOR
 127571.204 LB/H
 VA VAPOR QUE SALE DEL SEPARADOR LIQUIDO-VAPOR
 25419.776 LB/H
 HI ENTALPIA DEL VAPOR QUE ENTRA A LA SEGUNDA ETAPA DEL COMPRESOR
 85.6213832 BTU/LB
 SI ENTROPIA DEL VAPOR QUE ENTRA A LA SEGUNDA ETAPA DE COMPRESION
 .174505052 BTU/LB F
 VI VOLUMEN ESPECIFICO DEL VAPOR QUE ENTRA A LA SEGUNDA ETAPA DE COMPRESION
 .86011468 FT³/LB
 VL VOLUMEN ESPECIFICO DE LIQUIDO SATURADO A PRESION INTER-ETAPAS
 .0115601443 FT³/LB
 CF(2) PIES CUBICOS POR MINUTO DE VAPOR QUE ENTRAN A LA SEGUNDA ETAPA
 1828.76443 CFPM
 NP(2) EFICIENCIA POLITROPICA DE LA SEGUNDA ETAPA
 .76
 X2 VALOR DE X PARA EL CALCULO DE LA EFICIENCIA ADIABATICA, SEGUNDA ETAPA
 .0970907943
 NA(2) EFICIENCIA ADIABATICA, SEGUNDA ETAPA
 .750040279
 EI ENTALPIA DE VAPOR A LA DESCARGA DE LA SEGUNDA ETAPA, A ENTROPIA CONSTANTE
 92.6946872 BTU/LB
 DA(2) DIFERENCIA ADIABATICA DE ENTALPIAS, SEGUNDA ETAPA
 7.07330397 BTU/LB
 H3 ENTALPIA REAL DEL VAPOR A LA DESCARGA DEL COMPRESOR
 93.0519487 BTU/LB
 TC(2) TEMPERATURA DEL VAPOR A LA DESCARGA DE LA SEGUNDA ETAPA
 141.582311 F
 G2 TRABAJO DEL COMPRESOR EN LA SEGUNDA ETAPA
 472.811396 HP
 BHP TRABAJO TOTAL DEL COMPRESOR
 700.732409 BHP
 GT TRABAJO TOTAL DEL COMPRESOR
 937.038585 HP
 QC CALOR TRANSFERIDO EN EL CONDENSADOR
 8384294.68 BTU/H
 LC-LMTD EN EL CONDENSADOR
 11.6163896 F
 AC AREA REQUERIDA EN EL CONDENSADOR
 4811.76163 FT²
 LE LMTD EN EL CONDENSADOR
 6.83390289 F

AE AREA REQUERIDA EN EL EVAPORADOR	5853.17067 FT^2
AG AGUA DE ENFRIAMIENTO EMPLEADA EN EL CONDENSADOR	419214.734 LB/H
UT VELOCIDAD TERMINAL	1.94484104 FT/S
FV FLUJO VOLUMETRICO DEL VAPOR	6.0733118 FT^3/S
AD AREA SECCIONAL DEL SEPARADOR	3.12278057 FT^2
D DIAMETRO A PARTIR DEL AREA SECCIONAL	1.99400061 FT
A1 AREA SECCIONAL REAL DEL SEPARADOR CON DIAMETRO REDONDEADO	3.1416 FT^2
SU ALTURA DEL LIQUIDO DENTRO DEL SEPARADOR	6.26477618 FT
DE DISTANCIA ENTRE BOQUILLA DE ALIMENTACION Y DEMISTER	3 FT
DI DISTANCIA ENTRE BOQUILLA DE ENTRADA Y NIVEL DE LIQUIDO	2 FT
DM DISTANCIA ENTRE TANGENTE SUPERIOR Y DEMISTER	1.25 FT
HA ALTURA REAL DEL SEPARADOR	12.5 FT
DO DIAMETRO REAL DEL SEPARADOR	2 FT
CE(1) COSTO DEL EVAPORADOR	59818.3246 DLS.
I1 INDICE DE COSTO PARA LA FECHA DEL ESTIMADO DE COSTO	336
CE(2) COSTO DEL EVAPORADOR PARA I1	79599.83 DLS.
CC(1) COSTO BASE DEL CONDENSADOR	50545.7891 DLS.
PD PRESION DE DISEÑO	129.061813
FP FACTOR DE PRESION	1.19942995
CC(2) COSTO DEL CONDENSADOR PARA I1	80674.7755 DLS.
V VOLUMEN DEL TANQUE SEPARADOR	293.77887 GAL.
CS(1) COSTO DEL SEPARADOR	3504.05946 DLS.
CS(2) COSTO DEL SEPARADOR PARA I1	1412.57121 DLS.
CO(1) COSTO DEL COMPRESOR CENTRIFUGO	195130.014 DLS.
CO(2) COSTO DEL COMPRESOR CENTRIFUGO PARA I1	212386.41 DLS.
CE COSTO TOTAL DEL EQUIPO	374073.587 DLS.
CE(3) COSTO DE LA INSTRUMENTACION DEL EVAPORADOR	3600 DLS.

CC(3) COSTO DE LA INSTRUMENTACION DEL CONDENSADOR	4200 DLS.
CS(3) COSTO DE LA INSTRUMENTACION DEL SEPARADOR LIQUIDO-VAPOR	2500 DLS.
CO(3) COSTO DE LA INSTRUMENTACION DEL COMPRESOR CENTRIFUGO	2000 DLS.
CI(1) COSTO TOTAL DE LA INSTRUMENTACION	12300 DLS.
I2 INDICE DE COSTO PARA LA INSTRUMENTACION	323.5
CI(2) COSTO TOTAL DE LA INSTRUMENTACION PARA I2	13397.4748 DLS.
FI FACTOR DE CONVERSION INDIRECTA	.077
CD COSTO DIRECTO TOTAL	387471.062 DLS.
CI COSTOS INDIRECTOS	29835.2718 DLS.
CT COSTO DEL CAPITAL	417306.333 DLS.
EE COSTO DE ENERGIA ELECTRICA	.01924 DLS./HP-H
CE COSTO ANUAL DE LA ENERGIA ELECTRICA	144228.979 DLS.
AA COSTO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO	2.702E-04 DLS./FT^3
CA COSTO ANUAL DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO	14522.0284 DLS.
CO COSTO ANUAL DE OPERACION	158751.007 DLS.
NN TIEMPO DE VIDA DE LA PLANTA	10 ANNOS
IT INTERES ANUAL	.15
R RECUPERACION DEL CAPITAL	83149.1476 DLS.
CX COSTO ANUAL EQUIVALENTE	241900.155 DLS.

7.6 CONCLUSIONES.

La ejecución del presente trabajo ha logrado los objetivos del mismo, que es el desarrollo de un programa que encuentra las condiciones óptimas de diseño para un ciclo de refrigeración mecánica en dos etapas.

El valor del método de Hooke y Jeeves, radica en una mayor velocidad de convergencia al óptimo debido a la adición del movimiento tipo patrón, que como se pudo observar, este tipo de movimientos evita la realización de movimientos exploratorios en muchos casos y tiene como resultado una aceleración en la búsqueda del punto óptimo.

De los resultados obtenidos, se observa que las minimizaciones importantes de la función objetivo, que es el costo anual equivalente, son producidas por los movimientos patrón. Algunas minimizaciones también son hechas por los movimientos exploratorios, pero la función principal de estos movimientos es suministrar información para la realización del movimiento patrón.

Las técnicas de "búsqueda directa" constituyen un acercamiento a una variedad de problemas numéricos los cuales han probado ser irresolubles por los métodos clásicos. Estas técnicas basadas en estrategias muy simples en lugar de tácticas complejas son muy adecuadas para usarse en computadoras modernas, además de lograr resultados más precisos.

Uno de los objetivos del presente trabajo fue que el programa tuviera la facilidad de poder realizarse en una fecha deseada, para lograr esto, es necesario cambiar en el contenido del programa únicamente los siguientes valores:

- Índice de costo de equipo fabricado para la fecha deseada.
- Índice de costo de instrumentación para la fecha deseada.
- Costo de la energía eléctrica.
- Costo del agua de enfriamiento.

La fecha que se tomó en el ejemplo ilustrado en este trabajo fue la de Mayo de 1985.

```

10 REM *****
20 REM ***** PROGRAMA SIMULADOR *****
30 REM ***** DEL CICLO DE REFRIGERACION EN DOS ETAPAS *****
40 REM *****
50 REM
60 PI = 3.1416
70 REM
90 REM <DATOS DE PRESION>
90 REM
100 DIM P(20)
110 FOR I = 1 TO 20: READ P(I): NEXT I
120 DATA 5,10,15,20,25,30,35,40,50,60,70,80,90,100,120,140,160,180,200,220
130 REM
140 REA <CALCULO DE LA ENTALPIA A PARTIR DE ENTROPIA Y PRESION>
150 REM
160 DIM H0(20),H1(20),H2(20),H3(20)
170 FOR I = 1 TO 20: READ H0(I),H1(I),H2(I),H3(I): NEXT I
180 DATA 36.9779832,51.0212667,371.591574,2262.93517
190 DATA 35.3196718,89.362326,330.074843,2434.65824
200 DATA 33.9074795,117.126415,279.587252,2573.6607
210 DATA 33.8772165,123.162081,318.738381,2545.759
220 DATA 33.0823463,141.068027,277.504544,2655.67929
230 DATA 32.0305346,148.501384,287.012694,2663.15147
240 DATA 30.5273815,186.10829,140.574941,2923.39637
250 DATA 31.0784512,180.951301,199.681893,2845.71649
260 DATA 28.546868,223.570906,47.1718603,3126.71552
270 DATA 27.2746145,215.544417,141.539941,2980.34007
280 DATA 25.9054132,269.917353,-89.2611383,3394.99862
290 DATA 26.7570127,258.598202,10.5243989,3239.88268
300 DATA 24.1145161,300.989394,-169.028076,3557.20672
310 DATA 22.9180488,321.760193,-246.168309,3706.97081
320 DATA 20.68648,357.005204,-361.201555,3914.96834
330 DATA 11.0634735,505.381338,-1061.822009,5112.21337
340 DATA 16.5246548,420.527572,-572.688409,4280.14285
350 DATA 4.97390812,602.878217,-1484.90605,5881.14773
360 DATA 8.86175105,541.575907,-1124.97309,5247.89951
370 DATA 9.70980183,527.133707,-1010.7476,5079.09938
380 REM
390 REM <CALCULO DE LA ENTROPIA A PARTIR DE ENTALPIA Y PRESION>
400 REM
410 DIM S0(20),S1(20),S2(20),S3(20)
420 FOR I = 1 TO 20: READ S0(I),S1(I),S2(I),S3(I): NEXT I
430 DATA -.140499192,7.2047196E-3,-4.72961822E-5,1.2985544E-7
440 DATA -.127034783,6.40466229E-3,-3.8678195E-5,9.89504190E-8
450 DATA -.127032143,6.28028713E-3,-3.75462223E-5,9.54730884E-8
460 DATA -.125234335,6.03868277E-3,-3.52384649E-5,8.81032721E-8
470 DATA -.112234772,5.5337676E-3,-3.01131087E-5,7.07674922E-8
480 DATA -.113122978,5.43498572E-3,-2.97594293E-5,6.98756447E-8
490 DATA -.111331936,5.37277329E-3,-2.87297475E-5,6.67456938E-8
500 DATA -.107948249,5.2247149E-3,-2.74014233E-5,6.27545533E-8
510 DATA -.106319049,5.09627856E-3,-2.63261729E-5,5.96982687E-8
520 DATA -.102593436,4.92852624E-3,-2.4992259E-5,5.5607304E-8
530 DATA -.099684929,4.79417106E-3,-2.37511695E-5,5.22746304E-8

```

```

540 DATA -.0945611427,4.66632856E-3,-2.26944698E-5,4.93156818E-8
550 DATA -.092726526,4.52201254E-3,-2.14598117E-5,4.56791906E-8
560 DATA -.091489881,4.45771641E-3,-2.0963518E-5,4.44122848E-8
570 DATA -.0897480264,4.25864491E-3,-1.93545613E-5,3.99902205E-8
580 DATA -.0939412285,4.44587093E-3,-2.12921425E-5,4.63651445E-8
590 DATA -.0881398097,4.26387634E-3,-1.98439122E-5,4.25667513E-8
600 DATA -.070620103,3.75473252E-3,-1.53409304E-5,2.90618192E-8
610 DATA -.071274748,3.74063965E-3,-1.56079152E-5,3.0308453E-8
620 DATA -.0683226007,3.66998738E-3,-1.4972603E-5,2.6310074E-8
630 MEN
640 MEN <CALCULO DEL VOLUMEN A PARTIR DE ENTALPIA Y PRESTION>
650 MEN
660 DIM VO(20),V1(20),V2(20),V3(20)
670 FOR I = 1 TO 20: READ VO(I),V1(I),V2(I),V3(I): NEXT I
680 DATA -8.78095904,-324100045,-1.79394242E-3,5.05246651E-6
690 DATA -4.29480972,-156107178,-8.14016281E-4,2.1799146E-6
700 DATA -3.07392545,-109253223,-5.88138841E-4,1.59043512E-6
710 DATA -2.37792336,-8032197089,-4.48947114E-4,1.2084088E-6
720 DATA -1.79357092,-0623482289,-3.1072945E-4,7.9045151E-7
730 DATA -1.58310175,-0540141535,-2.7611536E-4,7.08022533E-7
740 DATA -1.432476,-048045497,-2.51125361E-4,6.48097366E-7
750 DATA -1.3241316,-0438785524,-2.37119305E-4,6.2395215E-7
760 DATA -1.09945876,-0355179623,-1.89219726E-4,4.87236325E-7
770 DATA -9.938738636,-0297495367,-1.56661952E-4,3.97970836E-7
780 DATA -8.07480758,-0271478783,-1.47891935E-4,3.79956227E-7
790 DATA -7.83179644,-0238597219,-1.28637986E-4,3.26703674E-7
800 DATA -7.62526314,-0222073339,-1.2215792E-4,3.11689789E-7
810 DATA -6.88388044,-0202815095,-1.11382024E-4,2.8251736E-7
820 DATA -6.65573873,-0184441743,-1.05131386E-4,2.6918197E-7
830 DATA -6.48113444,-016789582,-9.7279753E-5,2.49554587E-7
840 DATA -5.52323205,-015063989,-8.70917101E-5,2.21201577E-7
850 DATA -5.52462533,-0148293584,-8.91259026E-5,2.29935751E-7
860 DATA -5.38458943,-0142301958,-8.70525247E-5,2.25415306E-7
870 DATA -5.33796373,-013912131,-8.688994101E-5,2.2626361E-7
880 MEN
890 MEN <CALCULO DE LA TEMPERATURA A PARTIR DE ENTALPIA Y PRESTION>
900 MEN
910 DIM T0(20),T1(20),T2(20),T3(20)
920 FOR I = 1 TO 20: READ T0(I),T1(I),T2(I),T3(I): NEXT I
930 DATA -839.014129,15.1103867,-.0712364512,1.8853896E-4
940 DATA -744.088596,12.9783384,-.0504604865,1.20069119E-4
950 DATA -711.561575,11.5911618,-.037894079,8.15682274E-5
960 DATA -648.864765,10.5049122,-.0283792053,5.33145254E-5
970 DATA -640.572303,9.8610107,-.0233647861,4.0226298E-5
980 DATA -604.648214,8.99049368,-.0160639685,1.95193596E-5
990 DATA -544.86103,8.02089522,-.71909331E-3,-4.81752281E-6
1000 DATA -546.244379,7.60452118,-4.78309185E-3,-1.21776899E-5
1010 DATA -479.35954,5.98566415,8.86825827E-3,-5.07762961E-5
1020 DATA -440.054018,5.14249933,.0151181461,-6.65118785E-5
1030 DATA -378.62521,3.6677194,.0273770144,-1.01138892E-4
1040 DATA -357.233605,3.33242689,.0289074699,-1.0234049E-4
1050 DATA -298.723898,1.93455283,.0404954664,-1.35030218E-4
1060 DATA -278.84268,1.62725233,-.0418878634,-1.3613623E-4
1070 DATA -171.224897,-.904352645,-.0525937995,-1.93849253E-4
1080 DATA -160.326807,-.770350588,-.0589178969,-1.77526533E-4

