

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE PETROLEO

LIMA - PERU

DISEÑO DE UNA ESTACION DE
COMPRESION PARA GAS NATURAL

Por

JORGE CHAVEZ DIAZ

(Promoción 1949)

DISEÑO DE UNA ESTACION DE COMPRESORES PARA GAS NATURAL

Contiene:

I.- COMPRESION

- 1.- Cálculo del coeficiente adiabático de compresión.
- 2.- Diseño y selección de compresores:
 - a) Compresores de 10" Hg. de vacío hasta 125 Lbs/pg².
 - b) Compresores de 125 a 450 Lbs/pg²
- 3.- Diseño de las cámaras de expansión:
 - a) Para compresores de 125 Lbs/pg².
 - b) Para compresores de 450 Lbs/pg².
- 4.- Diseño de la tubería principal:
 - a) Para compresores de 125 Lbs/pg² primera etapa.
 - b) Para compresores de 125 Lbs/pg² segunda etapa.
 - c) Para los compresores de 450 Lbs/pg².

II.- CONDENSACION Y VAPORIZACION

- a) Condensación debida a compresión de 35 Lbs/pg²
- b) Condensación debida a compresión de 125 Lbs/pg².
- c) Condensación debida a compresión de 450 Lbs/pg².

III.- SEPARACION DE GAS Y LIQUIDO

- a) Separador en la línea de succión de la primera etapa de compresión.
- b) Separador en la línea de descarga de la primera etapa de compresión.

- c) Separador en la línea de succión del compresor de 450 Lbs/pg².
- d) Separador en la línea de descarga del compresor de 450 Lbs/pg².

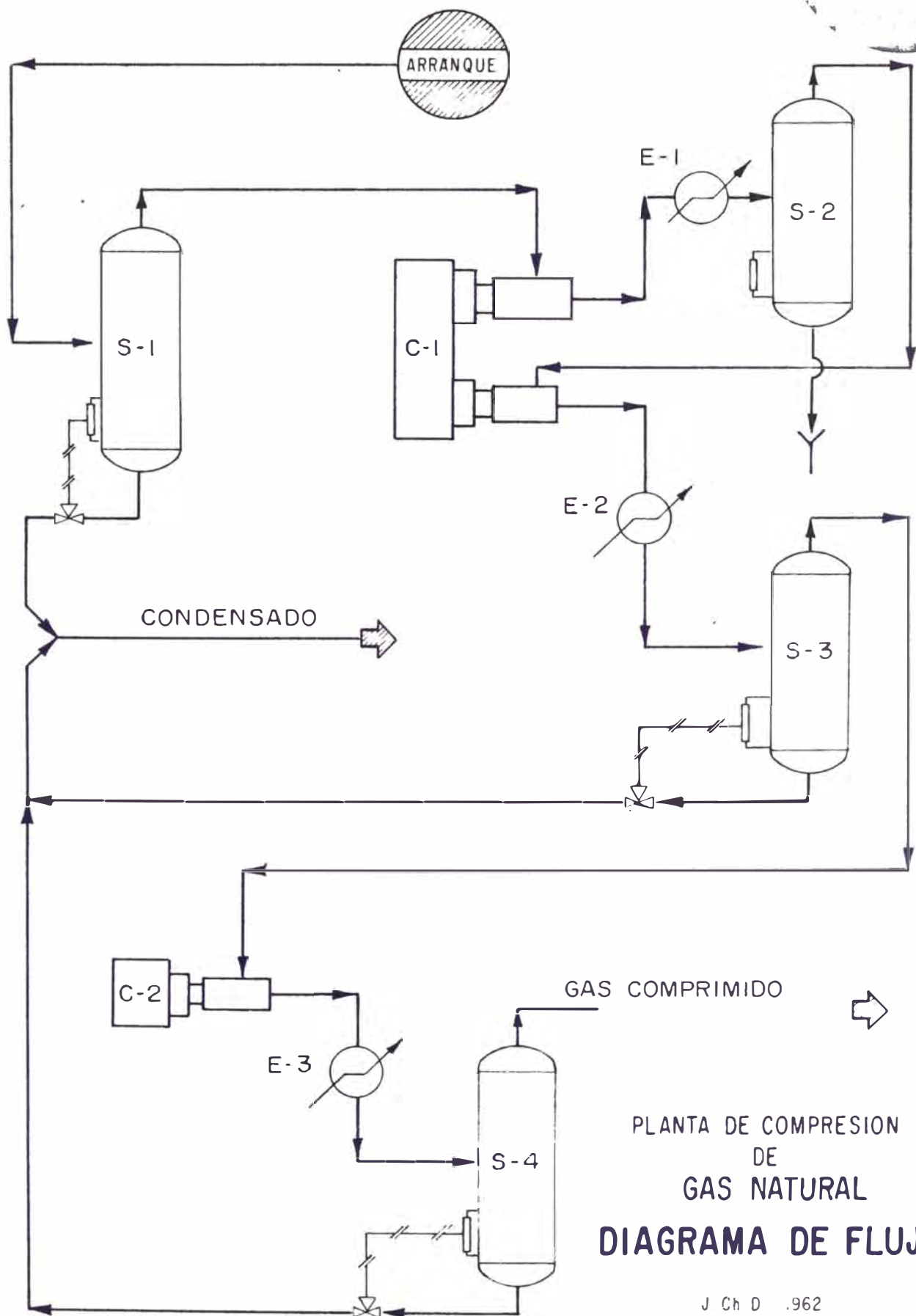
IV.- DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

- a) Enfriador de gas de la primera etapa de compresión.
- b) Enfriador de gas de la segunda etapa de compresión.
- c) Enfriador de gas de la etapa final de compresión.

DATOS BASICOS PARA EL DISEÑO

- 1.- Volumen de gas a procesar 15'000,000 de PCD, medidos a 14.7 lbs/pg² y 60 °F.
- 2.- Presión del gas en los separadores de petróleo 10 pulgadas de mercurio de vacío.
- 3.- Temperatura del gas 80 °F.
- 4.- Presión final de compresión: 450 lbs/pg².
- 5.- Composición del gas rico que se va a procesar:

<u>Componente</u>		<u>Mol %</u>
Metano	C ₁	81.02
Etano	C ₂	6.72
Propano	C ₃	3.90
iso-Butano	i-C ₄	1.30
normal-Butano	n-C ₄	1.62
iso-Pentano	i-C ₅	1.01
normal-Pentano	n-C ₅	1.15
Hexano †	C ₆ †	1.18
CO ₂	CO ₂	0.20
O ₂	O ₂	0.40
N ₂	N ₂	1.50
		<hr/> 100.00



PLANTA DE COMPRESION
DE
GAS NATURAL
DIAGRAMA DE FLUJO

J Ch D .962

DISEÑO DEL PROCESO

SELECCION DEL EQUIPO DE COMPRESION.

Conociendo las condiciones del proceso, la selección del equipo de compresión por medio de los cálculos necesarios se reduce a lo siguiente:

- 1.- La potencia del compresor o compresores.
- 2.- El tamaño de los cilindros de compresión.

Seleccionado el equipo de compresión es necesario calcular:

- 3.- La capacidad actual del equipo
- 4.- La carga actual del compresor.

1.- La Potencia del Compresor.

$$\text{BHP} = \frac{\text{BHP/MMPCD} \times \text{Capacidad}}{10^6} \quad (\text{Ecuación 1})$$

donde:

BHP = Caballos de fuerza o HP en el freno.

BHP/MMPCD = La potencia en el freno necesaria para comprimir mil pies cúbicos de gas por día, medidos a la presión de 14.4 lbs/pg² y a la temperatura de succión.

La figura N° 1 nos da el valor de BHP/MMPCD en función del radio de compresión R_c y del coeficiente adiabático de compresión k .

El coeficiente adiabático de compresión k es la relación de los calores específicos del gas.

$$k = \frac{c_p}{c_v}$$

donde:

C_p = Calor específico a presión constante.

C_v = Calor específico a volumen constante.

El gráfico N° 1 ha sido construido basado en la conocida ecuación para calcular potencia en un proceso adiabático de compresión:

$$BHP = \frac{144}{33000} \times \frac{k}{k-1} \times P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \times Ef.$$

considerando que la eficiencia de compresión es de 85 % y la eficiencia mecánica de la máquina de gas es de 95 %.

Capacidad = Es el flujo de gas en pies cúbicos por día, medidos a 14.4 lbs/pg² de presión y a la temperatura de succión.

2.- Cilindros de Compresión.

$$PD \times Ev = \frac{BHP \times 10^4}{BHP/MMPCD \times P_1} \quad (\text{Ecuación 2})$$

donde:

PD x Ev = pies cúbicos por minuto de gas que debe comprimir el compresor, medidos a la presión y temperatura de succión.

PD = desplazamiento volumétrico del pistón en pies cúbicos por minuto. El desplazamiento volumétrico del pistón de doble acción también se calcula por la siguiente fórmula:

$$PD = \frac{\frac{A}{HE} \times S \times RPM}{1728} + \frac{K}{CE} \times S \times RPM}{1728}$$

0.392:

$$PD = \frac{2 \times S \times RPM}{1728} \left[A_{HE} - \frac{A_R}{2} \right] \quad (\text{Ecuación 3})$$

donde:

- S = Carrera del pistón en pulgadas
- A_{HE} = Area del pistón en pulgadas cuadradas.
- A_R = Area de la varilla del pistón en pulgadas cuadradas.
- RPM = Revoluciones por minuto.
- E_v = Eficiencia volumétrica, que se determina por la siguiente ecuación:

$$\% E_v = 100 - R_c - \%Cl (R^{1/k} - 1) \quad (\text{Ecuación 4})$$

siendo:

- k = Coeficiente adiabático de compresión.
- R_c = Relación de compresión = P_2/P_1
- $\%Cl$ = Espacio muerto de un cilindro de compresión generalmente se expresa por un porcentaje del desplazamiento del pistón.
- P_1 = Presión absoluta de succión en lbs/pg²
- P_2 = Presión absoluta de descarga en lbs/pg².

CALCULO DEL COEFICIENTE ADIABATICO DE COMPRESION

$$k = \frac{C_p}{C_v}$$

$$k = \frac{MC_p}{MC_v}$$

$$MC_v = 1.99 - MC_p$$

igualdad cierta para todos los hidrocarburos gaseosos, entonces:

$$k = \frac{MC_p}{MC_p - 1.99}$$

siendo:

M = Peso Molecular

MC_p = Capacidad de calor molar a presión constante.

MC_v = Capacidad de calor molar a volumen constante.

1.99 = Constante para todos los hidrocarburos gaseosos.

Consideremos que durante la compresión la temperatura promedio es de 150 °F.

Entonces el cálculo del coeficiente adiabático de compresión será de la siguiente manera:

<u>Compo-</u> <u>nente</u>	<u>Mol %</u> <u>Y</u>	<u>MC_p</u> <u>a 150 °F</u>	<u>Y x MC</u> <u>a 150 °F</u>
C ₁	81.02	8.97	7.2675
C ₂	6.72	13.78	0.9260
C ₃	3.90	19.58	0.7636
i-C ₄	1.30	25.82	0.3356
n-C ₄	1.62	26.16	0.4238
i-C ₅	1.01	32.20	0.3252
n-C ₅	1.15	32.39	0.3725
C ₆₊	1.18	38.70	0.4566
CO ₂	0.20	9.29	0.0186
O ₂	0.40	7.08	0.0287
<u>N₂</u>	<u>1.50</u>	<u>6.96</u>	<u>0.1044</u>
TOTAL	100.00		11.0221

entonces:

$$k = \frac{MC_p}{MC_p - 1.99} = \frac{11.02}{11.02 - 1.99} = \frac{11.02}{9.03}$$

$$k = 1.22$$

COMPRESION DE 10^m Hg. DE VACIO A 450 lbs/pg².

La planta va operar al nivel del mar luego la presión atmosférica será 14.7 lbs/pg².

1.- Relación de compresión.

$$P_1 = 10^m \text{ de Hg} = 9.8 \text{ lbs/pg}^2 \text{ abs.}$$

$$P_2 = 450 + 14.7 = 464.7 \text{ lbs/pg}^2 \text{ abs.}$$

$$R_c = \frac{464.7}{9.8} = 47.4$$

Como la relación de compresión no debe exceder de 4, vamos a considerar comprimir el gas a una presión intermedia de 125 lbs/pg² para después elevar la presión a 450 lbs/pg².

COMPRESORES DE 10^m Hg. DE VACIO A 125 lbs/pg²

I.- POTENCIA DEL COMPRESOR

1.- Radio de compresión.

$$P_1 = 10^m \text{ de Hg} = 9.8 \text{ lbs/pg}^2 \text{ abs.}$$

$$P_2 = 125 + 14.7 = 139.7 \text{ lbs/pg}^2 \text{ abs.}$$

$$R_c = \frac{139.7}{9.8} = 14.25$$

Considerando dos etapas de compresión la relación de compresión por etapa será:

$$R_c = \sqrt{14.25} = 3.75$$

entonces:

$$\left. \begin{array}{l} P_1 = 9.80 \\ P_2 = 36.75 \end{array} \right\} R_c = 3.75$$

$$\left. \begin{array}{l} P_3 = 36.75 \\ P_4 = 139.7 \end{array} \right\} R_c = 3.75$$

Usando un enfriador de gas entre la primera y segunda etapa de compresión y asumiendo una caída de presión de 3.5 lbs/pg^2 la nueva relación será:

$$\left. \begin{array}{l} P_1 = 9.80 \\ P_2 = 39.00 \end{array} \right\} R_c = 3.97$$

$$\left. \begin{array}{l} P_3 = 35.50 \\ P_4 = 139.70 \end{array} \right\} R_c = 3.97$$