```

1090 DATA -72.4278261,-2.75937782,.0746695244,-2.20214158E-4
 1100 DATA 22.9737762,-4.95816173,.0923674489,-2.68975244E-4
 1110 DATA 126.784936,-7.39607965,.112321001,-3.24636388E-4
 1120 DATA 230.765587,-9.83787543,.132305724,-3.80469177E-4
 1130 HOME
 1140 REN
 1150 REN LISTA DE CONSTANTES
 1160 REN
 1170 REN TS(1)=TEMPERATURA DE LA SALINERA A LA ENTRADA DEL EVAPORADOR
 1180 TS(1) = - 10
 1190 REN TS(2)= TEMPERATURA DE LA SALINERA A LA SALIDA DEL EVAPORADOR
 1200 TS(2) = - 15
 1210 REN TA(1)= TEMPERATURA DEL SUMINISTRO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO
 1220 TA(1) = 90
 1230 REN TA(2)= TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO DEL CONDENSADOR
 1240 TA(2) = 110
 1250 REN QR= CALOR DE REFRIGERACION
 1260 QR = 6E6
 1270 REN K= RELACION DE CAPACIDADES CALORIFICAS, CP/CV
 1280 K = 1.12
 1290 REN UC= COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CONDENSADOR
 1300 UC = 150
 1310 REN UE= COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL EVAPORADOR
 1320 UE = 150
 1330 REN CP= CAPACIDAD CALORIFICA DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO
 1340 CP = 1
 1350 REN
 1360 REN ***** LISTA DE VARIABLES DE DISEÑO *****
 1370 REN P1=PRESION EN EL EVAPORADOR
 1380 P1 = 15.267
 1390 REN P2= PRESION INTER-ETAPAS
 1400 P2 = 49.69
 1410 REN P3= PRESION EN EL CONDENSADOR
 1420 P3 = 161.73
 1430 REN *** OPTIMIZACION DEL CICLO
 1440 REN *** INCREMENTOS INICIALES
 1450 Z1 = 2
 1460 Z2 = 2
 1470 Z3 = 2
 1480 REN METODO DE HOOKE & JEEVES
 1490 GOSUB 1090
 1500 FO = CX
 1510 P1 = P1 + Z1
 1520 GOSUB 1090
 1530 IF CX < FO THEN K1 = 1:FO = CX: GOTO 1580
 1540 P1 = P1 - 2 * Z1
 1550 GOSUB 1090
 1560 IF CX < FO THEN K1 = 0:FO = CX: GOTO 1580
 1570 P1 = P1 + Z1:Z1 = Z1 / 2:K1 = 3
 1580 P2 = P2 + Z2
 1590 GOSUB 1090
 1600 IF CX < FO THEN K2 = 1:FO = CX: GOTO 1650
 1610 P2 = P2 - 2 * Z2
 1620 GOSUB 1090
 1630 IF CX < FO THEN K2 = 0:FO = CX: GOTO 1650

```

1640 P2 = P2 + Z21Z2 = Z2 / 21K2 = 3
1650 P3 = P3 + Z3
1660 GOSUB 1090
1670 IF CX < FO THEN K3 = 11FO = CX: GOTO 1920
1680 P3 = P3 - 2 * Z3
1690 GOSUB 1090
1700 IF CX < FO THEN K2 = 11FO = CX: GOTO 1720
1710 P3 = P3 + Z31Z3 = Z3 / 21K3 = 3
1720 MEN MOVIMIENTO PATRON
1730 IF K1 = 1 THEN P1 = P1 + Z1
1740 IF K1 = 0 THEN P1 = P1 - Z1
1750 IF K2 = 1 THEN P2 = P2 + Z2
1760 IF K2 = 0 THEN P2 = P2 - Z2
1770 IF K3 = 1 THEN P3 = P3 + Z3
1780 IF K3 = 0 THEN P3 = P3 - Z3
1790 GOSUB 1090
1800 IF CX < FO THEN FO = CX: GOTO 1720
1810 IF K1 = 1 THEN P1 = P1 - Z1
1820 IF K1 = 0 THEN P1 = P1 + Z1
1830 IF K2 = 1 THEN P2 = P2 - Z2
1840 IF K2 = 0 THEN P2 = P2 + Z2
1850 IF K3 = 1 THEN P3 = P3 - Z3
1860 IF K3 = 0 THEN P3 = P3 + Z3
1870 GOTO 1510
1880 END
1890 MEN <<< CALCULOS DEL SIMULADOR >>>
1900 MEN CALCULO DE LA TEMPERATURA DE REFRIGERACION.
1910 IF P1 < = 43.140 THEN TR = - 09.5030665 + 6.46762122 * P1 - 0.144420476 * P1 ^ 2 + 1.
41183204E - 3 * P1 ^ 3
1920 IF P1 > 43.140 THEN TR = - 31.6973337 + 1.74181089 * P1 - 7.754222092E - 3 * P1 ^ 2 +
1.40104743E - 5 * P1 ^ 3
1930 MEN 000 RESTRICCION 000
1940 MEN SI LA TEMPERATURA DE REFRIGERACION ES MAYOR A LA TEMPERATURA DE SALIDA DE LA SA
LADERA, EL PROCESO SERA IMPOSIBLE.
1950 MEN POR LO TANTO, EN UN MOVIMIENTO EXPLORATORIO O PATRON SI LA PRESION P1, ES ALTA,
ES DECIR LA TEMPERATURA DE REFRIGERACION ES SUPERIOR A LA TEMPERATURA DE SALIDA DE LA S
ALADERA -
1960 MEN ENTONCES LA BUBURINA SE ACABA, Y CX ADOPTARA EL VALOR ANTERIOR.
1970 IF TR > T8(2) THEN PRINT SPC( 5)P1; SPC( 15 - LEN ( STR$ ( P1)))P2; SPC( 15 - LEN ( STR$
(P2)))P3; SPC( 15 - LEN ( STR$ ( P3)))"FINCARGO": RETURN
1980 MEN CALCULO DE LA TEMPERATURA DE CONDENSACION
1990 IF P3 < = 43.140 THEN T3 = - 09.5030665 + 6.46762122 * P3 - 0.144420476 * P3 ^ 2 + 1.
41183204E - 3 * P3 ^ 3
2000 IF P3 > 43.140 THEN T3 = - 31.6973337 + 1.74181089 * P3 - 7.754222092E - 3 * P3 ^ 2 +
1.40104743E - 5 * P3 ^ 3
2010 MEN CALCULO DE LA ENTALPIA DE LIQUIDO SATURADO A PRESION INTER-ETAPAS
2020 IF P2 < 43.140 THEN L2 = - 10.3875000 + 1.35117292 * P2 - .0301184790 * P2 ^ 2 + 2.900
10427E - 4 * P ^ 3
2030 IF P2 > = 43.140 THEN L2 = 1.56477211 + .377218451 * P2 - 1.6059055E - 3 * P2 ^ 2 + 3.
53339920E - 6 * P ^ 3
2040 MEN CALCULO DE LA ENTALPIA DE VAPOR SATURADO A LA PRESION DE SUCCION
2050 IF P1 < 43.140 THEN H1 = 67.3999302 + .722109947 * P1 - .0164227302 * P1 ^ 2 + 1.599909
43E - 4 * P1 ^ 3
2060 IF P1 > = 43.140 THEN H1 = 73.9093353 + .184951343 * P1 - 8.91056124E - 4 * P1 ^ 2 +
1.00767463E - 6 * P1 ^ 3

```

2070 REN EFECTO DE REFRIGERACION
 2080 EF = H1 - L2
 2090 REN FLUJO DE REFRIGERANTE A TRAVES DEL EVAPORADOR (CHILLER)
 2100 H1 = OR / EF
 2110 REN ENTROPIA DE VAPOR EN LA SUCCION DE LA PRIMERA ETAPA
 2120 IF P1 < 43.148 THEN S1 = .182089521 - 1.14483594E - 3 * P1 + 3.24415257E - 5 * P1 ^ 2 -
 3.32507279E - 7 * P1 ^ 3
 2130 IF P1 > 43.148 THEN S1 = .178573206 - 1.25340097E - 4 * P1 + 7.62792374E - 7 * P1 ^ 2 -
 1.80454745E - 9 * P1 ^ 3
 2140 REN VOLUMEN ESPECIFICO DEL VAPOR EN LA SUCCION DE LA PRIMERA ETAPA
 2150 IF P1 < 43.148 THEN V1 = 9.89046149 - .846375169 * P1 + .0279690583 * P1 ^ 2 - 3.045294
 2E - 4 * P1 ^ 3
 2160 IF P1 > 43.148 THEN V1 = 1.87271093 - .0304001805 * P1 + 2.05734684E - 4 * P1 ^ 2 -
 4.91798786E - 7 * P1 ^ 3
 2170 REN PIES CUBICOS POR MINUTO QUE ENTAN A LA PRIMERA ETAPA
 2180 CF(1) = V1 * H1 / 60
 2190 REN EVALUACION DE LA EFICIENCIA POLITROPICA
 2200 CF = CF(1); GOSUB 3900; HP(1) = HP
 2210 REN CALCULO DE LA EFICIENCIA ADIABATICA
 2220 X1 = (P2 / P1) ^ ((K - 1) / K) - 1
 2230 MA(1) = (0.77 + 0.16 * X1) / (1 + 0.357 * X1) + 1.333 * X1 + 0.16 * (HP(1) - 0.77)
 2240 REN ENTALPIA DE VAPOR A LA DESCARGA DE LA PRIMERA ETAPA A ENTROPIA CONSTANTE
 2250 FOR I = 1 TO 20: IF P2 > = P(I) THEN NEXT I
 2260 A = H0(I) + H1(I) * S1 + H2(I) * S1 ^ 2 + H3(I) * S1 ^ 3
 2270 B = H0(I - 1) + H1(I - 1) * S1 + H2(I - 1) * S1 ^ 2 + H3(I - 1) * S1 ^ 3
 2280 VS = (P2 - P(I - 1)) * (A - B) / (P(I) - P(I - 1)) + B
 2290 REN DIFERENCIA ADIABATICA DE ENTALPIAS
 2300 DA(1) = VS - H1
 2310 REN ENTALPIA REAL DEL VAPOR A LA DESCARGA DE LA PRIMERA ETAPA
 2320 H2 = DA(1) / MA(1) + H1
 2330 REN TRABAJO DE COMPRESION EN LA PRIMERA ETAPA
 2340 G1 = DA(1) * H1 / (MA(1) * 2544.5)
 2350 REN ENTALPIA DEL LIQUIDO CONDENSADO A LA PRESION 3
 2360 IF P3 < 43.148 THEN L3 = - 10.3875008 + 1.35117292 * P3 - .0301184798 * P3 ^ 2 + 2.900
 10427E - 4 * P3 ^ 3
 2370 IF P3 > 43.148 THEN L3 = 1.56677211 + .377218451 * P3 - 1.6059055E - 3 * P3 ^ 2 + 3.
 35339928E - 6 * P3 ^ 3
 2380 REN ENTALPIA DEL VAPOR SATURADO A PRESION 2
 2390 IF P2 < 43.148 THEN V2 = 67.3999582 + .722109947 * P2 - .0166227382 * P2 ^ 2 + 1.999909
 63E - 4 * P2 ^ 3
 2400 IF P2 > 43.148 THEN V2 = 73.9893355 + .184951343 * P2 - 8.91856124E - 4 * P2 ^ 2 + 1
 .00747445E - 6 * P2 ^ 3
 2410 REN FRACCION DE VAPOR FORMADO
 2420 XL = (V2 - L3) / (V2 - L2)
 2430 REN LIQUIDO QUE SALE DEL CONDENSADOR
 2440 H2 = H1 / XL
 2450 REN VAPOR QUE SALE DEL SEPARADOR LIQUIDO - VAPOR
 2460 VA = H2 - H1
 2470 REN ENTALPIA DEL VAPOR QUE ENTRA A LA SEGUNDA ETAPA DEL COMPRESOR
 2480 H1 = (H1 * H2 + VA * V2) / H2
 2490 REN ENTROPIA DEL VAPOR QUE ENTRA A LA SEGUNDA ETAPA DE COMPRESION
 2500 FOR I = 1 TO 20: IF P2 > = P(I) THEN NEXT I
 2510 A = H0(I) + S1(I) * H1 + S2(I) * H1 ^ 2 + S3(I) * H1 ^ 3
 2520 B = H0(I - 1) + S1(I - 1) * H1 + S2(I - 1) * H1 ^ 2 + S3(I - 1) * H1 ^ 3
 2530 G1 = (P2 - P(I - 1)) * (A - B) / (P(I) - P(I - 1)) + B