La temperatura del gas en la salida de la primera etapa es:

$$T_2 = T_1 \cdot R_c^{\frac{k-1}{k}}$$

siendo:

$$T_1 = \text{temperatura de succión}$$

$$T_2 = \text{temperatura de descarga}$$

entonces:

$$T_2 = (80 + 460) \cdot 3.97^{\frac{1.22-1}{1.22}}$$

$$T_2 = 692 \text{ } ^\circ\text{R} = 232 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Con agua de enfriamiento de $80 \text{ } ^\circ\text{F}$, se puede enfriar el gas de la primera etapa hasta $95 \text{ } ^\circ\text{F}$, siendo ahora $T_3 = 95 \text{ } ^\circ\text{F}$ en la segunda etapa tendremos:

$$T_4 = (95 + 460) \cdot 3.97^{\frac{1.22-1}{1.22}}$$

$$T_4 = 712 \text{ } ^\circ\text{R} = 252 \text{ } ^\circ\text{F}$$

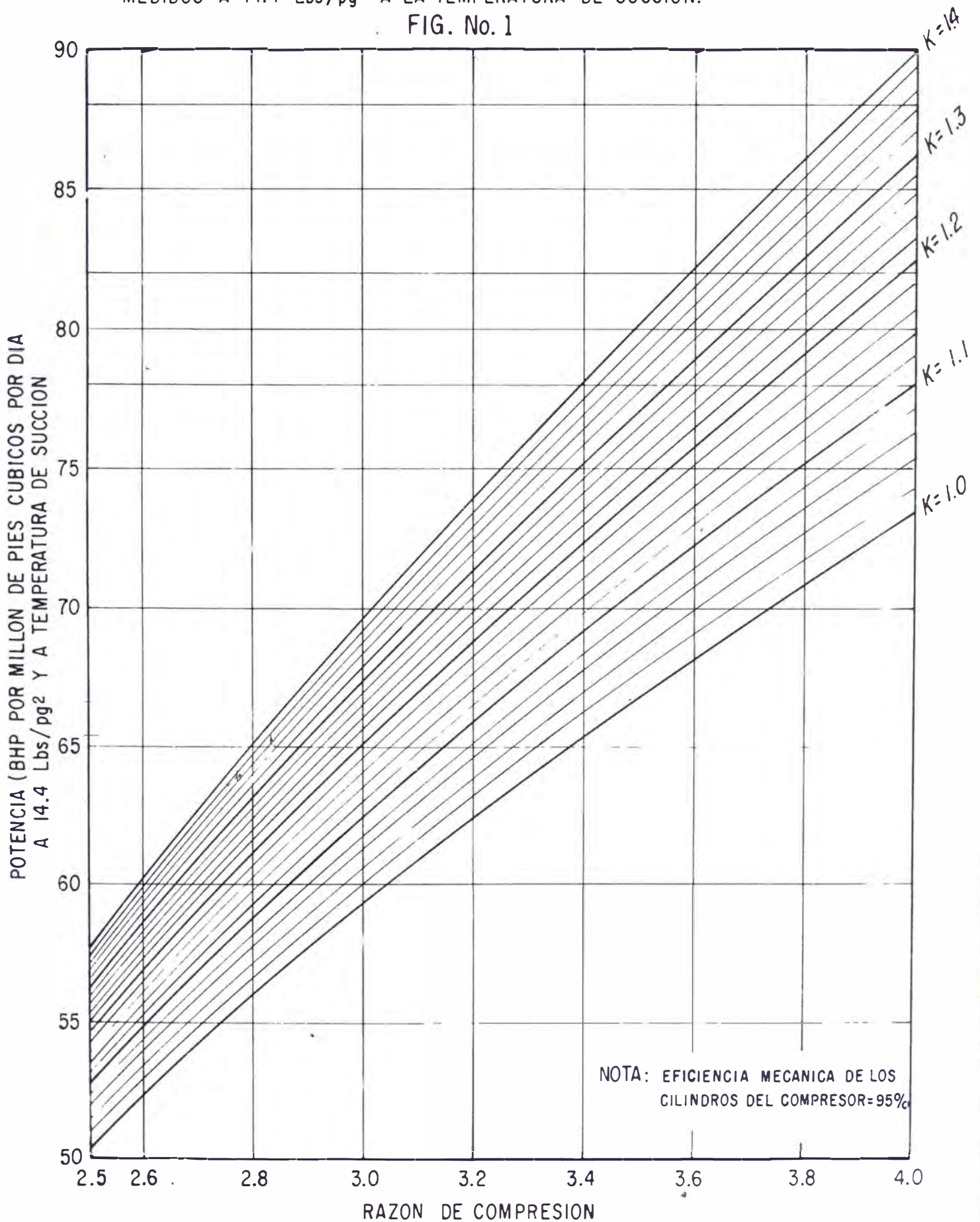
2.- De la Figura N° 1 sacamos el valor de BHP/MMPCD en función de la relación de compresión $R_c = 3.97$ y del coeficiente adiabático de compresión $k = 1.22$

$$\text{BHP/MMPCD} = 82.80$$

BHP = POTENCIA EN HP AL FRENO

(REQUERIDA PARA DESPLAZAR UN MILLON DE PIES CUBICOS DE GAS POR DIA,
MEDIDOS A 14.4 Lbs/pg² A LA TEMPERATURA DE SUCCION.

FIG. No. 1



3.- Convirtiendo la capacidad de 14.4 lbs/pg² y a temperatura de succión de 80 °F, en la primera etapa tenemos:

$$15,000 \times \frac{540}{520} \times \frac{14.7}{14.4} = 15,900 \text{ MPC a } 14.4 \text{ lbs/pg}^2 \text{ y } 80 \text{ °F}$$

Convirtiendo la capacidad a 14.4 lbs/pg² y a temperatura de succión de 95 °F, en la segunda etapa tenemos:

$$15,000 \times \frac{555}{520} \times \frac{14.7}{14.4} = 16,350 \text{ MPC a } 14.4 \text{ lbs/pg}^2 \text{ y } 95 \text{ °F}$$

4.- Sustituyendo en la ecuación 1 el valor de la capacidad, encontramos la potencia requerida:

1a. Etapa	BHP =	82.80	x	15.90	=	1,317
2a. Etapa	BHP =	82.80	x	16.35	=	1,354
	BHP TOTAL				=	2,671

5.- Selección de las unidades.

De la Tabla N° 1 de Cooper-Bessemer, fabricantes de compresores, seleccionamos las siguientes unidades:

Usar 4 compresores Cooper-Bessemer, tipo GMV-6-TF de 660 BHP cada uno, lo que daría una potencia total de 2640 BHP.

La distribución de la potencia para cada etapa de compresión es:

1a. Etapa	$\frac{1,317}{2,671}$	x	660	=	325 BHP
2a. Etapa	$\frac{1,354}{2,671}$	x	660	=	<u>335 BHP</u>
	Total				660 BHP

II.- SELECCION DE LOS CILINDROS DE COMPRESION.

1.- Calculemos el término PD x E_v.

Para la primera etapa tenemos 325 BHP disponibles, aplicamos la ecuación 2:

$$PD \times E_v = \frac{325 \times 10,000}{80.80 \times 9.80} = 4,005 \text{ PGM}$$

Según las especificaciones del compresor seleccionado tiene 3 cilindros de compresión, vamos a usar 2 cilindros para la primera etapa y un cilindro para la segunda.

Entonces $PD \times E_v$ para un solo cilindro de la primera etapa es:

$$PD \times E_v = \frac{4,005}{2} = 2,003 \text{ PGM}$$

2.- Seleccionamos el cilindro de la Tabla N° 2, sabiendo que el compresor seleccionado tiene una carrera de pistón de 14 pulgadas y 300 RPM.- Vamos a usar cilindros de doble acción

<u>Cil</u>	<u>N°</u>	<u>Día</u>	<u>Clase</u>	<u>PD</u>	<u>%Cl</u>	<u>Ev</u>	<u>PD x Ev</u>	<u>Pres.</u>
A	2	26	C5E	2561	9.25	77.0	1972	150 #
B	2	26½	C5E	2663	8.75	78.0	2077	150 #

(Para encontrar los valores de E_v aplicamos la ecuación 4)

Seleccionamos el cilindro B que es el que sobrepasa ligeramente el valor de $PD \times E_v$ calculado.