2540 REN VOLUMEN ESPECIFICO DEL VAPOR QUE ENTRA A LA SEGUNDA ETAPA DE COMPRESION
 2550 FOR I = 1 TO 20: IF P2 > = P(I) THEN NEXT I
 2560 A = V0(I) + V1(I) * H1 + V2(I) * H1 ^ 2 + V3(I) * H1 ^ 3
 2570 B = V0(I - 1) + V1(I - 1) * H1 + V2(I - 1) * H1 ^ 2 + V3(I - 1) * H1 ^ 3
 2580 V1 = (P2 - P(I - 1)) * (A - B) / (P(I) - P(I - 1)) + B
 2590 REN VOLUMEN ESPECIFICO DE LIQUIDO SATURADO A PRESION INTERMEDIA
 2600 REN (PARA EL CALCULO DEL SEPARADOR LIQUIDO-VAPOR)
 2610 IF P2 < = 43.148 THEN VL = 0.0100576074 + 6.42005231E - 5 * P2 - 1.26294546E - 6 * P2 ^ 2 + 1.19993979E - 8 * P2 ^ 3
 2620 IF P2 > 43.148 THEN VL = 0.0105767408 + 2.29496249E - 5 * P2 - 7.42644934E - 8 * P2 ^ 2 + 1.6424829E - 10 * P2 ^ 3
 2630 REN PIES CUBICOS POR MINUTO DE VAPOR QUE ENTRAN A LA SEGUNDA ETAPA
 2640 CF(2) = V1 * M2 / 60
 2650 REN EVALUACION DE LA EFICIENCIA POLITROPICA
 2660 CF = CF(2) : GORUB : J900 : MP(2) = MP
 2670 REN CALCULO DE LA EFICIENCIA ADIABATICA
 2680 X2 = (P3 / P2) ^ ((K - 1) / K) - 1
 2690 MA(2) = (0.77 + 0.16 * X2) / ((1 + 0.357 * X2) + 1.333 * X2 ^ 0.16 * (MP(2) - 0.77))
 2700 REN ENTALPIA ISENTROPICA DEL VAPOR A LA SALIDA DEL COMPRESOR
 2710 FOR I = 1 TO 20: IF P3 > = P(I) THEN NEXT I
 2720 A = H0(I) + H1(I) * S1 + H2(I) * S1 ^ 2 + H3(I) * S1 ^ 3
 2730 B = H0(I - 1) + H1(I - 1) * S1 + H2(I - 1) * S1 ^ 2 + H3(I - 1) * S1 ^ 3
 2740 E1 = (P3 - P(I - 1)) * (A - B) / (P(I) - P(I - 1)) + B
 2750 REN CAMBIO ADIABATICO DE ENTALPIAS EN LA SEGUNDA ETAPA
 2760 BA(2) = E1 - H1
 2770 REN ENTALPIA REAL DEL VAPOR A LA DESCARGA DEL COMPRESOR
 2780 H3 = BA(2) / MA(2) + H1
 2790 REN TEMPERATURA DEL VAPOR A LA DESCARGA DE LA SEGUNDA ETAPA
 2800 FOR I = 1 TO 20: IF P3 > = P(I) THEN NEXT I
 2810 A = T0(I) + T1(I) * H3 + T2(I) * H3 ^ 2 + T3(I) * H3 ^ 3
 2820 B = T0(I - 1) + T1(I - 1) * H3 + T2(I - 1) * H3 ^ 2 + T3(I - 1) * H3 ^ 3
 2830 TC(2) = (P3 - P(I - 1)) * (A - B) / (P(I) - P(I - 1)) + B
 2840 REN TRABAJO DEL COMPRESOR EN LA SEGUNDA ETAPA
 2850 G2 = BA(2) * M2 / (MA(2) * 2544.5)
 2860 REN TRABAJO TOTAL DEL COMPRESOR
 2870 BHP = G1 * MA(1) + G2 * MA(2)
 2880 GT = G1 + G2
 2890 REN CALOR TRANSFERIDO EN EL CONDENSADOR
 2900 QC = (H3 - L3) * M2
 2910 REN LHTS EN EL CONDENSADOR
 2920 LC = ((TC(2) - TA(2)) - (T3 - TA(1))) / LOG((TC(2) - TA(2)) / (T3 - TA(1)))
 2930 REN AREA REQUERIDA POR EL CONDENSADOR
 2940 AC = QC / (UC * LC)
 2950 REN LHTS EN EL EVAPORADOR
 2960 LE = ((T8(1) - TR) - (T8(2) - TR)) / LOG((T8(1) - TR) / (T8(2) - TR))
 2970 REN AREA REQUERIDA EN EL EVAPORADOR
 2980 AE = QR / (UE * LE)
 2990 REN AREA DE ENFRIAMIENTO EMPLEADA EN EL CONDENSADOR
 3000 AS = AC / (CF * (TA(2) - TA(1)))
 3010 REN DIMENSIONAMIENTO DEL SEPARADOR LIQUIDO-VAPOR
 3020 REN VELOCIDAD TERMINAL
 3030 UT = 0.227 * ((L / VL - 1 / V1) / (L / V1)) ^ 0.5
 3040 REN FLUJO VOLUMETRICO DEL VAPOR (FT^3/S)
 3050 FV = VA * V1 / 3600
 3060 REN AREA SECCIONAL DEL SEPARADOR (FT^2)

3070 AD = FV / UT
 3080 REA DIAMETRO DEL SEPARADOR
 3090 D = (4 * AD / PI) ^ 0.5
 3100 IF D > = 3 THEN D1 = INT (D):DD = D - D1:PU = 61 IF DD > = 0.5 THEN PU = 0
 3110 IF D < 3 THEN D1 = INT (D):DD = D - D1:PU = INT (DD * 12 + 0.5)
 3120 REM AREA SECCIONAL REAL DEL SEPARADOR (FT^2)
 3130 A1 = (PI / 4) * (D1 + PU / 12) ^ 2
 3140 REM ALTURA DEL LIQUIDO DENTRO DEL SEPARADOR
 3150 SU = M1 * 60 * VL / (3600 * A1)
 3160 DE = 0
 3170 IF DE < = 3 THEN DE = 3
 3180 DI = D * 0.5
 3190 IF DI < = 2 THEN DI = 2
 3200 DM = 1.25
 3210 H = SU + DE + DI + DM:H1 = INT (H):H2 = H - H1:H3 = INT (12 * H2 + 0.5)
 3220 HA = M1 + H3 / 12
 3230 DO = D1 + PU / 12: REM DIAMETRO FINAL DEL SEPARADOR
 3240 REM ### ESTIMACION DE COSTOS
 3250 REM # 1. COSTO DEL EQUIPO
 3260 REM # EVAPORADOR
 3270 CE(1) = EXP (8.551 - 0.30863 * LOG (AE) + 0.06811 * (LOG (AE)) ^ 2)
 3280 REM I1 = INDICE DE COSTO PARA LA FECHA DEL ESTIMADO DE COSTO
 3290 REM EQUIPO FABRICADO
 3300 I1 = 116.0
 3310 CE(2) = CE(1) * I1 / 252.5
 3320 REM # CONDENSADOR
 3330 CC(1) = EXP (8.551 - 0.30863 * LOG (AC) + 0.06811 * (LOG (AC)) ^ 2)
 3340 PD = P3 + 25 - 14.676: IF PD < 100 THEN FP = I1: GOTO 3360
 3350 FP = 0.7771 + 0.04991 * LOG (AC)
 3360 CC(2) = CC(1) * FP * I1 / 252.5
 3370 REM # SEPARADOR LIQUIDO-VAPOR
 3380 V = (PI * DO ^ 2) / 4 * HA * 7.481: REM V=GALONES
 3390 CS(1) = 66.3581556 * V ^ 0.697999519
 3400 CS(2) = CS(1) * I1 / (308.7 * 2.7)
 3410 REM # COMPRESOR CENTRIFUGO
 3420 CD(1) = 17517.2974 + 253.46725 * DMP
 3430 CD(2) = CD(1) * I1 / 308.7
 3440 REM COSTO DE EQUIPO TOTAL
 3450 CE = CE(2) + CC(2) + CS(2) + CD(2)
 3460 REM # 2. COSTO DE INSTRUMENTACION
 3470 REM 2. COSTO DE INSTRUMENTACION
 3480 REM EVAPORADOR
 3490 CE(3) = 3600
 3500 REM CONDENSADOR
 3510 CC(3) = 4200
 3520 REM SEPARADOR LIQUIDO-VAPOR
 3530 CS(3) = 2500
 3540 REM COMPRESOR CENTRIFUGO
 3550 CD(3) = 2000
 3560 CI(1) = CE(3) + CC(3) + CS(3) + CD(3)
 3570 REM I2 = INDICE DE COSTO PARA INSTRUMENTACION
 3580 I2 = 323.5
 3590 CI(2) = CI(1) * I2 / 297.0
 3600 REM ### 3. COSTOS INDIRECTOS
 3610 REM FI = FACTOR DE CONVERSION INDIRECTA

```

3620 FI = 0.077
3630 REN COSTO DIRECTO TOTAL
3640 CB = CE + C1(2)
3650 REN COSTOS INDIRECTOS
3660 CI = CB * FI
3670 REN $$$ 4. COSTO DEL CAPITAL
3680 CT = CB + CI
3690 REN $$$ 5. COSTOS DE OPERACION ANUALES
3700 REN ENERGIA ELECTRICA
3710 REN EE= DOLARES/ HP-H
3720 EE = 1.924E - 2
3730 CE = GT * 0090 * EE
3740 REN AGUA DE ENFRIAMIENTO
3750 REN AA= DOLARES/FT^3
3760 AA = 2.702E - 4
3770 CA = AG * 0090 * AA / 62.4
3780 CD = CE + CA
3790 REN $$$ 6. COSTO ANUAL
3800 REN NN= TIEMPO DE VIDA, AÑOS
3810 NN = 10
3820 REN IT= INTERES ANUAL
3830 IT = 0.15
3840 R = (CT * IT * (1 + IT) ^ NN) / ((1 + IT) ^ NN - 1)
3850 REN COSTO EQUIVALENTE ANUAL
3860 CX = R + CD
3870 PRINT SPC( 5)P1; SPC( 15 - LEN ( STR# (P1)))P2; SPC( 15 - LEN ( STR# (P2)))P3; SPC(
15 - LEN ( STR# (P3)))CX
3880 RETURN
3890 END
3900 REN SUBROUTINA PARA ENCONTRAR LA EFICIENCIA POLITROPICA DEL COMPRESOR
3910 IF CF > 500 AND CF < 8000 THEN NP = 0.76
3920 IF CF > 6000 AND CF < 23000 THEN NP = 0.77
3930 IF CF > 20000 AND CF < 35000 THEN NP = 0.77
3940 IF CF > 30000 AND CF < 58000 THEN NP = 0.77
3950 IF CF > 50000 AND CF < 85000 THEN NP = 0.78
3960 IF CF > 75000 AND CF < 130000 THEN NP = 0.78
3970 IF CF > 110000 AND CF < 160000 THEN NP = 0.78
3980 IF CF > 140000 AND CF < 190000 THEN NP = 0.78
3990 RETURN

```

```

1
1PRINTCHR(27);CHR(20);CHR(9);"132N"

```

B I B L I O G R A F I A

- 1.- Aries, R.S. y R.D. Newton, "Chemical Engineering Cost -- Estimation", McGraw-Hill Book Company, 1955
- 2.- Código ASME, Sección VIII, División I, Tabla UCS-23
- 3.- Corripio A.B., K.S. Chrien, L.B. Evans, "Estimate Costs of Heat Exchangers and Storage Tanks Via Correlations", Chem. Eng. Jan. 25, 1982
- 4.- Economic Indicator, Chem. Eng. May 17, 1982
- 5 - Economic Indicator, Chem. Eng. Sep. 3, 1985
- 6.- "Elliot Multistage Compressors", Bulletin 25-A, Carrier Corporation, 1975
- 7.- Gerunda A. "How to size Liquid-Vapor Separators", Chem. Eng. May 4, 1981
- 8.- Hall, Matley y McNaughton "Current Costs of Process ---- Equipment", Chem. Eng. Apr. 9, 1982
- 9.- Hooke R. y T.A. Jeeves "Direct Search Solution of Numerical and Statistical Problems", J Assoc. Comp. Mach., No. 2, 8 (1941)
- 10.- Kern D. "Procesos de Transferencia de Calor", 8ava. edición, CECSA, 1978
- 11.- Luthé R., A. Olivera y F. Schütz, "Métodos Numéricos", - Editorial LIMUSA, México 1982
- 12.- Mehra Y. R. "Refrigeration Systems for low-temperature Processes", Chem. Eng. Jul. 12, 1982
- 13.- Mulet A., A. Corripio y L.B. Evans, "Estimate Costs of - Pressure Vessels Via Correlations", Chem. Eng. Oct. 5, 1981
- 14.- Perry H.P. y C.H. Chilton, "Chemical's Engineer Handbook", 5th edition, McGraw-Hill, 1973

- 15.- Rohsenow W.M. y J.P. Hartnett, "Handbook of Heat Transfer", McGraw-Hill Book Company, 1973
- 16.- Sibley "Selecting refrigerants for Process Systems", -- Chem. Eng. May 16, 1983

Tabla A. Temperatura de saturación, a partir de la presión

Presión	Temperatura	Temp. calc.	Diferencia
5 356	-60 0	-58.9087	1.0913
7 117	-50 0	-50.4421	.442089
9 308	-40 0	-40 909	.909042
11 999	-30 0	-30.596	.596037
15 267	-20 0	-19 9165	.083492
19 189	-10 0	-9 37802	.621983
23 849	0	580965	580965
26 482	5 0	5 28305	283055
29 335	10 0	9 84324	15676
35 736	20 0	19 0608	939156
43 148	30 0	30 3827	.38274

Valores de los coeficientes:

A(1 0)=	-89 5664
A(2 0)=	0 46722
A(3 0)=	-146321
A(4 0)=	00141

Presión	Temperatura	Temp calc	Diferencia
43 148	30 0	30 3124	.312414
51 667	40 0	39 8072	192829
61 394	50 0	49 7172	282791
72 433	60 0	59 8686	.131401
84 888	70 0	70 0792	079246
98 87	80 0	80 193	193016
108 04	86 0	86 1722	.172241
114 49	90 0	90 1153	115265
131 86	100 0	99 8734	126564
151 11	110 0	109 707	293198
172 35	120 0	120 155	.154984

Valores de los coeficientes:

A(1 0)=	-31.6598
A(2 0)=	1.74058
A(3 0)=	-007741
A(4 0)=	.000015

Tabla B. Presion de vapor a partir de la Temperatura

Temperatura	Presion	Presion calc.	Diferencia
-60.0	5.358	5.3503	007696
-50.0	7.117	7.1267	009697
-40.0	9.308	9.31485	006852
-30.0	11.999	11.9979	001139
-20.0	15.267	15.2588	00818
-10.0	19.189	19.1808	008178
0	23.849	23.847	002037
5.0	26.483	26.485	002048
10.0	29.335	29.3403	005332
20.0	35.736	35.744	008033
30.0	43.148	43.1412	006847

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	23.847
A(2.0)=	.506591
A(3.0)=	.004136
A(4.0)=	000013

Temperatura	Presion	Presion calc	Diferencia
30.0	43.148	43.1428	.005153
40.0	51.667	51.6739	.006885
50.0	61.394	61.3995	.005496
60.0	72.433	72.4318	001243
70.0	84.888	84.8828	.005195
80.0	98.87	98.8647	.005287
86.0	108.04	108.035	.004684
90.0	114.49	114.49	.000404
100.0	131.86	131.87	009597
110.0	151.11	151.117	.006759
120.0	172.35	172.343	006774

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	23.896
A(2.0)=	.522825
A(3.0)=	.00373
A(4.0)=	.000018

Tabla C. Entalpia de liquido saturado a partir de la presion.

Presion	Entalpia	Entalpia calc.	Diferencia
5.358	-4.1917	-3.96744	.224259
7.117	-2.1011	-2.19198	.09088
9.308	0	-.186371	.186371
11.999	2.112	1.98967	.122331
15.267	14.2357	4.25247	.016774
19.189	6.3716	6.49887	.127274
23.849	8.5207	8.63984	.11914
26.483	7.6005	9.65872	.058222
29.335	10.684	10.6522	.031828
35.736	12.863	12.6704	.192594
43.148	15.058	15.1364	.078367

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	-10.3856
A(2.0)=	1.35085
A(3.0)=	-.030103
A(4.0)=	000289

Presion	Entalpia	Entalpia calc.	Diferencia
43.148	15.058	15.123	.065014
51.667	17.273	17.2335	.039514
61.394	19.507	19.4507	.056274
72.433	21.776	21.741	.03498
84.888	24.05	24.0693	.01931
98.87	26.365	26.4066	.041608
108.04	27.769	27.8062	.037191
114.49	28.713	28.7374	.024406
131.84	31.1	31.0726	.027423
151.11	33.531	33.4687	.062343
172.35	36.013	36.046	.033989

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	1.5548
A(2.0)=	.377685
A(3.0)=	-.00161
A(4.0)=	.000003

Tabla D. Entalpia de vapor saturado a partir de la presion.

Presion	Entalpia	Entalpia calc.	Diferencia
5.358	70.693	70.8166	.123596
7.117	71.805	71.7549	.050071
9.308	72.913	72.8101	.102928
11.999	74.015	73.9474	.067558
15.267	75.11	75.119	.009033
19.189	76.196	76.266	.069999
23.849	77.271	77.3372	.064162
26.483	77.805	77.837	.031959
29.335	78.335	78.3174	.017562
35.736	79.385	79.2787	.106255
43.148	80.419	80.4622	.043182

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	67.4009
A(2.0)=	.721919
A(3.0)=	-.016613
A(4.0)=	.000159

Presion	Entalpia	Entalpia calc.	Diferencia
43.148	80.419	80.4531	.034072
51.667	81.436	81.4134	.02256
61.394	82.433	82.4014	.031623
72.433	83.409	83.3945	.014465
84.888	84.359	84.3493	.010353
98.87	85.282	85.3048	.022819
108.04	85.821	85.8409	.019866
114.49	86.174	86.1866	.012588
131.84	87.029	87.0138	.01519
151.11	87.844	87.809	.03498
172.35	88.61	88.6288	.018768

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	73.9755
A(2.0)=	.185412
A(3.0)=	-.000896
A(4.0)=	.000001

Tabla E. Entropia de vapor saturado a partir de la presión.

Presión	Entropia	Entropia calc.	Diferencia
5.358	.17714	.176835	.000305
7.117	.17533	.175465	.000134
9.308	.17373	.173976	.000246
11.999	.17229	.17245	.000159
15.267	.17102	.17099	.000029
19.189	.16989	.169718	.000172
23.849	.16888	.168728	.000152
26.483	.16842	.168347	.000072
29.335	.16798	.168029	.000048
35.736	.16719	.167432	.000242
43.148	.16648	.16638	.000099

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	.182085
A(2.0)=	-.001144
A(3.0)=	.000032
A(4.0)=	-.0000003

Presión	Entropia	Entropia calc.	Diferencia
43.148	.16648	.166436	.000043
51.667	.16586	.165884	.000023
61.394	.1653	.165337	.000037
72.433	.16479	.164813	.000023
84.888	.16434	.164329	.000011
98.87	.16392	.163894	.000025
108.04	.16368	.163659	.00002
114.49	.16353	.163513	.000017
131.86	.16315	.163169	.000018
151.11	.16279	.162822	.000031
172.35	.16241	.162393	.000016

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	.170532
A(2.0)=	-.000123
A(3.0)=	.0000007
A(4.0)=	-1.76185e-009

Tabla F. Volumen especifico de vapor saturado a partir de la presion.

Presion	Volumen	Volumen calc.	Diferencia
5.358	6.4774	6.10097	.37643
7.117	4.9742	5.16273	.188529
9.308	3.875	4.17827	.303272
11.999	3.0585	3.22205	.163555
15.267	2.4429	2.38706	.055844
19.189	1.9727	1.772	.200697
23.849	1.608	1.44492	.163075
26.483	1.458	1.38797	.070031
29.335	1.3241	1.38183	.05773
35.736	1.0988	1.36256	.263764
43.148	.9188	.807979	.110821

Valores de los coeficientes:

A(1.0)= 9.87931
 A(2.0)= -.846187
 A(3.0)= .027959
 A(4.0)= -.000306

Presion	Volumen	Volumen calc.	Diferencia
43.148	.9188	.904452	.014347
51.667	.77357	.783381	.00981
61.394	.65537	.667998	.012628
72.433	.55839	.563278	.004888
84.888	.47818	.473828	.004351
98.87	.41135	.402867	.008482
108.04	.37657	.369533	.007036
114.49	.35529	.350889	.004401
131.86	.30794	.313698	.005757
151.11	.26769	.27975	.012059
172.35	.23324	.226725	.006534

Valores de los coeficientes:

A(1.0)= 1.87199
 A(2.0)= -.030376
 A(3.0)= .000205
 A(4.0)= -.0000004

Tabla C. Volumen especifico de liquido saturado a partir de la presion.

Presion	Volumen	Volumen calc.	Diferencia
5.358	.01036	.010367	.000007
7.117	.01046	.010455	.000004
9.308	.01056	.010556	.000003
11.999	.01067	.010667	.000002
15.267	.01079	.010787	.000002
19.189	.01091	.01091	.0000008
23.849	.01103	.011035	.000005
26.483	.01109	.011097	.000007
29.335	.01116	.011159	.0000006
35.736	.0113	.011289	.00001
43.148	.01144	.011443	.000003

Valores de los coeficientes:

A (1.0) = .010057
 A (2.0) = .000064
 A (3.0) = -.000001
 A (4.0) = 1.20052e-008

Presion	Volumen	Volumen calc.	Diferencia
43.148	.01144	.011442	.000002
51.667	.01159	.011587	.000002
61.394	.01175	.011745	.000004
72.433	.01191	.011913	.000003
84.888	.01209	.012092	.000001
98.67	.01228	.01228	.0000005
108.04	.0124	.012398	.000001
114.49	.01248	.012479	.0000003
131.86	.01269	.01269	.0000008
151.11	.01292	.012918	.000001
172.35	.01317	.01317	.0000005

Valores de los coeficientes:

A (1.0) = .010576
 A (2.0) = .000022
 A (3.0) = -7.44873e-008
 A (4.0) = 1.64922e-010

Tabla H1. Entalpia de vapor sobrecalentado
a partir de entropia y presion.
Presion= 5 psi

Entropia	Entalpia	Entalpia calc.	Diferencia
.18459	73.291	73.273	.017944
.19069	75.909	75.9134	.004402
.19663	78.582	78.593	.011024
.20244	81.309	81.3227	.013671
.20812	84.09	84.0999	.009857
.21367	86.922	86.9216	.000396
.21912	89.806	89.8007	.005325
.22445	92.738	92.7239	.014083
.23734	100.272	100.256	.015808
.24964	108.079	108.093	.01445

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	18.0485
A(2.0)=	315.973
A(3.0)=	-857.658
A(4.0)=	4153.26

Presion= 10 psi

Entropia	Entalpia	Entalpia calc.	Diferencia
.17866	75.526	75.5157	.010299
.18471	78.246	78.2229	.023109
.19061	81.014	80.9956	.018394
.19635	83.828	83.819	.009002
.20197	86.689	86.7038	.014762
.20746	89.596	89.637	.040962
.21283	92.548	92.6163	.068283
.22579	100.122	100.256	.134094
.23734	107.957	107.402	.354591
.24993	116.031	116.188	.156975

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	56.8363
A(2.0)=	-222.827
A(3.0)=	1809.11
A(4.0)=	130.463

Tabla H2. Entalpia de vapor sobrecalentado
a partir de entropia y presion.
Presion= 15 psi

Entropia	Entalpia	Entalpia calc.	Diferencia
.17134	75.131	75.1361	.005096
.17751	77.902	77.9032	.001228
.18349	80.712	80.7083	.003746
.18931	83.561	83.5572	.003829
.19498	86.451	86.4478	.003204
.20051	89.383	89.3787	.004295
.20593	92.357	92.3603	.003334
.21895	99.972	99.9757	.0037
.23135	107.835	107.843	.008018
.24317	115.929	115.922	.0065

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	38.34
A(2.0)=	51.7967
A(3.0)=	598.187
A(4.0)=	2059.62

Presion= 20 psi

Entropia	Entalpia	Entalpia calc.	Diferencia
.17222	77.55	77.5551	.005088
.17829	80.403	80.401	.001991
.18419	83.289	83.288	.000999
.18992	86.21	86.2083	.00167
.1955	89.168	89.165	.003036
.20095	92.164	92.1623	.001663
.21405	99.82	99.823	.002952
.22649	107.712	107.715	.003364
.23835	115.826	115.824	.002182

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	36.9016
A(2.0)=	78.5756
A(3.0)=	536.437
A(4.0)=	2194.72

Tabla H3. Entalpia de vapor sobrecalentado
a partir de entropia y presion.
Presion= 25 psi

Entropia	Entalpia	Entalpia calc.	Diferencia
.17414	80.088	80.1888	.100807
.18012	83.012	83.0128	.000816
.18591	85.965	85.9091	.055938
.19155	88.95	88.8782	.071777
.19704	91.968	91.9038	.064239
.21021	99.667	99.6779	.010864
.22269	107.588	107.67	.081947
.23458	115.723	115.799	.075836
.24593	124.061	123.983	.078437

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	100.028
A(2.0)=	-828.67
A(3.0)=	4926.25
A(4.0)=	-4719.46

Presion= 30 psi

Entropia	Entalpia	Entalpia calc.	Diferencia
.17065	79.765	79.7388	.026191
.17671	82.73	82.731	.001022
.18257	85.716	85.7306	.014595
.18826	88.729	88.7484	.019393
.19379	91.77	91.7856	.015647
.20704	99.513	99.5098	.003143
.21957	107.464	107.442	.022354
.23148	115.62	115.598	.022453
.24286	123.973	123.996	.023292

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	15.5561
A(2.0)=	403.441
A(3.0)=	-957.833
A(4.0)=	6674.25

Tabla H4. Entalpia de vapor sobrecalentado
a partir de entropia y presion.
Presion= 35 psi

Entropia	Entalpia	Entalpia calc.	Diferencia
.16761	79.434	79.4445	.010543
.17375	82.442	82.4409	.001121
.17968	85.463	85.4581	.004875
.18542	88.504	88.4969	.00708
.191	91.57	91.5649	.005058
.20432	99.357	99.3568	.000244
.2169	107.338	107.345	.006828
.22885	115.516	115.524	.008049
.24024	123.885	123.878	.007209

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	36.0017
A(2.0)=	104.489
A(3.0)=	542.994
A(4.0)=	3267.11

Presion= 40 psi

Entropia	Entalpia	Entalpia calc.	Diferencia
.17112	82.148	82.1536	.005592
.17712	85.206	85.2044	.001594
.18292	88.277	88.2731	.003845
.18854	91.367	91.3615	.005462
.20195	99.2	99.2028	.002784
.21457	107.212	107.215	.002616
.22655	115.412	115.415	.002532
.23797	123.796	123.793	.002807

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	34.8114
A(2.0)=	125.494
A(3.0)=	472.441
A(4.0)=	2401.55

Tabla H5. Entalpia de vapor sobrecalentado
a partir de entropia y presion.

Presion= 50 psi

Entropia	Entalpia	Entalpia calc.	Diferencia
.16655	81.54	81.5474	.007415
.17271	84.676	84.6778	.001831
.17862	87.811	87.8032	.007797
.18434	90.953	90.945	.007972
.19791	98.882	98.8764	.005546
.21064	106.938	106.957	.018714
.22268	115.202	115.2	.002456
.23414	123.618	123.614	.00428

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	32.3474
A(2.0)=	147.229
A(3.0)=	323.703
A(4.0)=	2677.28

Presion= 60 psi

Entropia	Entalpia	Entalpia calc.	Diferencia
.16892	84.126	84.1264	.000411
.17497	87.33	87.329	.000968
.18079	90.528	90.5278	.000198
.19453	98.558	98.5591	.001098
.20736	106.7	106.7	.000068
.21947	114.989	114.988	.001091
.23098	123.438	123.439	.000518

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	29.0134
A(2.0)=	219.487
A(3.0)=	121.83
A(4.0)=	3020.99

Tabla H6. Entalpia de vapor sobrecalentado
a partir de entropia y presion.
Presion= 70 psi

Entropia	Entalpia	Entalpia calc.	Diferencia
.16556	83.552	83.5614	.009407
.17175	86.832	86.8269	.005134
.17768	90.091	90.0811	.009857
.19161	98.228	98.2261	.001922
.20455	106.439	106.446	.006645
.21673	114.775	114.783	.008247
.22828	123.257	123.249	.00756

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	35.1738
A(2.0)=	126.739
A(3.0)=	643.089
A(4.0)=	2154.6

Presion= 80 psi

Entropia	Entalpia	Entalpia calc.	Diferencia
.16885	86.316	86.3102	.005821
.17489	89.64	89.6421	.002143
.18902	97.891	97.903	.011978
.20207	106.174	106.17	.003822
.21432	114.559	114.548	.011283
.22592	123.075	123.082	.006721

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	14.0864
A(2.0)=	452.878
A(3.0)=	-976.661
A(4.0)=	4902.44

Tabla H7. Entalpia de vapor sobrecalentado
a partir de entropia y presion.

Presion= 90 psi

Entropia	Entalpia	Entalpia calc.	Diferencia
.16616	85.779	85.7846	.005584
.17234	89.175	89.1713	.003677
.18667	97.548	97.5422	.005752
.19984	105.905	105.905	.000045
.21217	114.34	114.348	.007507
.22381	122.892	122.888	.003685

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	31.4889
A(2.0)=	186.821
A(3.0)=	416.542
A(4.0)=	2562.0

Presion= 100 psi

Entropia	Entalpia	Entalpia calc.	Diferencia
.16996	88.694	88.6822	011787
.18452	97.197	97.2256	.029556
.19782	105.633	105.627	.005508
.21022	114.119	114.091	.027626
.22191	122.707	122.723	.016227

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	-16.6567
A(2.0)=	934.385
A(3.0)=	-3391.16
A(4.0)=	9061.76

Tabla H8. Entalpia de vapor sobrecalentado
a partir de entropia y presion.