Para la segunda etapa de compresión tenemos 335 BHP disponibles.

$$PD \times E_v = \frac{335 \times 10,000}{82.80 \times 35.0} = 1,140 \text{ PGM}$$

entonces:

<u>Cil</u>	<u>N°</u>	<u>Día</u>	<u>Clase</u>	<u>PD</u>	<u>%Cl</u>	<u>Ev</u>	<u>PD x Ev</u>	<u>Pres.</u>
A	1	19½	C5C	1435	8.50	78.6	1128	350 #
B	1	20	C5C	1510	8.10	79.4	1198	350 #

Seleccionamos el cilindro B que sobrepasa el valor de $PD \times E_v$ calculado.

3.- Esfuerzo en las varillas de los pistones.

Para compresores del tipo GMV-6-TF el esfuerzo permisi-

ble en las varillas de los pistones es:

$$\text{Tensión} \quad : \quad 52,000 \text{ lbs/pg}^2$$

$$\text{Compresión} \quad : \quad 76,000 \text{ lbs/pg}^2$$

En la primera etapa, la tensión es:

$$T = (P_2 - P_1) A_{HE} - (A_R \times P_2)$$

donde:

$$P_1 = \text{Presión de succión} = 9.80 \text{ lbs/pg}^2$$

$$P_2 = \text{Presión de descarga} = 39.0 \text{ lbs/pg}^2$$

$$A_{HE} = \text{Area del pistón} = 551.6 \text{ pgs}^2$$

$$A_R = \text{Area de la varilla del pistón} = 7.07 \text{ pgs}^2$$

entonces:

$$T = (39.0 - 9.80) 551.6 - (7.07 \times 39.0)$$

$$T = 15,830 \text{ lbs/pg}^2$$

Satisfactorio por ser menor que 52,000 lbs/pg² que es el máximo permisible según las especificaciones;

Para la compresión:

$$C = (P_2 - P_1) A_{HE} + (A_R \times P_1)$$

entonces:

$$C = (39.0 - 9.80) 551.6 + (7.07 \times 9.80)$$

$$C = 16,800 \text{ lbs/pg}^2$$

menor que 76,000 lbs/pg² que es el máximo permisible

Para la segunda etapa tendremos:

$$P_1 = 35.50 \text{ lbs/pg}^2$$

$$P_2 = 139.7 \text{ lbs/pg}^2$$

$$A_{RE} = 314.2 \text{ pgs}^2$$

$$A_R = 7.7 \text{ pgs}^2$$

Para la tensión:

$$T = (139.7 - 35.5) 314.2 - (7.07 \times 139.7)$$

$$T = 31,750 \text{ lbs/pg}^2$$

satisfactorio.

Para la compresión:

$$C = (139.7 - 35.5) 314.2 + (7.07 \times 35.5)$$

$$C = 33,000 \text{ lbs/pg}^2$$

satisfactorio.

4.- Carga en HP del compresor con los cilindros escogidos.

Aplicamos la ecuación 2:

1a. Etapa:

$$\text{BHP} = (2) (2,077) (82.80) \times 10^{-4} = 337 \text{ BHP}$$

2a. Etapa:

$$\text{BHP} = (1) (1,128) (82.80) \times 10^{-4} = 331 \text{ BHP}$$

$$\text{TOTAL} \qquad \qquad \qquad 668 \text{ BHP}$$

5.- Capacidad de compresión. Para encontrar la capacidad,

aplicamos la ecuación 1

Entonces:

$$\text{Capacidad} = \frac{337 \times 10^6}{82.80} = 4,070 \text{ MPCD a } 14.4 \text{ lbs/pg}^2 \text{ y } 80.0 \text{ }^\circ\text{F.}$$

o sea:

$$4,070 \text{ a } \frac{14.4}{14.7} \times \frac{520}{540} = 3,840 \text{ MPCD a } 11.7 \text{ lbs/pg}^2 \text{ y } 60 \text{ }^\circ\text{F.}$$

la capacidad total de los cuatro compresores será:

$$3,840,000 \times 4 = 15,300,000 \text{ PCD.}$$

que es más de la cantidad de gas que vamos a producir por día.

Resumiendo: Los cuatro compresores seleccionados Cooper-Bessemer, tipo GMV-6-TF de 660 BHP a 300 RPM, con dos cilindros de $26\frac{1}{2}$ pulgadas de diámetro tipo C5E para la primera etapa de compresión y un cilindro de 20 pulgadas de diámetro tipo C5C para la segunda etapa de compresión son satisfactorios para comprimir los 15'000,000 de pies cúbicos por día de gas natural desde 10 pulgadas de mercurio de vacío hasta 125 libras por pulgada cuadrada.

COMPRESORES DE 125 lbs/pg² A 450 lbs/pg².

I.- POTENCIA DEL COMPRESOR.

1.- Radio de compresión.

$$P_1 = 125.0 + 14.7 = 139.7 \text{ lbs/pg}^2 \text{ abs.}$$

$$P_2 = 450.0 + 14.7 = 464.7 \text{ lbs/pg}^2 \text{ abs.}$$

$$R_c = \frac{464.7}{139.7} = 3.33$$

Compriminos el gas en una sola etapa.

Consideremos que el gas a la salida del compresor de 125 lbs/pg² ha sido enfriado a 95 °F antes de entrar a la succión de éstos nuevos compresores.

La temperatura del gas a la salida del compresor de 450 lbs/pg² será la siguiente:

$$T_2 = (95 + 460) (3.33)^{\frac{1.22-1}{1.22}}$$

$$T_2 = 688 \text{ } ^\circ\text{R} = 228 \text{ } ^\circ\text{F}$$

2.- De la Figura N° 1 calculamos:

$$\text{BHP/MMPCD} = 71.2$$

3.- Convertimos la capacidad a 14.7 lbs/pg² y a temperatura de succión de 95 °F

$$15,000 \times \frac{555}{520} \times \frac{14.7}{14.4} = 16,500 \text{ MPCD a } 14.4 \text{ lbs/pg}^2 \text{ y } 95 \text{ } ^\circ\text{F}$$

4.- La potencia requerida será:

$$\text{BHP} = 71.2 \times 16.50 = 1175 \text{ BHP}$$

5.- Seleccionamos dos unidades Cooper-Bessemer, tipo GMV-6-TF de 660 BHP cada una, lo que hará una potencia total de 1,320 ca-

ballos de fuerza.

II.- SELECCION DE LOS CILINDROS DE COMPRESION.

1.- Calculamos:

$$PD \times E_v = \frac{1175 \times 10^4}{71.2 \times 139.70} = 1,181 \text{ PGM}$$

Según las especificaciones el compresor tiene tres cilindros de compresión, entonces para un cilindro tenemos:

$$PD \times E_v = \frac{1,181}{3} = 393 \text{ PGM}$$

2.- Seleccionamos los cilindros de acuerdo a la carrera del pistón que es de 14 pulgadas y de 300 RPM. Usamos cilindros de doble acción.

<u>Cil</u>	<u>Nº</u>	<u>Día</u>	<u>Clase</u>	<u>PD</u>	<u>% Cl</u>	<u>Ev</u>	<u>PD x Ev</u>	<u>Presión</u>
A	3	12¼	G5B	555	16.1	70.1	389	525 #
B	3	12½	G5B	579	15.3	71.43	414	525 #

Seleccionamos el cilindro B que es el que sobrepasa el valor de PD x E_v calculado.