Presion= 120 psi

Entropia	Entalpia	Entalpia calc.	Diferencia
.16559	87.675	87.6819	.006858
.18065	96.471	96.4354	.015594
.19421	105.076	105.077	.001197
.20677	113.67	113.687	.016517
.21856	122.333	122.324	.009056

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	41.3202
A(2.0)=	31.2111
A(3.0)=	1343.99
A(4.0)=	956.076

Presion= 140 psi

Entropia	Entalpia	Entalpia calc.	Diferencia
.17718	95.709	95.7083	.00074
.19104	104.501	104.501	.000152
.20377	113.212	113.214	.001983
.21567	121.953	121.952	.001228

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	22.0786
A(2.0)=	335.151
A(3.0)=	-187.55
A(4.0)=	3620.04

Tabla H9. Entalpia de vapor sobrecalentado
a partir de entropia y presion.

Presion= 160 psi

Entropia	Entalpia	Entalpia calc.	Diferencia
.174	94.906	94.9048	.00182
.18819	103.907	103.91	.002914
.2011	112.743	112.741	.002403
.21312	121.567	121.568	.00061

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	11.1861
A(2.0)=	503.342
A(3.0)=	-999.547
A(4.0)=	5011.27

Presion= 180 psi

Entropia	Entalpia	Entalpia calc.	Diferencia
.171	94.053	94.057	.004028
.18536	103.291	103.282	.009033
.19868	112.263	112.269	.005928
.21081	121.174	121.173	.000999

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	30.9363
A(2.0)=	194.387
A(3.0)=	450.224
A(4.0)=	2173.38

Tabla H10. Entalpia de vapor sobrecalentado
a partir de entropia y presion.
Presion= 200 psi

Entropia	Entalpia	Entalpia calc.	Diferencia
.16811	93.141	93.1493	.008316
.18311	102.652	102.63	.022361
.19644	111.771	111.79	.019477
.2087	120.775	120.77	.005485

Valores de los coeficientes:

A(1.0)= 74.4198
A(2.0)= -506.661
A(3.0)= 4441.78
A(4.0)= -4551.65

Presion= 220 psi

Entropia	Entalpia	Entalpia calc.	Diferencia
.16528	92.156	91.9033	.252716
.18079	101.986	102.694	.707962
.19435	111.267	110.723	.543892
.220674	120.369	120.457	.088409

Valores de los coeficientes:

A(1.0)= 81.1916
A(2.0)= -1596.48
A(3.0)= 16050.0
A(4.0)= -36294.0

Tabla II. Entropía de vapor sobrecalentado
a partir de entalpía y presión
Presión= 5 psi

Entalpía	Entropía	Entropía calc.	Diferencia
73.291	.18459	.184742	.000151
75.909	.19069	.190681	.000008
78.582	.19663	.19655	.000079
81.309	.20244	.202339	.000101
84.09	.20812	.208041	.000079
86.922	.21367	.213644	.000026
89.806	.21912	.219144	.000023
92.738	.22445	.224529	.000079
100.272	.23734	.237458	.000117
108.079	.24964	.249562	.000077

Valores de los coeficientes:

$A(1.0) = -.076527$
 $A(2.0) = .005046$
 $A(3.0) = -.000023$
 $A(4.0) = 4.13759e-008$

Presión= 10 psi

Entalpía	Entropía	Entropía calc.	Diferencia
75.526	.17866	.178449	.000211
78.246	.18471	.184698	.000012
81.014	.19061	.190718	.000107
83.828	.19635	.196518	.000168
86.689	.20197	.202117	.000146
89.596	.20746	.207531	.00007
92.548	.21283	.212781	.000049
100.122	.22579	.225361	.000428
107.957	.23734	.237547	.000204
116.031	.24993	.249932	.000001

Valores de los coeficientes:

$A(1.0) = -.239387$
 $A(2.0) = .010042$
 $A(3.0) = -.000077$
 $A(4.0) = .0000002$

Tabla 12. Entropía de vapor sobrecalentado
a partir de entalpía y presión
Presión= 15 psi

Entalpía	Entropía	Entropía calc.	Diferencia
75.131	.17134	.17149	.000149
77.902	.17751	.177512	.000002
80.712	.18349	.183423	.000067
83.561	.18931	.189219	.000091
86.451	.19498	.194902	.000078
89.383	.20051	.200473	.000037
92.357	.20593	.205929	.0000007
99.972	.21895	.219059	.000109
107.835	.23135	.231446	.000095
115.929	.24317	.243088	.000082

Valores de los coeficientes:

$A(1.0) = -.086221$
 $A(2.0) = .004901$
 $A(3.0) = -.000022$
 $A(4.0) = 4.42325e-008$

Presión= 20 psi

Entalpía	Entropía	Entropía calc.	Diferencia
77.55	.17222	.172333	.000113
80.403	.17829	.17829	.0000002
83.289	.18419	.184126	.000064
86.21	.18992	.189843	.000076
89.168	.1955	.195444	.000055
92.164	.20095	.20093	.00002
99.82	.21405	.214128	.000078
107.712	.22649	.226583	.000093
115.826	.23835	.238282	.000068

Valores de los coeficientes:

$A(1.0) = -.079716$
 $A(2.0) = .004594$
 $A(3.0) = -.00002$
 $A(4.0) = 3.58574e-008$

Tabla 13. Entropía de vapor sobrecalentado
a partir de entalpia y presión
Presión= 25 psi

Entalpia	Entropia	Entropia calc.	Diferencia
80.088	.17414	.174226	.000086
83.012	.18012	.180116	.000004
85.965	.18591	.185869	.00004
88.95	.19155	.191494	.000056
91.968	.19704	.196993	.000047
99.667	.21021	.210221	.000011
107.588	.22269	.222745	.000054
115.723	.23458	.234612	.000032
124.061	.24593	.245893	.000036

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	-.089705
A(2.0)=	.004856
A(3.0)=	-.000023
A(4.0)=	4.88938e-008

Presión= 30 psi

Entalpia	Entropia	Entropia calc.	Diferencia
79.765	.17065	.170571	.000079
82.73	.17671	.176686	.000023
85.716	.18257	.182595	.000024
88.729	.18826	.188317	.000057
91.77	.19379	.193866	.000075
99.513	.20704	.207078	.000037
107.464	.21957	.219509	.000061
115.62	.23148	.231375	.000105
123.973	.24286	.242933	.000073

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	-.143305
A(2.0)=	.006395
A(3.0)=	-.000038
A(4.0)=	9.92744e-008

Tabla 14. Entropía de vapor sobrecalentado
a partir de entalpia y presión
Presión= 35 psi

Entalpia	Entropía	Entropía calc.	Diferencia
79.434	.16761	.167786	.000175
82.442	.17375	.173764	.000013
85.463	.17968	.179598	.000082
88.504	.18542	.185301	.000118
91.57	.191	.190883	.000117
99.357	.20432	.204316	.000003
107.338	.2169	.217018	.000117
115.516	.22885	.228968	.000117
123.885	.24024	.240137	.000103

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	-.060626
A(2.0)=	.003841
A(3.0)=	-.000013
A(4.0)=	1.68831e-008

Presión= 40 psi:

Entalpia	Entropía	Entropía calc.	Diferencia
82.148	.17065	.171127	.000476
85.206	.17671	.176801	.000091
88.277	.18257	.181913	.000657
91.367	.18826	.186567	.001693
99.2	.19379	.196881	.00309
107.212	.20704	.206667	.000373
115.412	.21957	.217794	.001776
123.769	.23168	.232322	.000642

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	-.569163
A(2.0)=	.020095
A(3.0)=	-.000184
A(4.0)=	.0000005

Tabla 15. Entropía de vapor sobrecalentado
a partir de entalpía y presión
Presión= 50 psi

Entalpía	Entropía	Entropía calc.	Diferencia
81.54	.16655	.166537	.000013
84.676	.17271	.172698	.000011
87.811	.17862	.17863	.00001
90.953	.18434	.184359	.000018
98.882	.19791	.197938	.000027
106.938	.21064	.210612	.000028
115.202	.22268	.222656	.000023
123.618	.23414	.234159	.000019

Valores de los coeficientes:

$A(1.0) = -.114367$
 $A(2.0) = .005333$
 $A(3.0) = -.000028$
 $A(4.0) = 6.71079e-008$

Presión= 60 psi

Entalpía	Entropía	Entropía calc.	Diferencia
84.126	.16892	.168979	.000058
87.33	.17497	.174956	.000014
90.528	.18079	.180739	.000051
98.558	.19453	.194492	.000037
106.7	.20736	.207387	.000026
114.989	.21947	.219519	.000048
123.438	.23098	.230949	.00003

Valores de los coeficientes:

$A(1.0) = -.071858$
 $A(2.0) = .004026$
 $A(3.0) = -.000016$
 $A(4.0) = 2.76527e-008$

Tabla 16. Entropía de vapor sobrecalentado
a partir de entalpía y presión
Presión= 70 psi

Entalpía	Entropía	Entropía calc.	Diferencia
83.552	.16556	.165664	.000104
86.832	.17175	.171726	.000023
90.091	.17768	.17759	.00009
98.228	.19161	.191533	.000076
106.439	.20455	.204598	.000048
114.775	.21673	.216832	.000101
123.257	.22828	.228216	.000063

Valores de los coeficientes:

A(1.0)= -.04372
A(2.0)= .003144
A(3.0)= -.000007
A(4.0)= 6.95878e-010

Presión= 80 psi

Entalpía	Entropía	Entropía calc.	Diferencia
86.316	.16885	.168811	.000038
89.64	.17489	.174912	.000022
97.891	.18902	.189067	.000046
106.174	.20207	.202068	.000002
114.559	.21432	.214267	.000053
123.075	.22592	.225946	.000025

Valores de los coeficientes:

A(1.0)= -.128503
A(2.0)= .005593
A(3.0)= -.000031
A(4.0)= 7.75355e-008

Tabla 17. Entropía de vapor sobrecalentado
a partir de entalpia y presión
Presión= 90 psi

Entalpia	Entropia	Entropia calc.	Diferencia
85.779	.16616	.166196	.000036
89.175	.17234	.172317	.000023
97.548	.18667	.186626	.000044
105.905	.19984	.199854	.000014
114.34	.21217	.21221	.000039
122.892	.22381	.223788	.000022

Valores de los coeficientes:

A(1.0)= -.063861
 A(2.0)= .003679
 A(3.0)= -.000013
 A(4.0)= 1.98134e-008

Presión= 100 psi

Entalpia	Entropia	Entropia calc.	Diferencia
88.694	.16996	.169997	.000037
97.197	.18452	.184448	.000072
105.633	.19782	.19782	.000002
114.119	.21022	.210286	.000066
122.707	.22191	.221878	.000031

Valores de los coeficientes:

A(1.0)= -.034709
 A(2.0)= .002823
 A(3.0)= -.000005
 A(4.0)= -4.60122e-009

Tabla 18. Entropía de vapor sobrecalentado
a partir de entalpía y presión

Presión= 120 psi

Entalpía	Entropía	Entropía calc.	Diferencia
87.675	.16539	.165407	.000017
96.471	.18065	.180618	.000032
105.076	.19421	.194212	.000002
113.67	.20677	.206793	.000023
122.333	.21856	.218549	.00001

Valores de los coeficientes:

A(1.0)= - .06422
 A(2.0)= .003629
 A(3.0)= - .000013
 A(4.0)= 2.09413e-008

Presión= 140 psi

Entalpía	Entropía	Entropía calc.	Diferencia
95.709	.17718	.177188	.000008
104.501	.19104	.191023	.000016
113.212	.20377	.20378	.00001
121.953	.21567	.215648	.000001

Valores de los coeficientes:

A(1.0)= - .066313
 A(2.0)= .003126
 A(3.0)= - .000009
 A(4.0)= 9.33944e-009

Tabla 19. Entropía de vapor sobrecalentado
a partir de entalpia y presión

Presión= 160 psi

Entalpia	Entropia	Entropia calc.	Diferencia
94.906	.174	.174018	.000017
103.907	.18819	.188139	.000051
112.743	.2011	.201148	.000048
121.567	.21312	.213105	.000015

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	.023244
A(2.0)=	.00115
A(3.0)=	.000009
A(4.0)=	-4.63061e-008

Presión= 180 psi

Entalpia	Entropia	Entropia calc.	Diferencia
94.053	.171	.171013	.000012
103.291	.18556	.185521	.000038
112.263	.19868	.198719	.000039
121.174	.21081	.210797	.000013

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	.010511
A(2.0)=	.001471
A(3.0)=	.000005
A(4.0)=	-3.69442e-008

Tabla 110. Entropía de vapor sobrecalentado
a partir de entalpía y presión
Presión= 200 psi

Entalpía	Entropía	Entropía calc.	Diferencia
93.141	14811	.168123	.000012
102.652	18311	.183081	.000028
111.771	19644	.196462	.000021
120.775	2087	.208695	.000005

Valores de los coeficientes:

A(1.0)= -.019402
 A(2.0)= .002295
 A(3.0)= -.000001
 A(4.0)= -1.22398e-008

Presión= 220 psi

Entalpía	Entropía	Entropía calc.	Diferencia
92.156	16528	16562	.000339
101.986	18079	.179999	.00079
111.267	19435	.194934	.000585
120.369	220674	.220539	.000134

Valores de los coeficientes:

A(1.0)= -2.03983
 A(2.0)= .063491
 A(3.0)= -.000618
 A(4.0)= .000002 .

Tabla J1. Volumen específico de vapor sobrecalentado a partir de entalpia y presion.

Presion= 5 psi

Entalpia	Volumen	Volumen calc.	Diferencia
73.291	7.3239	7.3306	.006697
75.909	7.6938	7.69358	.000217
78.582	8.0611	8.05754	.003561
81.309	8.4265	8.42205	.004445
84.09	8.7903	8.78686	.003438
86.922	9.1528	9.15132	.00148
89.806	9.5142	9.51533	-.001128
92.738	9.8747	9.87817	-.003469
100.272	10.773	10.7783	-.005298
108.079	11.668	11.6646	.003438

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	-5.93847
A(2.0)=	.228223
A(3.0)=	-.000725
A(4.0)=	.000001

Presion= 10 psi

Entalpia	Volumen	Volumen calc.	Diferencia
75.526	3.7906	3.79228	.001676
78.246	3.9809	3.98071	.000186
81.014	4.1691	4.16822	.000881
83.828	4.3556	4.35466	.000936
86.689	4.5408	4.54015	.000648
89.596	4.7248	4.72467	.000128
92.548	4.9079	4.90824	-.000338
100.123	5.3627	5.36361	-.000908
107.957	5.8145	5.81473	-.000235
116.031	6.2643	6.26393	.000374

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	-3.94177
A(2.0)=	.144805
A(3.0)=	-.000694
A(4.0)=	.000001

Tabla J2. Volumen especifico de vapor sobrecalentado
a partir de entalpia y presion.
Presion= 15 psi

Entalpia	Volumen	Volumen calc.	Diferencia
75.131	2.4885	2.49136	.002858
77.902	2.6201	2.62012	.000021
80.712	2.7494	2.74809	.001307
83.561	2.877	2.87524	.001755
86.451	3.0031	3.00165	.001452
89.383	3.1281	3.12732	.000773
92.357	3.2521	3.25226	.000162
99.972	3.5592	3.56119	.001989
107.835	3.8632	3.86501	.001804
115.929	4.1651	4.16355	.001545

Valores de los coeficientes:

A(1.0)= -2.2674
A(2.0)= .083267
A(3.0)= -.000312
A(4.0)= .0000006

Presion= 20 psi

Entalpia	Volumen	Volumen calc	Diferencia
77.55	2.939	2.94165	.002648
80.403	2.0391	2.0399	.000799
83.289	2.1373	2.13657	.00073
86.31	2.234	2.23189	.002111
89.168	2.3295	2.3261	.003397
92.164	2.4241	2.41944	.004662
99.82	2.6373	2.65038	.013082
107.712	2.8874	2.88114	.006264
115.826	3.1155	3.11614	.00064

Valores de los coeficientes:

A(1.0)= -2.48195
A(2.0)= .095067
A(3.0)= -.000595
A(4.0)= .000001

Tabla J3. Volumen específico de vapor sobrecalentado a partir de entalpia y presión.

Presión= 25 psi

Entalpia	Volumen	Volumen calc.	Diferencia
80.088	1.6125	1.61215	.000347
83.012	1.6932	1.69287	.000326
85.965	1.7723	1.77228	.000015
88.95	1.8502	1.85054	.000341
91.948	1.9271	1.92775	.000651
99.667	2.1161	2.11703	.000925
107.508	2.3019	2.30048	.001424
115.723	2.4857	2.48542	.00028
124.061	2.6681	2.66858	.000478

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	-1.92331
A(2.0)=	.0661
A(3.0)=	-.000346
A(4.0)=	.0000009

Presión= 30 psi

Entalpia	Volumen	Volumen calc.	Diferencia
79.765	1.3278	1.32744	.00036
82.73	1.3969	1.39667	.000233
85.716	1.4644	1.46441	.000006
88.729	1.5306	1.53089	.000292
91.77	1.5957	1.59624	.000543
99.513	1.7553	1.75572	.000424
107.464	1.9116	1.91125	.000349
115.62	2.0658	2.06492	.000883
123.973	2.2186	2.21916	.000536

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	-1.77625
A(2.0)=	.059826
A(3.0)=	-.000333
A(4.0)=	.0000008

Tabla J4. Volumen especifico de vapor sobrecalentado a partir de entalpia y presion.

Presion= 35 psi

Entalpia	Volumen	Volumen calc.	Diferencia
79.434	1.124	1.12559	.001587
82.442	1.185	1.185	.000004
85.463	1.2442	1.24344	.000762
88.504	1.3021	1.30107	.001029
91.57	1.3589	1.358	.000898
99.357	1.4975	1.49757	.000073
107.338	1.6327	1.63371	.001011
115.516	1.7659	1.76671	.00081
123.885	1.8976	1.89682	.000782

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	-1.01653
A(2.0)=	.035488
A(3.0)=	-.000126
A(4.0)=	.0000002

Presion= 40 psi

Entalpia	Volumen	Volumen calc.	Diferencia
82.148	1.0258	1.0255	.000304
85.206	1.0789	1.07881	.000089
88.277	1.1306	1.13076	.000156
91.367	1.1812	1.18154	.000338
99.2	1.3041	1.30447	.000369
107.212	1.4236	1.42337	.000229
115.412	1.5409	1.54024	.000655
123.796	1.6568	1.65721	.000413

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	-1.45371
A(2.0)=	.047603
A(3.0)=	-.000272
A(4.0)=	.0000007

Tabla J5. Volumen específico de vapor sobrecalentado a partir de entalpia y presión.

Presión= 50 psi

Entalpia	Volumen	Volumen calc.	Diferencia
81.54	.80246	.802826	.000344
84.676	.84713	.847027	.000102
87.811	.89025	.89001	.000239
90.953	.93216	.931957	.000202
98.882	1.0332	1.03329	.000088
106.958	1.1307	1.13085	.000152
115.202	1.2259	1.22591	.000009
123.618	1.3197	1.31965	.000053

Valores de los coeficientes:

A(1.0)= -1.01831
 A(2.0)= .033104
 A(3.0)= -.000165
 A(4.0)= 0000004

Presión= 60 psi

Entalpia	Volumen	Volumen calc.	Diferencia
84.126	.6921	.692655	.000554
87.33	.72964	.729471	.000168
90.528	.76588	.765394	.000483
98.558	.85247	.852181	.000288
106.7	.93531	.935583	.000272
114.989	1.0159	1.01626	.000359
123.438	1.0949	1.09465	.000246

Valores de los coeficientes:

A(1.0)= -.673592
 A(2.0)= .021967
 A(3.0)= -.000081
 A(4.0)= .0000001

Tabla J6. Volumen específico de vapor sobrecalentado a partir de entalpia y presión.

Presión= 70 psi

Entalpia	Volumen	Volumen calc.	Diferencia
33.552	.58088	.581743	.000863
86.832	.61458	.614335	.000244
90.091	.64685	.646104	.000745
98.228	.72325	.722727	.000523
106.439	.79571	.796105	.000395
114.775	.86578	.866503	.000722
123.257	.93431	.933844	.000465

Valores de los coeficientes:

$A(1.0) = -.448563$
 $A(2.0) = .314531$
 $A(3.0) = -.000025$
 $A(4.0) = -1.43085e-008$

Presión= 80 psi

Entalpia	Volumen	Volumen calc.	Diferencia
36.316	.52795	.527963	.000013
89.64	.55734	.557282	.000057
97.891	.62623	.626271	.000041
106.174	.69095	.691014	.000063
114.559	.7532	.75312	.00008
123.075	.81386	.81388	.00002

Valores de los coeficientes.

$A(1.0) = -.795313$
 $A(2.0) = .024205$
 $A(3.0) = -.000131$
 $A(4.0) = .0000003$

Tabla J7. Volumen específico de vapor sobrecalentado a partir de entalpia y presión.

Presión= 90 psi

Entalpia	Volumen	Volumen calc.	Diferencia
85.779	.46024	.460456	.000215
89.175	.48749	.487328	.00161
97.548	.55065	.550442	.00207
105.905	.60941	.609496	.000085
114.34	.6656	.665763	.00162
122.892	.72016	.720065	.000094

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	-.599339
A(2.0)=	.018033
A(3.0)=	-.000081
A(4.0)=	0.000001

Presión= 100 psi

Entalpia	Volumen	Volumen calc.	Diferencia
88.694	.43138	.431631	.00251
97.197	.49009	.4896	.0049
105.633	.54413	.544151	.000021
114.119	.59549	.595912	.00422
122.707	.64518	.644975	.00204

Valores de los coeficientes:

A(1.0)=	-.317228
A(2.0)=	.0096
A(3.0)=	-.000009
A(4.0)=	-3.78072e-008

Tabla JB. Volumen especifico de vapor sobrecalentado a partir de entalpia y presion.

Presion= 120 psi

Entalpia	Volumen	Volumen calc.	Diferencia
87 675	34655	347138	.000588
96 471	37396	39723	.001729
105 26	44606	447983	.001922
113 67	49025	48939	.00086
122 335	53267	532749	000079

Valores de los coeficientes

$$\begin{aligned}
 A(1.0) &= -241676 \\
 A(2.0) &= 007468 \\
 A(3.0) &= 000006 \\
 A(4.0) &= -0.0734e-308
 \end{aligned}$$

Presion= 140 psi

Entalpia	Volumen	Volumen calc.	Diferencia
95 709	3335	333585	000085
104 501	37564	3756	000239
113 312	41495	415215	.000224
121 953	45226	45219	00007

Valores de los coeficientes

$$\begin{aligned}
 A(1.0) &= -040537 \\
 A(2.0) &= 00121 \\
 A(3.0) &= 000046 \\
 A(4.0) &= -0000001
 \end{aligned}$$

Tabla J9. Volumen específico de vapor sobrecalentado a partir de entalpia y presión.

Presión= 160 psi

Entalpia	Volumen	Volumen calc.	Diferencia
94.906	28404	284116	000076
103.907	32301	322785	000225
112.743	35847	35869	000219
121.567	3919	391829	00007

Valores de los coeficientes.

A(1.0) = - 068428
 A(2.0) = 001554
 A(3.0) = 000038
 A(4.0) = - 0000001

Presión= 180 psi

Entalpia	Volumen	Volumen calc.	Diferencia
94.055	24519	245254	000064
103.291	28176	281571	000189
112.263	31442	314606	000185
121.174	34492	344859	00006

Valores de los coeficientes.

A(1.0) = - 162617
 A(2.0) = 003861
 A(3.0) = 000013
 A(4.0) = -8.67429e-005

Tabla J10 Volumen específico de vapor sobrecalentado a partir de entalpía y presión.

Presión= 200 psi

Entalpía	Volumen	Volumen calc.	Diferencia
93 141	2137	213783	.000082
102 652	2486	24836	00024
111 771	2791	279331	.000231
120 775	3073	307226	.000073

Valores de los coeficientes

A(1 0)= - 107521
 A(2 0)= 002027
 A(3 0)= 000027
 A(4 0)= - 0000001

Presión= 220 psi

Entalpía	Volumen	Volumen calc	Diferencia
92 156	18746	187545	000085
101 986	2213	221037	000263
111 267	25017	250418	000267
120 369	27648	27639	.000089

Valores de los coeficientes

A(1 0)= - 083776
 A(2 0)= .001075
 A(3 0)= .000034
 A(4 0)= - .0000001

Tabla K1. Temperatura de vapor sobrecalentado a partir de entalpia y presion.

Presion= 5 psi

Entalpia	Temperatura	Temp. calc.	Diferencia
73.291	-40.0	-39.5209	.479126
75.909	-20.0	-19.9843	.015724
78.582	0	-.243264	.243264
81.309	20.0	19.6676	.332436
84.09	40.0	39.7188	.281155
86.922	60.0	59.8581	.141895
89.806	80.0	80.0597	.059722
92.738	100.0	100.261	.261276
100.272	150.0	150.486	.485519
108.079	200.0	199.699	.300644

Valores de los coeficientes:

- A(1.0)= -613.38
- A(2.0)= 7.49637
- A(3.0)= .013617
- A(4.0)= -.000123

Presion= 10 psi

Entalpia	Temperatura	Temp. calc.	Diferencia
75.526	-20.0	-19.8511	.148943
78.246	0	.021771	.021771
81.014	20.0	19.9508	.049245
83.828	40.0	39.9148	.085155
86.689	60.0	59.9154	.084629
89.596	80.0	79.9401	.05986
92.548	100.0	99.9782	.021835
100.123	150.0	150.099	.098602
107.957	200.0	200.113	.112839
116.031	250.0	249.92	.079544

Valores de los coeficientes:

- A(1.0)= -717.62
- A(2.0)= 11.4914
- A(3.0)= -.034774
- A(4.0)= .000065

Tabla K2. Temperatura de vapor sobrecalentado
a partir de entalpia y presion
Presion= 15 psi

Entalpia	Temperatura	Temp. calc.	Diferencia
75.131	-20.0	-19.719	.280973
77.902	0	054405	.054405
80.712	20.0	19.9079	.092094
83.561	40.0	39.6281	.17194
86.451	60.0	59.8148	.185165
89.383	80.0	79.8601	.139862
92.357	100.0	99.9483	.051712
99.972	150.0	150.223	.222855
107.935	200.0	200.299	.299011
115.929	250.0	249.786	.21373

Valores de los coeficientes

A(1.0) = -612.497
A(2.0) = 8.46221
A(3.0) = -0.04059
A(4.0) = -0.00036

Presion= 20 psi

Entalpia	Temperatura	Temp. calc.	Diferencia
77.55	0	262974	.262974
80.403	20.0	20.0334	.033435
83.289	40.0	39.8868	.113243
86.21	60.0	59.8191	.180901
89.166	80.0	79.825	.175049
92.164	100.0	99.8907	.109268
99.82	150.0	150.171	.171326
107.712	200.0	200.309	.309158
115.826	250.0	249.803	.196716

Valores de los coeficientes

A(1.0) = -547.638
A(2.0) = 6.66303
A(3.0) = .01181
A(4.0) = -0.00085

Tabla K3. Temperatura de vapor sobrecalentado
a partir de entalpia y presion.

Presion= 25 psi

Entalpia	Temperatura	Temp. calc.	Diferencia
80.088	20.0	20.1388	.138779
83.012	40.0	40.0394	.039444
85.965	60.0	59.9563	.043731
88.95	80.0	79.9022	.097801
91.968	100.0	99.8763	.123749
99.667	150.0	149.943	.056701
107.588	200.0	200.101	.100815
115.723	250.0	250.154	.15448
124.061	300.0	299.89	.109894

Valores de los coeficientes.

A(1.0)= -588.776
 A(2.0)= 8.30688
 A(3.0)= -.008002
 A(4.0)= - 000009

Presion= 30 psi

Entalpia	Temperatura	Temp. calc.	Diferencia
79.765	20.0	19.8584	.141571
82.73	40.0	40.0137	.013736
85.716	60.0	60.0774	.077442
88.729	80.0	80.0928	.092842
91.77	100.0	100.069	.069221
99.513	150.0	149.974	.02565
107.464	200.0	199.913	.087005
115.62	250.0	249.931	.068664
123.973	300.0	300.071	.07135

Valores de los coeficientes:

A(1.0)= -639.797
 A(2.0)= 10.044
 A(3.0)= -.026526
 A(4.0)= .000053

Tabla K4. Temperatura de vapor sobrecalentado
a partir de entalpia y presion.

Presion= 35 psi

Entalpia	Temperatura	Temp. calc.	Diferencia
79.434	20.0	20.2482	.248198
82.442	40.0	40.0736	.073562
95.463	60.0	59.9191	.080909
98.504	80.0	79.8133	.186483
91.57	100.0	99.7713	.228714
99.357	150.0	149.894	.10553
107.338	200.0	200.196	.196396
115.516	250.0	250.312	.311707
123.885	300.0	299.774	.226288

Valores de los coeficientes:

A(1.0)= -472.99
 A(2.0)= 5.21142
 A(3.0)= .02021
 A(4.0)= -.000096

Presion= 40 psi

Entalpia	Temperatura	Temp. calc.	Diferencia
82.148	40.0	39.9637	.036323
85.206	60.0	60.0334	.03342
88.277	80.0	80.0383	.038307
91.367	100.0	100.014	.013626
99.2	150.0	149.951	.049285
107.212	200.0	199.971	.028717
115.412	250.0	250.031	.031219
123.796	300.0	299.999	.000579

Valores de los coeficientes:

A(1.0)= -549.853
 A(2.0)= 7.71608
 A(3.0)= -.005839
 A(4.0)= -.000008

Tabla K5. Temperatura de vapor sobrecalentado
a partir de entalpia y presion.