3.- Encontramos ahora el valor del esfuerzo de las varillas de los pistones, que para compresores del tipo seleccionado sabemos que es:

$$\text{Tensión} = 52,000 \text{ lbs/pg}^2$$

$$\text{Compresión} = 76,000 \text{ lbs/pg}^2$$

Entonces para la tensión:

$$T = (464.7 - 139.) 122.7 - (7.07 \times 464.7)$$

$$T = 36,600 \text{ lbs/pg}^2$$

satisfactorio.

Para la compresión:

$$C = (464.7 - 139.7) 122.7 + (7.07 \times 139.7)$$

$$C = 40,860 \text{ lbs/pg}^2$$

satisfactorio.

4.- La carga en BHP del compresor con los cilindros seleccionados es:

$$\text{BHP} = (3) (414) (139.7) (71.2) (10^{-4})$$

$$\text{BHP} = 1,235$$

o sea que se dispone de 60 BHP más.

5.- La capacidad de compresión es:

$$\text{Capacidad} = \frac{1,235 \times 10^6}{71.2} = 17,300 \text{ MPCD a } 14.4 \text{ Lbs/pg}^2 \text{ y } 95 \text{ }^\circ\text{F}$$

o sea:

$$17,300 \times \frac{14.4}{14.7} \times \frac{520}{555} = 15,800 \text{ MPCD a } 14.7 \text{ Lbs/pg}^2 \text{ y } 60 \text{ }^\circ\text{F}$$

Resumiendo : los dos compresores seleccionados Cooper-Bessemer tipo GMV-6-TF de 660 BHP a 300 RPM, con tres cilindros de compresión de $12\frac{1}{2}$ pulgadas de diámetro, tipo C5B son satisfactorios para comprimir 15'000,000 de piés cúbicos por día de gas natural desde 125 lbs/pg² hasta 450 lbs/pg².

GAMARAS DE EXPANSION

La eficiencia en la instalación de compresores se reduce y las máquinas trabajan muchas veces innecesariamente sobrecargadas por el empleo impropio de las tuberías y por no estar provistos los compresores de adecuadas cámaras de expansión a la entrada y a la salida de los cilindros de compresión.

Los cilindros de compresión son vendidos por los fabricantes de acuerdo a las características de la máquina y a la capacidad que van a desplazar teniendo ellos las bridas de succión y de descarga de acuerdo a éstos requerimientos.

Para no disminuir la eficiencia de compresión se deben diseñar cámaras de expansión tales que garanticen un trabajo eficiente de los compresores de acuerdo al tamaño y serie o presión de trabajo de las bridas de succión y de descarga de los cilindros y a la distancia entre centros de los cilindros.

I.- CALCULO DE LAS CAMARAS DE EXPANSION.

1.- Volumen de las cámaras.

$$V = \frac{PD/\text{carrera} \times \Delta V}{(P_1/P)^{1/k} - 1} \quad (\text{Ecuación 5})$$

donde:

V = Volumen de la cámara de expansión en pies cúbicos.

PD/carrera = PD/2RPM, para los cilindros de doble acción

ΔV = Factor de cambio de volumen, se determina de la Figura N° 2.

ΔV_s se usa para calcular cámaras de expansión de succión, empleando E_{vs} ó eficiencia volumétrica de succión.

ΔV_d se usa para calcular cámaras de expansión de la descarga, empleando E_{vd} ó eficiencia volumétrica de descarga:

$$E_{vd} = \frac{E_{vs}}{R_c^{1/k}}$$

P_1/P = Radio de fluctuación de presión dentro de la cámara.- Se ha encontrado que $P_1/P = 1.05$ dá los más satisfactorios resultados.

La siguiente tabla nos muestra los valores de $(P_1/P)^{1/k} - 1$, cuando $P_1/P = 1.05$

T A B L A A

<u>k</u>	<u>$(1.05)^{1/k} - 1$</u>
1.40	0.0355
1.35	0.0368
1.30	0.0383
1.26	0.0395
1.25	0.0368
1.22	0.0408
1.20	0.0415
1.15	0.0434

2.- Diámetro de la cámara de expansión.

La ecuación que determina el diámetro se basa en que la cámara mas satisfactoria es aquella cuya longitud es dos veces el diámetro.

Entonces:

$$1,728 \ V = \frac{\pi D^2}{4} \ L$$

$$1,728 \ V = \frac{\pi D^2}{4} \ 2D$$

$$\frac{3,456}{\pi} \ V = D^3$$

$$D = 10,32 \sqrt[3]{V} \ \text{pgs.} \quad (\text{Ecuación 6})$$

3.- Longitud de la cámara.

Por lo anterior:

$$L = 2 \times D \times n \quad (\text{Ecuación 7})$$

donde:

L = Largo total de la cámara en pulgadas.

D = Diámetro de la cámara en pulgadas.

n = Número de cilindros de compresión.

La distancia entre centros de las bridas de los cilindros de compresión, para diferentes tipos de compresores Cooper-Bessemer, están en la siguiente tabla.

T A B L A \ B

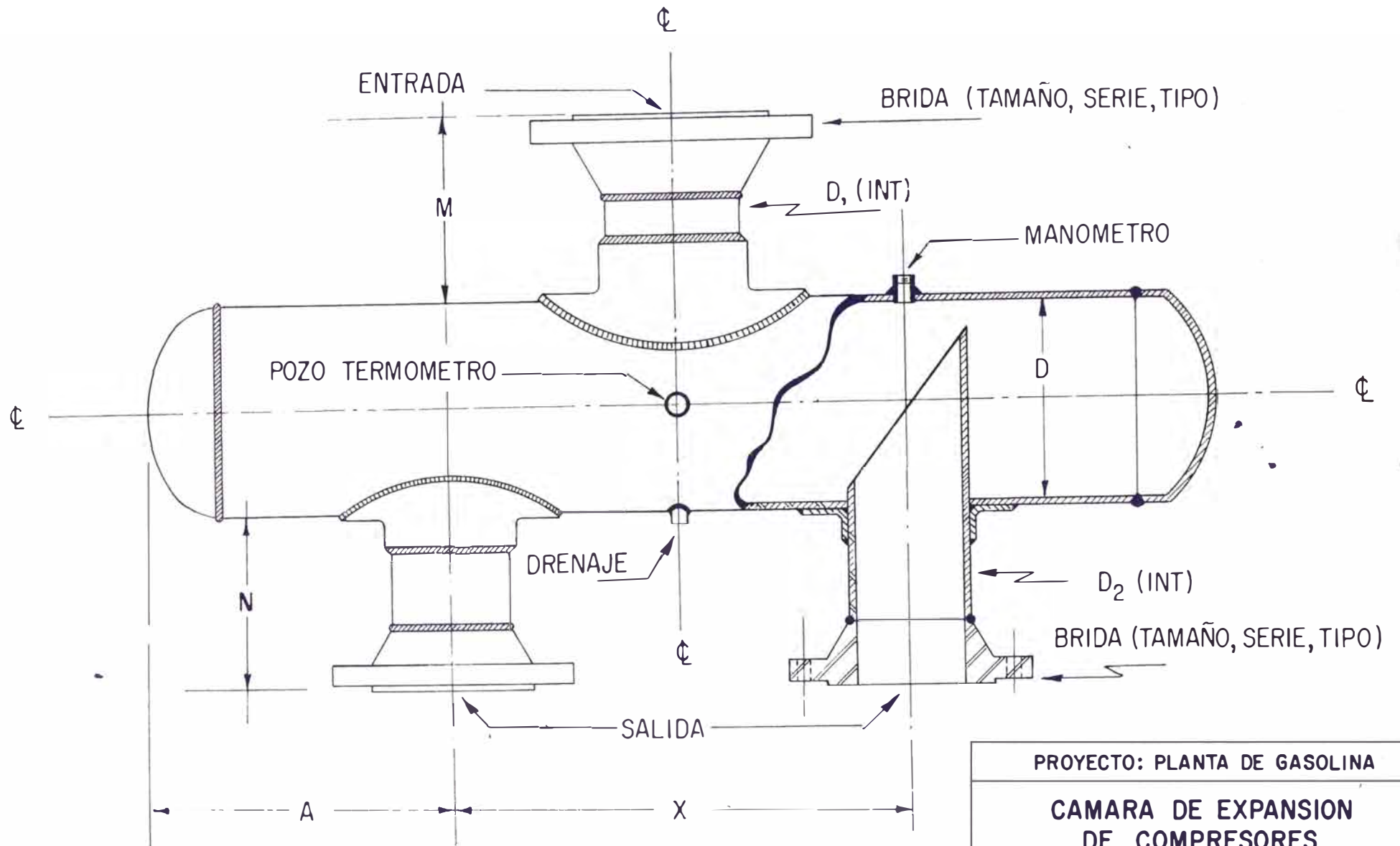
<u>Tipo</u>	<u>Dist. entre centros</u>
GMXA	36 pgs.
GMVA	48 pgs.
GMWA	40 pgs.

Si la longitud determinada por la ecuación 7 es muy larga para ser práctica o es causa de interferencia, se selecciona una longitud más cómoda y se calcula un nuevo diámetro, para el volumen necesario, por medio de la siguiente ecuación:

$$A = \frac{V}{L}$$
$$\frac{\pi D_1^2}{4} = \frac{V \times 1,728}{L}$$
$$D_1^2 = \frac{6,912 V}{\pi L}$$
$$D_1 = 46.9 \sqrt{\frac{V}{L}} \quad \text{(Ecuación 8)}$$

donde:

- D_1 = Nuevo diámetro de la cámara en pulgadas; no debe ser menor que el diámetro calculado por la ecuación 6, en caso de serlo se usa el diámetro calculado por ésta.
- V = Volumen de la cámara en pies cúbicos.
- L = Longitud previamente seleccionada, en pulgadas.



$$L = 2A + X =$$

Presión de trabajo = Z Lbs.

Presión de Prueba = Y Lbs.

PROYECTO: PLANTA DE GASOLINA

**CAMARA DE EXPANSION
DE COMPRESORES**

FIG.
3

ESCALA: NO

FECHA: ENERO 1960

TRAZO: J. CH D.

REVISADO:

DIBUJO:

REVISADO:

CAMARAS DE EXPANSION

COMPRESOR DE 125 lbs/pg²

1a. Etapa

Datos:

RPM	=	300
R _c	=	3.97
PD	=	2,663
E _v	=	78 %
k	=	1.22

CAMARA DE SUCCION

1.- Volumen

$$PD/carrera = \frac{2,663}{2 \times 300} = 4.44$$

Entrando con E_v = 0.78 en la Figura N° 2, tenemos:

$$\Delta V = 0.318$$

De la Tabla A:

$$(P_1/P)^{1/k} - 1 = (1.05)^{0.82} - 1 = 0.0408$$

Entonces el volumen será:

$$V = \frac{4.44 \times 0.318}{0.0408} = 34.5 \text{ PG}$$

2.- Diámetro

De la ecuación 6:

$$D = 10.32 \sqrt[3]{34.5} = 33.6 \text{ pgs.}$$

3.- Longitud

De la ecuación 7:

$$L = 2 \times 33.6 \times 2 = 134.5 \text{ pgs.}$$

Demasiada longitud, va ha causar interferencia. Seleccionamos una longitud de 60 pgs.

Aplicamos la ecuación 8:

$$D_1 = 46.9 \sqrt{\frac{34.5}{60}} = 34.7 \text{ pgs.}$$

Aproximamos a 36 pgs.

CAMARA DE DESCARGA

1.- Volumen

Calculamos E_{vd} :

$$E_{vd} = \frac{E_{vs}}{(R_c)^{1/k}} = \frac{0.78}{3.10} = 0.25$$

De la Figura N° 3:

$$\Delta V_d = 0.18$$

Luego:

$$V = \frac{4.44 \times 0.18}{0.0408} = 19.6 \text{ PC.}$$

2.- Diámetro

$$D = 10.32 \sqrt[3]{19.6} = 27.86$$

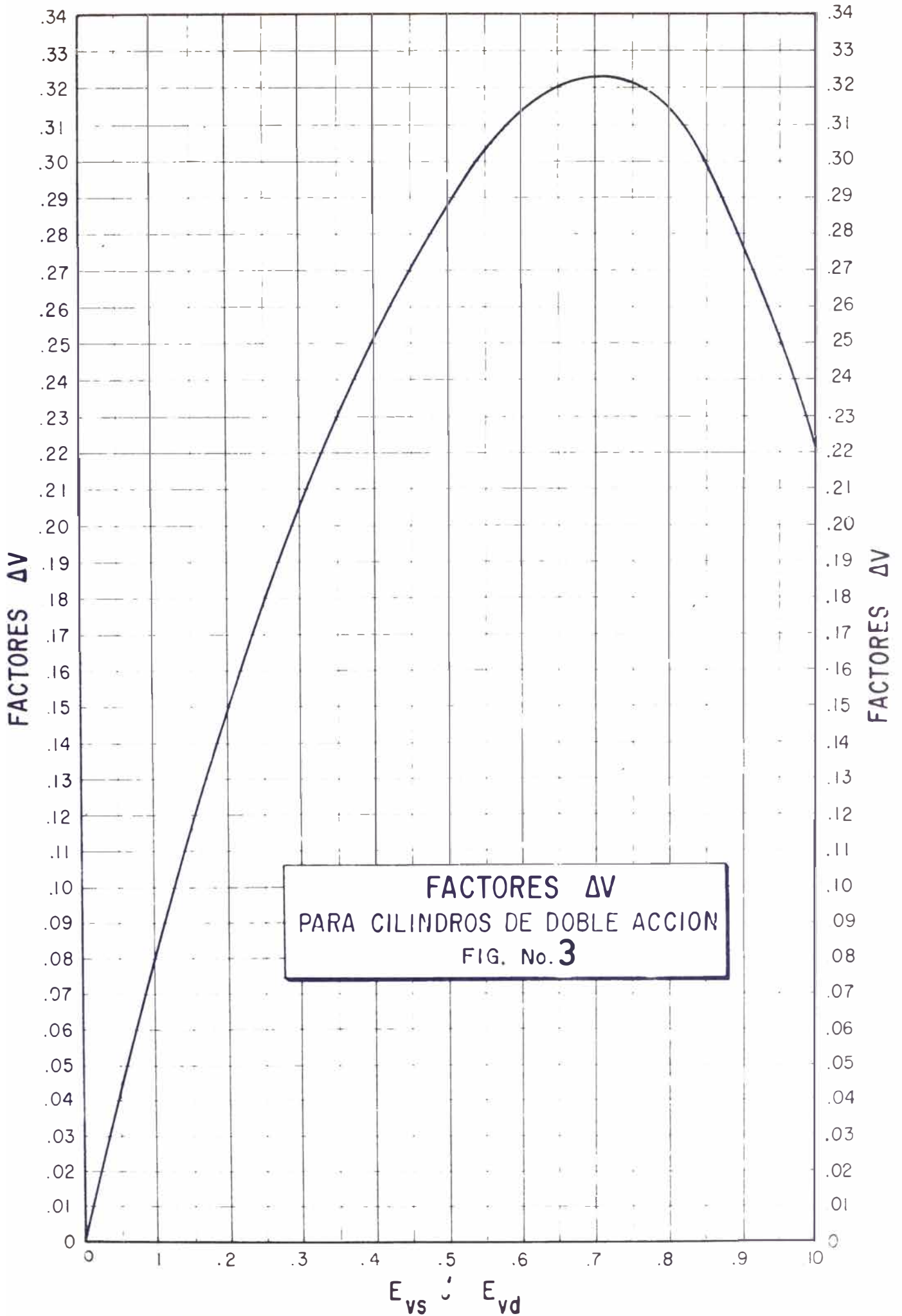
3.- Longitud

$$L = 2 \times 27.86 \times 2 = 111.44 \text{ pgs.}$$

Seleccionamos una longitud de 60 pgs. por ser demasiado larga.

$$D_1 = 46.9 \sqrt{\frac{19.60}{60}} = 26.73 \text{ pgs.}$$

Aproximamos a 30 pgs. para usar tubería standard.



FACTORES ΔV
 PARA CILINDROS DE DOBLE ACCION
 FIG. No. 3

2a. Etapa

Datos:

RPM	=	300
R _c	=	3.97
PD	=	1,510
E _v	=	79.4 %
k	=	1.22

CAMARA DE SUCCION

1.- Volumen

$$PD/carrera = \frac{1,510}{2 \times 300} = 2.51$$

De la Figura N° 2:

$$\Delta V_s = 0.315$$

entonces:

$$V = \frac{2.51 \times 0.315}{0.0408} = 19.40 \text{ PC.}$$

2.- Diámetro

$$D = 10.32 \sqrt[3]{19.4} = 27.55 \text{ pgs.}$$

aproximamos a 30 pgs. para usar tubería standard,

3.- Longitud.

$$L = 2 \times 27.55 = 55.10 \text{ pgs.}$$

Aproximamos a 60 pgs.

CAMARA DE DESCARGA

1.- Volumen

$$E_{vd} = \frac{0.794}{310} = 0.256$$

De la Figura N° 3:

$$\Delta V_d = 0.18$$

entonces:

$$V = \frac{2.51 \times 0.18}{0.0408} = 11.03 \text{ PC.}$$

2.- Diámetro

$$D = 10.32 \sqrt[3]{11.03} = 23 \text{ pgs.}$$

usamos tubería standard de 24 pgs.

3.- Longitud

$$L = 2 \times 24 = 48 \text{ pgs.}$$

Resumiendo:

		<u>Vol.</u>	<u>Dia.</u>	<u>Long.</u>
1a. Etapa	Succión	34.5	36	60
	Descarga	19.6	30	60
2a. Etapa	Succión	19.4	30	60
	Descarga	11.03	24	48

COMPRESOR DE 450 lbs/pg²

Datos:

$$\text{RPM} = 300$$

$$R_c = 3.33$$

$$\text{PD} = 579$$

$$E_v = 71.4$$

$$k = 1.22$$

CAMARA DE SUCCION

1.- Volumen

$$\text{PD/carrera} = \frac{579}{2 \times 300} = 0.97$$

De la Figura N° 3

$$\Delta V_g = 0.323$$

también:

$$(P_1/P)^{1/k} - 1 = (1.05)^{0.82} - 1 = 0.0408$$

entonces:

$$V = \frac{0.97 \times 0.323}{0.0408} = 7.68 \text{ PC.}$$

2.- Diámetro

$$D = 10.32 \sqrt[3]{7.68} = 20.43 \text{ pgs.}$$

aproximamos a 24 pgs.

3.- Longitud.

$$L = 2 \times 20.43 \times 3 = 122.60 \text{ pgs.}$$

aproximamos a 130 pgs.

CAMARA DE DESCARGA

1.- Volumen

$$E_{vd} = \frac{0.714}{2.682} = 0.266$$

luego:

$$\Delta V_d = 0.187$$

entonces:

$$V = \frac{0.97 \times 0.187}{0.0408} = 4.45 \text{ PC.}$$

2.- Diámetro

$$D = 1032 \sqrt[3]{4.45} = 17.02 \text{ pgs.}$$

aproximamos a 18 pgs.

3.- Longitud

$$L = 2 \times 17.02 \times 3 = 102 \text{ pgs.}$$

aproximamos a 100 pgs.

Resumiendo:

	<u>Vol.</u>	<u>Dia.</u>	<u>Long.</u>
Cámara de Succión	7.68	24	130
Cámara de Descarga	4.45	18	100

TUBERIA DE LA ESTACION DE COMPRESORES

El diámetro mínimo de las tuberías en la estación de compresores se encuentra por medio de la siguiente relación:

$$D = 13.54 \sqrt{\frac{PD \text{ (Factor de flujo)}}{2,000}}$$

Tomando como base ésta ecuación se prepara una hoja tabulada con los datos, calculando el diámetro de las tuberías por una simple secuencia de operaciones que resuelven la ecuación.

Por medio de la hoja obtendremos los diámetros de las siguientes tuberías:

- 1.- Múltiple de entrada o succión
- 2.- Línea del múltiple hacia la cámara de succión.
- 3.- Cámara de expansión de succión.
- 4.- Línea de la cámara de expansión de succión hacia el cilindro de compresión.
- 5.- Línea del cilindro de compresión hacia la cámara de expansión de descarga.
- 6.- Cámara de expansión de descarga.
- 7.- Línea de la cámara de expansión de descarga hacia el múltiple de descarga.
- 8.- Múltiple de descarga.

Los puntos 3 y 6 o sea el cálculo de los diámetros de las cámaras de expansión de succión y de descarga se han calculado previamente en la parte anterior.

Ahora veamos lo que representan las columnas A, B, C, D, y E de la hoja tabulada.

Columna A.- Factor de Flujo. Es necesario conocer el flujo promedio momentáneo al entrar y salir el gas del cilindro de compresión para determinar el diámetro de las tuberías. Durante el tiempo que las válvulas de succión o descarga se abren a la correspondiente velocidad del pistón durante la porción de la carrera que la válvula permanece abierta, se determinará el flujo momentáneo promedio.

<u>TUBERIA</u>	<u>FACTOR DE FLUJO</u>
1.- Múltiple de entrada	(E_{vs}) (N° de cilindros) (N° de unidades).
2.- Línea del múltiple hacia cámara de succión.	(E_{vs}) (N° de cilindros)
4.- Línea de la cámara de expansión a cilindro.	Usar E_{vs} en la curva B, Fig. N° 4.
5.- Línea del cilindro a cámara de expansión.	Usar E_{vd} en la curva B, Fig. N° 4.
7.- Línea de cámara de expansión a múltiple descar.	(E_{vd}) (N° de cilindros).
8.- Múltiple de descarga.	(E_{vd}) (N° de cilindros) N° de unidades).

Columna B.- Flujo promedio en PCM.

$$\text{Flujo promedio} = (\text{Factor de flujo}) (\text{PD})$$

En la hoja tabuada cada factor de la columna A se multiplica por el factor PD o se a desplazamiento del pistón del cilindro.