Presion= 50 psi

Entalpia	Temperatura	Temp. calc.	Diferencia
81.54	40.0	39.9806	.019443
84.676	60.0	60.0426	.042568
87.811	80.0	80.0314	.031433
90.953	100.0	99.9864	.013595
98.882	150.0	149.917	.082916
106.958	200.0	199.991	.008636
115.202	250.0	250.091	.090698
123.618	300.0	299.961	.039459

Valores de los coeficientes:

$$A(1.0) = -467.459$$

$$A(2.0) = 5.62686$$

$$A(3.0) = .012375$$

$$A(4.0) = -.000062$$

Presion= 60 psi

Entalpia	Temperatura	Temp. calc.	Diferencia
84.126	60.0	60.0314	.031429
87.33	80.0	80.0289	.028907
90.528	100.0	99.9795	.020477
98.558	150.0	149.899	.100998
106.7	200.0	199.997	.003036
114.989	250.0	250.122	.12204
123.438	300.0	299.943	.057464

Valores de los coeficientes:

$$A(1.0) = -400.194$$

$$A(2.0) = 3.97431$$

$$A(3.0) = .026419$$

$$A(4.0) = -.000102$$

Tabla K6. Temperatura de vapor sobrecalentado
a partir de entalpia y presion.

Presion= 70 psi

Entalpia	Temperatura	Temp. calc.	Diferencia
83.552	60.0	60.0758	.07584
86.832	80.0	80.0297	.029739
90.091	100.0	99.9459	.054069
98.228	150.0	149.842	.158173
106.439	200.0	200.008	.007827
114.775	250.0	250.193	.19339
123.257	300.0	299.906	.094024

Valores de los coeficientes:

A(1.0)= -310.955
 A(2.0)= 1.47458
 A(3.0)= .046711
 A(4.0)= -.000163

Presion= 80 psi

Entalpia	Temperatura	Temp. calc.	Diferencia
86.316	80.0	79.9811	.018905
89.64	100.0	100.05	.049652
97.891	150.0	149.974	.024307
106.174	200.0	199.96	.040023
114.559	250.0	250.045	.044738
123.075	300.0	299.989	.010955

Valores de los coeficientes:

A(1.0)= -350.175
 A(2.0)= 3.13106
 A(3.0)= .030804
 A(4.0)= -.000108

Tabla K7. Temperatura de vapor sobrecalentado
a partir de entalpia y presion.

Presion= 90 psi

Entalpia	Temperatura	Temp. calc.	Diferencia
85.779	80.0	80.0439	.043891
89.175	100.0	100.017	.017334
97.548	150.0	149.881	.119293
105.905	200.0	199.972	.028106
114.34	250.0	250.157	.156647
122.892	300.0	299.93	.070159

Valores de los coeficientes:

A(1.0)= -229.714
 A(2.0)= -.077556
 A(3.0)= .059876
 A(4.0)= -.000196

Presion= 100 psi

Entalpia	Temperatura	Temp. calc.	Diferencia
88.494	100.0	99.9837	.016304
97.197	150.0	150.05	.04953
105.633	200.0	199.964	.036483
114.119	250.0	249.994	.005905
122.707	300.0	300.009	.00949

Valores de los coeficientes:

A(1.0)= -302.077
 A(2.0)= 2.29772
 A(3.0)= .035481
 A(4.0)= -.000115

Tabla K8. Temperatura de vapor sobrecalentado
a partir de entalpia y presion.

Presion= 120 psi

Entalpia	Temperatura	Temp. calc.	Diferencia
87.675	100.0	100.244	.244492
94.471	150.0	149.543	.45665
105.076	200.0	199.943	.056564
113.67	250.0	250.504	.503845
122.333	300.0	299.766	.233917

Valores de los coeficientes:

A(1.0)= 175.439
 A(2.0)= -10.9554
 A(3.0)= .158965
 A(4.0)= -.000499

Presion= 140 psi

Entalpia	Temperatura	Temp. calc.	Diferencia
95.709	150.0	150.251	.251129
104.501	200.0	199.282	.718079
113.501	250.0	250.706	.705704
121.953	300.0	299.761	.23877

Valores de los coeficientes:

A(1.0)= -197.135
 A(2.0)= .88291
 A(3.0)= .037917
 A(4.0)= -.000096

Tabla K9. Temperatura de vapor sobrecalentado
a partir de entalpia y presion.
Presion= 160 psi

Entalpia	Temperatura	Temp. calc.	Diferencia
94.906	150.0	149.984	.016479
103.907	200.0	200.044	.043838
112.743	250.0	249.961	.038833
121.567	300.0	300.011	.011291

Valores de los coeficientes:

A(1.0)= -178.106
A(2.0)= .192899
A(3.0)= .047306
A(4.0)= -.000136

Presion= 180 psi

Entalpia	Temperatura	Temp. calc.	Diferencia
94.053	150.0	149.968	.031601
103.291	200.0	200.098	.098007
112.263	250.0	249.901	.099197
121.174	300.0	300.033	.032745

Valores de los coeficientes:

A(1.0)= -187.69
A(2.0)= .970857
A(3.0)= .037017
A(4.0)= -.000097

Tabla K10. Temperatura de vapor sobrecalentado
a partir de entalpia y presion.

Presion= 300 psi

Entalpia	Temperatura	Temp. calc.	Diferencia
93.141	150.0	149.989	.01091
102.652	200.0	200.01	.009963
111.771	250.0	250.009	.009445
120.775	300.0	299.991	.008605

Valores de los coeficientes:

$$A(1.0) = 94.1295$$

$$A(2.0) = -6.48363$$

$$A(3.0) = .103866$$

$$A(4.0) = -0.00298$$

Presion= 220 psi

Entalpia	Temperatura	Temp. calc.	Diferencia
92.154	150.0	150.026	.026138
101.986	200.0	199.852	148087
111.267	250.0	250.208	207748
120.369	300.0	299.914	.085845

Valores de los coeficientes:

$$A(1.0) = 479.497$$

$$A(2.0) = -16.9674$$

$$A(3.0) = 20005$$

$$A(4.0) = -0.00595$$

APENDICE 2. Dimensionamiento de Separadores Líquido-Vapor

Los separadores líquido-vapor son usados principalmente - para separar un líquido del vapor, cuando el volumen del líquido es pequeño comparado con el del vapor. La separación se lleva a cabo suministrando un sistema en el cual las partículas de líquido son dirigidas por la fuerza de gravedad - más que por la fuerza del flujo de vapor.

De los diferentes métodos encontrados en la literatura, - para dimensionar separadores verticales, el publicado por -- Gerunda parece ser el más confiable (Gerunda A. "How to size Liquid-Vapor Separators". Chem. Eng. May 4, 1981).

Ecuación para la velocidad permitida del vapor.

La fricción (drag) ejercida en una partícula líquida debido al movimiento relativo entre ella y el vapor que la rodea se determina por la ecuación:

$$F_D = \frac{C_D A_p \rho_v u^2}{2}$$

donde C_D = coeficiente de fricción (drag)

A_p = área proyectada de la partícula

ρ_v = densidad del vapor

u = velocidad relativa entre la partícula y el vapor

La gravedad acelera la caída de una partícula hasta que - su fuerza es compensada por una resistencia al avance. Luego, la partícula cae a una velocidad terminal constante. Cuando las partículas son esféricas, la velocidad terminal está dada por:

$$u_t = \left(\frac{4 g D_p (\rho_l - \rho_v)}{3 \rho_v C_D} \right)^{1/2}$$

donde D_p = diámetro de la partícula
 ρ_l = densidad de la partícula líquida
 ρ_v = densidad del vapor

En la región de la ley de Stoke ($Re < 1.0$, y tamaño de --- partículas de 3-100 μm), la velocidad terminal es,

$$u_t = \frac{g D_p^2 (\rho_l - \rho_v)}{18 \mu_v}$$

donde μ_v = viscosidad del vapor

Souders y Brown propusieron la expresión,

$$u_s = K \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v} \right)$$

donde u_s = velocidad superficial del vapor

K = constante basada en la tensión superficial, tamaño de la gota y características físicas que afectan el entrapamiento

La similitud entre esta ecuación y la de la velocidad terminal aparece si,

$$u_t = K' \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v} \right)^{1/2}$$

para la mayoría de los sistemas, K' varía entre 0.1 y 0.35, siendo 0.227 un valor satisfactorio para el diseño

Cálculo del diámetro de separadores verticales.

Ya que la velocidad del vapor es una función directa del diámetro del recipiente, esta ecuación puede ser usada para el diseño de separadores verticales. Después de que el flujo volumétrico del vapor ha sido calculado, el área seccional del separador puede ser determinada simplemente dividiendo este flujo entre la velocidad terminal.

Sin embargo, para asegurar una buena separación del líquido, un buen separador deberá ser dimensionado para que la velocidad del vapor permitida, sea menor a la velocidad ter-

terminal. Los investigadores han determinado que esta velocidad sea el 15% de la velocidad terminal. Al emplear un eliminador de niebla, la velocidad del vapor se puede igualar a la velocidad terminal.

Determinación del nivel del líquido (sump).

El procedimiento siguiente es un estándar en el diseño de procesos de separadores líquido-vapor.

1. La velocidad del vapor permisible, U_a , en un separador -- deberá ser igual a la velocidad terminal U_t , calculandose al redondear el diámetro del recipiente a las próximas seis --- pulgadas, cuando se utiliza un eliminador de niebla. Sin embargo, U_a no deberá ser mayor al 15% de U_t cuando el separador no está equipado con este tipo de eliminador.

2. El espacio de separación -- la distancia entre la boquilla de alimentación y la parte inferior del eliminador de nie--- bla -- deberá ser igual al diámetro del separador. Sin embar--- go, cuando el diámetro del separador sea menor a tres pies, la altura de este espacio deberá ser como mínimo tres pies.

3. La distancia entre la boquilla de entrada y el nivel má--- ximo de líquido deberá ser igual a la mitad del diámetro del recipiente, o un mínimo de dos pies.

4. La distancia entre la tangente superior del separador y -- la parte inferior del eliminador de niebla deberá tener un -- mínimo de un pie tres pulgadas.

5. Diámetros de recipientes de tres pies y mas grandes, se--- rán especificados en incrementos de seis pulgadas. La longi--- tud será especificada en incrementos de tres pulgadas.

A continuación se encuentra el listado de un programa para dimensionar este tipo de recipientes verticales.

```

110 rem Programa para el diseno de Separadores Liquido-Vapor
20 rem
30 rem Realizado por: Horacio Olivo Hernandez
40 rem
50 rem Este programa fue basado en el algoritmo presentado
60 rem por Arthur Gerunda, How to size Liquid-Vapor Separators
70 rem Chem. Eng. May 4, 1981
80 rem
90 rem
100 print chr$ ( 27);"K",
110 print " print
120 print "
130 print chr$ ( 27);"I"; chr$ ( 160);
140 print "Separadores Liquido-Vapor"
150 print chr$ ( 27);"I"; chr$ ( 128)
160 print
170 print "          Flujos, lb/s"
180 print
190 input "          Liquido: ";wl
200 input "          Vapor: ";wv
210 print
220 print "          Densidades, lb/ft^3"
230 input "          Liquido: ";rl
240 input "          Vapor: ";rv
250 print " print
260 input "          Tiempo de retencion, s:";tr
270 print " print
280 input "          Demister, s/n          ";ds
290 rem
300 rem Dimensionamiento del separador
310 rem
320 pi= 3.1416
330 ut= 227 * sqr ((rl-rv)/rv)
340 if ds="s" then ua=ut
350 if ds="n" then ua= 15 *ut
360 ad=wv/ua
370 d= sqr ( 4*ad/pi)
380 if d<= 3 then d1= int (d);dd=d-d1;pu= 6; if dd>= .5 then pu= 0
390 if d< 3 then d1= int (d);dd=d-d1;pu= int (dd* 12+ 5)
400 al=(pi/ 4)*(d1+pu/ 12)^ 2
410 su=wl*tr/(al*rl)
420 de= d
430 if de<= 3 then de= 3
440 di= 5 *d
450 if di<= 2 then di= 2
460 dm= 1.25
470 h1=su+de+di+dm;h1= int (h1);h2=h-h1;h3= int ( 12*h2+ .5)
480 print
490 print "          Diametro: ";d1;" ft ";pu;" in"
500 print "          Altura: ";h1;" ft ";h3;" in"

```

APENDICE 3. ESTIMACION DE COSTOS DE RECIPIENTES A PRESION.

En el artículo publicado por Mulet, Corripio y Evans en - Octubre de 1981 en la revista Chemical Engineering, dan a -- conocer cuales fueron las bases que consideraron para el --- desarrollo del estimado de costos para recipientes en ASPEN (Advanced System for Process Engineering).

En ASPEN, el estimado de costo para equipos es del tipo - grado de estudio preliminar (con un grado de exactitud del - 30%), y están basados en datos de costos del primer cuarto - de 1979, cuando el índice de equipo fabricado reportado en - esta misma revista era de 252.5.

El costo de recipiente a presión incluye costos de coraza del recipiente, boquillas, entrada de hombre, faldones y silietas. Esto fue posible porque los costos de recipientes -- suministrados por PDGS incluían números estandar de boqui--- llas, entradas de hombre, faldones y silietas recomendadas - por el código ASME. El costo de plataforma y escalera fue -- correlacionado separado del costo del recipiente.

El análisis de correlación de los datos de este costo se hizo para 58 recipientes horizontales y 12 verticales, y se encontró que el costo del recipiente se correlaciona igual-- mente bien con el peso del recipiente real (incluyendo accesorios), que únicamente con el peso de la coraza (incluyendo tapas).

La ecuación para calcular el peso del recipiente incluye tapas elípticas 2:1, e ignora las boquillas, entradas de --- hombre y soportes.

Ya que este peso es calculado a partir del diámetro, longitud de tangente a tangente y presión de diseño, el costo -

del recipiente fue correlacionado contra este peso.

Para las correlaciones de los doce recipientes verticales, las desviaciones estándar fueron de 7.9% para el costo de recipientes y 4.4% para el costo de plataformas y escaleras.

Para calcular el estimado de costo total de un recipiente Ct, en un material de construcción diferente al acero al carbón, se utiliza la siguiente ecuación,

$$Ct = Fm Cb + Ca$$

El factor de costo por material de construcción, se selecciona de la Tabla I.

Tabla I Factores de Costo por Material de Construcción

Material	Factor de Costo, Fm
Acero Inoxidable, 304	1.7
Acero Inoxidable, 316	2.1
Carpenter 20CB-3	3.2
Níckel-200	5.4
Monel-400	3.6
Inconel-600	3.9
Incoloy-825	3.7
Titanium	7.7

Espeor de pared para presión interna

Si la presión de diseño es positiva, el esfuerzo en la costura longitudinal es la que gobierna, y el espesor de pared para soportar la presión de diseño es calculada,

$$T_p = \frac{P_d R}{SE - 0.6 P_d}$$

El esfuerzo máximo permisible, S, es una propiedad del material específico de construcción.

La ecuación para calcular el peso del recipiente es la siguiente.

$$W_s = \pi D_i (T_l + 0.8116 D_i) T_w \rho$$

Correlaciones para el costo de recipientes verticales

Recipiente de acero al carbón (W_s en lb, límite inferior= 4876, límite superior= 226000 lb)

$$C_b = \exp(8.800 - 0.28885 (\ln W_s) + 0.04576 (\ln W_s)^2)$$

Plataformas y escaleras (D_i y T_l en ft, límite inferior - D_i= 6, T_l= 12, límite superior D_i= 10, T_l= 20)

$$C_a = 182.5 D_i^{0.73960} T_l^{0.70684}$$

En este artículo también se presentan ecuaciones para estimar el costo de recipientes horizontales, cálculo del espesor de pared de recipientes a vacío y por carga de viento.

A continuación se anexa el listado del programa para la evaluación del costo de recipientes verticales.

```

610 rem-----programa: rec.ba-----
20 rem-
30 rem- COSTO DE RECIPIENTES VERTICALES
40 rem-
50 rem-----
60 clear
70 pi= 3.141592654
80 print chr$( 27);"I";
90 print : print
100 print tab ( 27);"ESTIMACION DE COSTOS"
110 print : print tab ( 35);"DE"
120 print : print tab ( 27);"RECIPIENTES A PRESION"
130 print : print tab ( 22);"Por medio de las correlaciones"
140 print : print : print tab ( 32);"de"
150 print : print tab ( 30);"Antonio Mulet"
160 print tab ( 30);"Armando B. Corrisio"
170 print tab ( 30);"Lawrence B. Evans"
180 print : print : print
190 print tab ( 29);"(( Teclaa ENTER para continuar ))"
200 input a$
210 print chr$( 27);"K";
220 rem-----Entrada de datos-----
230 print : print
240 print tab ( 20);"Material de Construccion:"
250 print : print : print
260 print tab ( 20);"1, Stainless Steel, 304"
270 print tab ( 20);"2, Stainless Steel, 316"
280 print tab ( 20);"3, Carpenter 20CR-3"
290 print tab ( 20);"4, Nickel - 200"
300 print tab ( 20);"5, Monel - 400"
310 print tab ( 20);"6, Inconel - 625"
320 print tab ( 20);"7, Incoloy - 825"
330 print tab ( 20);"8, Titanium"
340 print tab ( 20);"9, Carbon Steel"
350 print : print : print
360 print tab ( 45);"Opcion_____";
370 input opcion
380 if opcion= 1 then fa= 1.7
390 if opcion= 2 then fa= 2.1
400 if opcion= 3 then fa= 3.2
410 if opcion= 4 then fa= 5.4
420 if opcion= 5 then fa= 3.6
430 if opcion= 6 then fa= 3.9
440 if opcion= 7 then fa= 3.7
450 if opcion= 8 then fa= 7.7
460 if opcion= 9 then fa= 1.0
470 print chr$( 27);"I";
480 print : print : print
490 print tab ( 20);"Calculo del espesor de la Coraza"
500 print tab ( 35);"I"
510 print tab ( 27);"peso de la coraza"
520 print : print : print

```

```

530 print tab ( 5);"Presion manometrica, psi _____";
540 input pg
550 print tab ( 5);"Radio interno, in _____";
560 input r
570 print tab ( 5);"Longitud de tangente a tangente, in _____";
580 input tl
590 print tab ( 5);"Esfuerzo maximo permisible, psi _____";
600 input s
610 print tab ( 5);"Eficiencia de junta _____";
620 input e
630 print tab ( 5);"densidad del material, lb/in*3 _____";
640 input de
650 tp=pggr/(sae-.6 pgq)
660 di=r*2
670 if tp) 3 then gosub 710 : print tab ( 35);"Espesor=";ei;" ";te3;" /4 in";goto1000
680 if tp) 2 then gosub 760 : print tab ( 35);"Espesor=";ei;" ";te3;" /8 in";goto1000
690 if tp) 1 then gosub 820 : print tab ( 35);"Espesor=";ei;" ";te3;" /16 in"; goto 940
700 if tp) 0 then gosub 880 : print tab ( 35);"Espesor=";ei;" ";te3;" /32 in"; goto 940
710 ei= int (tp)
720 ed=(tp-ei)
730 e2= 4*ed
740 te=e1+e3/ 4
750 return
760 ei= int (tp)
770 ed=tp-ei
780 e2= 8*ed
790 e3= int (e2+ 1)
800 te=e1+e3/ 8
810 return
820 ei= int (tp)
830 ed=tp-ei
840 e2= 16*ed
850 e3= int (e2+ 1)
860 te=e1+e3/ 16
870 return
880 ei= int (tp)
890 ed=tp-ei
900 e2= 32*ed
910 e3= int (e2+ 1)
920 te=e1+e3/ 32
930 return
940 es=pi*di*(tl+.8116 ad)/sae*de
950 cb= exp ( 8.271 - .233 * log (es)+.04333 *( log (es))^ 2)
960 ca= 1012.2 *ei^ .20294
970 ct=f*mc*bc*ca
980 print : print
990 print tab ( 5);"Peso="; "rmt;" lb"
1000 print tab ( 5);"Coraza="; "rcb;" dlis."
1010 print tab ( 5);"Plataforma y escalera="; "icc;" dlis."
1020 print tab ( 5);"Costo Total="; "ict;" dlis."
1030 end

```

APENDICE 4. Estimación de Costos de Cambiadores de Calor

(Corripio A.B., K.S. Chrien y L.B. Evans, "Estimate Costs of Heat Exchangers and Storage Tanks Via Correlations", Chem.Eng. Jan 25, 1982)

El costo de un intercambiador de calor es calculado por la siguiente ecuación,

$$C_e = C_b F_d F_p F_m$$

donde

C_e = costo del cambiador de tubo y coraza

C_b = costo base

F_d = factor de costo por tipo de diseño

F_m = factor por material de construcción

F_p = factor de costo por presión de diseño

El costo base es para un intercambiador de tubo y coraza con cabeza flotante, fabricado de acero al carbon, y diseñado para una presión de 100 psig.

El costo del cambiador se evalúa únicamente contra el área de transferencia de calor requerida sin tomar en cuenta el diámetro de la coraza, el número y longitud de los tubos. Esta precisión alcanzada es suficiente para un estimado de costos preliminar.

Las correlaciones para el costo base C_b , los factores de costo por tipo de diseño F_d , y por presión de diseño F_p , se listan en la Tabla I, y las correlaciones para nueve materiales de construcción se listan en la Tabla II.

Estas correlaciones fueron desarrolladas para usarse en ASPEN (Advanced System for Process Engineering). ASPEN es un programa simulador desarrollado en el MIT (Massachusetts

Institute of Technology), bajo el patrocinio del Departamento de Energía de los E.U. y la industria privada, para determinar la factibilidad técnica y económica de la conversión de la energía fósil y otros procesos químicos.

Los datos en los costos de intercambiadores de calor fueron adquiridos de PDQs, Inc. para diez materiales de construcción distintos y tres diseños diferentes. Los datos fueron evaluados para Marzo de 1979 cuando el índice de equipo fabricado reportado en la revista (Chemical Engineering) era de 252.5.

Tabla 1 Correlación para Cambiadores de Calor

- Costo base para acero al carbón, cabeza flotante, y presión de 100 psig

$$C_e = \exp (8.551 - 0.30863 (\ln A) + 0.06811 (\ln A)^2)$$

- Factor de costo por el tipo de cambiador.

Cabezal fijo $F_d = \exp (-1.1156 + 0.0906 (\ln A))$

Caldereta $F_d = 1.35$

Tubo - U $F_d = \exp (-0.9816 + 0.0830 (\ln A))$

- Factor de costo por presión de diseño

100 a 300 psig $F_p = 0.7771 + 0.04981 (\ln A)$

300 a 600 psig $F_p = 1.0305 + 0.07140 (\ln A)$

600 a 900 psig $F_p = 1.1400 + 0.12088 (\ln A)$

donde A está en ft²; límite inferior 150 ft², límite superior 12,000 ft².

Tabla II. Factores de Costo para Materiales de Construcción

$$A = (t^2); F_m = q_1 + q_2 \quad (\ln A)$$

Material	q_1	q_2
Acero Inoxidable 316	0.8608	0.23296
Acero Inoxidable 304	0.8193	0.15984
Acero Inoxidable 347	0.6116	0.22186
Níckel 200	1.5092	0.60859
Monel 400	1.2989	0.43377
Inconel 600	1.2040	0.50706
Incoloy 825	1.1854	0.49706
Titanio	1.5420	0.42913
Hastelloy	0.1549	1.51774

LIST

```

10 MORE
20 VTAB 11 HTAB 31 PRINT '<< COSTO DE CAMBIADORES DE CALOR >>'
30 VTAB 41 HTAB 71 PRINT 'AREA REQUERIDA, FT^2'
40 VTAB 51 HTAB 30: PRINT '-----'
50 VTAB 91 HTAB 51: PRINT 'TIPO DE CAMBIADOR:'
60 VTAB 111 HTAB 10: PRINT '1. FIXED-HEAD'
70 HTAB 10: PRINT '2. KETTLE REBOILER'
80 HTAB 10: PRINT '3. U-TUBE'
90 HTAB 10: PRINT '4. FLOATING HEAD'
100 VTAB 19: HTAB 20: PRINT 'OPCION:'
110 VTAB 201 HTAB 30: PRINT '-'
120 VTAB 44 HTAB 30: INPUT A
130 IF A < 125 OR A > 12000 THEN 120
140 VTAB 19: HTAB 30: INPUT O1
150 IF O1 > = 5 OR O1 < = 0 THEN 140
160 MORE
170 VTAB 11 HTAB 31: PRINT '<< COSTO DE CAMBIADORES DE CALOR >>'
180 VTAB 41 HTAB 51: PRINT 'PRESION DE DISEÑO, PSIG'
190 VTAB 71 HTAB 51: PRINT 'MATERIAL DE CONSTRUCCION:'
200 VTAB 91 HTAB 0: PRINT '0. CARBON STEEL'
210 HTAB 0: PRINT '1. STAINLESS STEEL 316'
220 HTAB 0: PRINT '2. STAINLESS STEEL 304'
230 HTAB 0: PRINT '3. STAINLESS STEEL 347'
240 HTAB 0: PRINT '4. NICKEL 200'
250 HTAB 0: PRINT '5. INCONEL 400'
260 HTAB 0: PRINT '6. INCONEL 600'
270 HTAB 0: PRINT '7. INCOLOY 825'
280 HTAB 0: PRINT '8. TITANIUM'
290 HTAB 0: PRINT '9. HASTELLOY'
300 VTAB 22: HTAB 27: PRINT 'OPCION: '
310 VTAB 41 HTAB 30: INPUT P
320 IF P < 100 OR P > 900 THEN 310
330 VTAB 22: HTAB 36: INPUT O2
340 IF O2 < 0 OR O2 > 9 THEN 330
350 REM RANGE COST FOR CARBON-STEEL FLOATING-HEAD, 100 PSIG EXCHANGER
360 CD = EXP (0.351 - 0.30663 * LOG (A) + 0.06011 * ( LOG (A) ) ^ 2)
370 REM EXCHANGER-TYPE COST FACTOR
380 IF O1 = 1 THEN FD = EXP (- 1.1156 + 0.0956 * LOG (A)) * CD = 'FIXED-HEAD'
390 IF O1 = 2 THEN FD = 1.35 * CD = 'KETTLE REBOILER'
400 IF O1 = 3 THEN FD = EXP (- 0.9816 + 0.0830 * LOG (A)) * CD = 'U-TUBE'
410 IF O1 = 4 THEN FD = 1.17 * CD = 'FLOATING HEAD'
420 REM DESIGN-PRESSURE COST FACTOR
430 IF P > = 100 THEN FP = 0.7771 + 0.04991 * LOG (A)
440 IF P > = 300 THEN FP = 1.0305 + 0.07100 * LOG (A)
450 IF P > = 600 THEN FP = 1.1400 + 0.12000 * LOG (A)
460 REM MATERIAL OF CONSTRUCTION COST FACTOR
470 IF O2 = 0 THEN FN = 1.10 = 'CARBON STEEL'
480 IF O2 = 1 THEN FN = 0.8600 + 0.23296 * LOG (A) * FN = 'STAINLESS STEEL 316'
490 IF O2 = 2 THEN FN = 0.8193 + 0.15904 * LOG (A) * FN = 'STAINLESS STEEL 304'
500 IF O2 = 3 THEN FN = 0.6116 + 0.22106 * LOG (A) * FN = 'STAINLESS STEEL 347'
510 IF O2 = 4 THEN FN = 1.5092 + 0.66059 * LOG (A) * FN = 'NICKEL 200'

```



```

520 IF O2 = 5 THEN FN = 1.2989 + 0.43377 * LOG (A):NO = 'MONEL 400'
530 IF O2 = 6 THEN FN = 1.2040 + 0.50764 * LOG (A):NO = 'INCONEL 600'
540 IF O2 = 7 THEN FN = 1.1854 + 0.49706 * LOG (A):NO = 'INCOLOY 825'
550 IF O2 = 8 THEN FN = 1.5420 + 0.42913 * LOG (A):NO = 'TITANIUM'
560 IF O2 = 9 THEN FN = 0.1549 + 1.51774 * LOG (A):NO = 'HASTELLOY'
570 CE = CB * FB * FP * FN
580 NOME
590 VTAB 1: HTAB 3: PRINT '<< COSTO DE CAMBIADORES DE CALOR >>'
600 VTAB 5: HTAB 7: PRINT 'TIPO DE CAMBIADOR:'
610 VTAB 6: HTAB 25: PRINT T0
620 VTAB 8: HTAB 7: PRINT 'MATERIAL DE CONSTRUCCION:'
630 VTAB 10: HTAB 15: PRINT M0
640 VTAB 12: HTAB 7: PRINT 'PRESION DE DISEÑO= 'I0:' PSIG'
650 VTAB 15: HTAB 7: PRINT 'AREA REQUERIDA= 'A0:' FT^2'
660 VTAB 18: HTAB 7: PRINT 'COSTO= 'ICE:' B.L.L.'
670 END

```