Columna C.- Area mínima.

$$\text{Area mínima} = \frac{\text{Flujo promedio PGM}}{\text{Velocidad PM}}$$

una velocidad razonable de 2,000 pies por minuto es usualmente lo mas satisfactorio, o sea:

$$\text{Area mínima} = \frac{\text{Flujo promedio PGM}}{2,000 \text{ PM}}$$

entonces, dividir cada factor de la columna B por 2,000.

Columna D.- Diámetro mínimo.

Como conocemos el área mínima en pies cuadrados, el diámetro mínimo en pulgadas será:

$$D = 13.54 \sqrt{A}$$

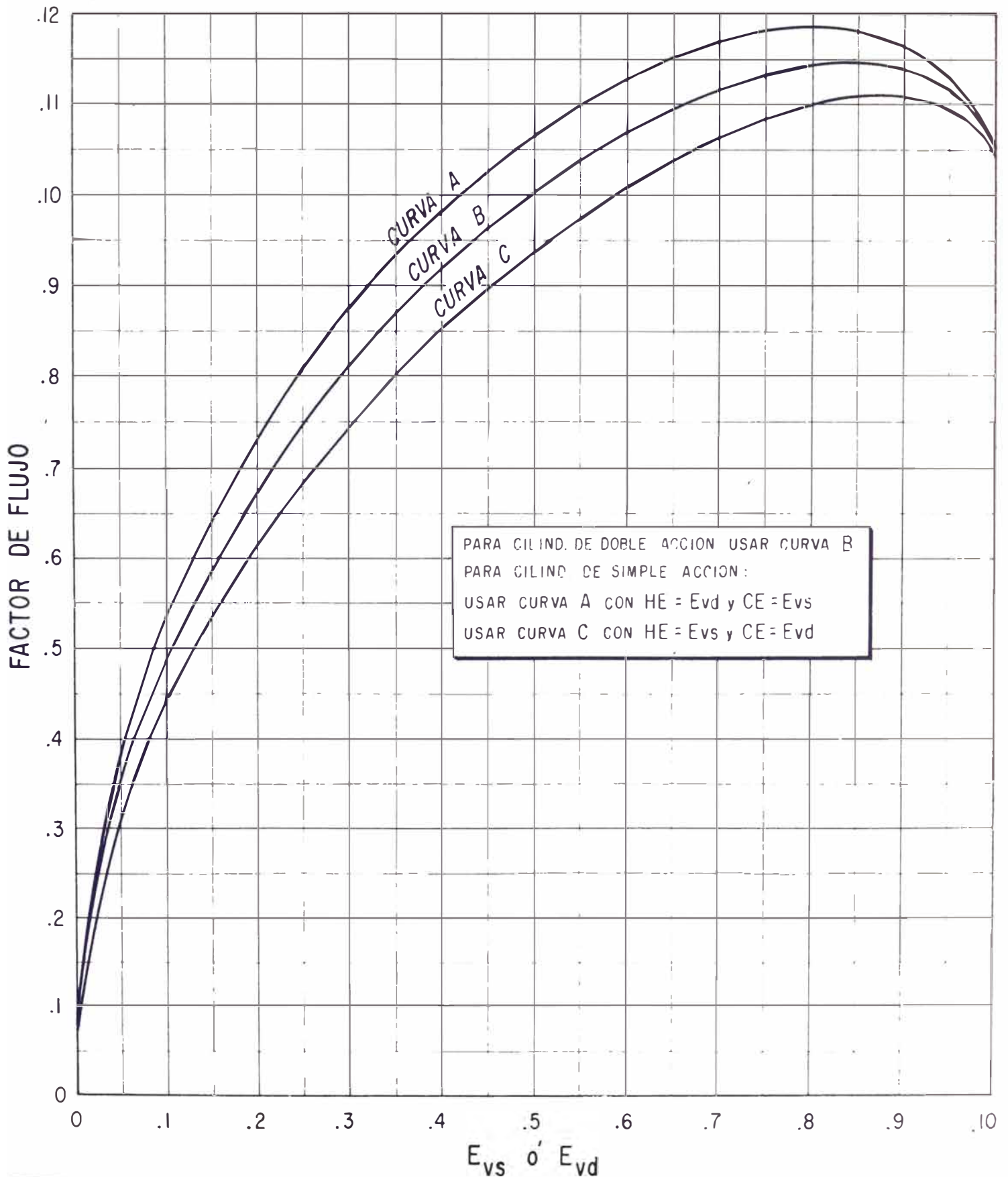
Columna E.- Diámetro de los tubos.

Como el diámetro de las tuberías está estandarizado se tomarán los diámetros próximos mayores a los diámetros calculados.

Hay que tener en cuenta también la presión de trabajo de cada tramo de tubería para poder seleccionar la tubería apropiada.

CURVAS DEL FACTOR DE FLUJO

FIG. No. 4



TUBERIA DE LA ESTACION DE COMPRESORES

SISTEMA DE 125 lbs/pg² 1a. ETAPA

Tipo de Unidades: GMV-6-TF
 BHP: 650 (Total 2640)

Número de unidades: 4
 RPM: 300

Etapa : 1a	N° cilindros: 2	Diámetro y carrera: 26½ x 14"	Clase: C5E
PD : 2663 PCM	Pres. Succión: 9.80 #	Temp. Succión: 80 °F	% Cl : 8.75
k : 1.22	Pres. Descar: 39.0 #	Temp. Descar: 232 °F	Re : 3.97
Evs : 0.78	Capacidad: 3840 MPCD @ 14.4 lbs/pg ² y 60 °F c/u.		ΔVs : 0.318
Evd : 0.25	Máxima presión de trabajo: 150 lbs/pg ²		ΔVd : 0.18
PD/carrera: 4.44	Servicio: Gas rico		P ₁ /P : 1.05

TUBERIA	Factor de Flujo	Flujo Promed. PGM	Area Mínim. Pies ²	Diam. Mínim. Pgs.	Diam. Tubos Pgs.	Pres. Trabajo #	Tipo de Tubo
1.- Múltiple de entrada	6.24	16,617	8.30	39.0	42	125	Std.
2.- Entradas a cámara de expansión.	1.56	4,154	2.07	19.5	20	125	Std.
4.- Línea de la cámara hacia el cilindro.	1.14	3,036	1.52	16.8	18	125	Std.
5.- Cilindro hacia cámara de expansión de descarga.	0.75	1,997	0.99	13.4	14	125	Std.
7.- Cámara de expansión hacia múltiple de descarga.	0.50	1,331	0.66	10.9	12	125	Std.
8.- Múltiple de descarga	2.00	5,326	2.66	22.2	24	125	Std.
	(A)	(B)	(C)	(D)	(E)	(F)	(G)

— Tabla N° 1 —

TUBERIA DE LA ESTACION DE COMPRESORES

SISTEMA DE 125 lbs/pg² 2a. ETAPA

Tipo de Unidades: GMV-6-TF
 BHP: 650 (total 2640)

Número de Unidades: 4
 RPM: 300

Etapa: 2a.	Nº Cilindros: 1	Diámetro y carrera: 20" x 14"	Clase: C5C
PD : 1510 PCM	Pres. Succión: 35.5 #	Temp. Succión: 95 °F	% Cl : 8.10
k : 1.22	Pres. Descarga: 139.7 #	Temp. Descarga: 252 °F	R _s : 3.97
Evs : 0.794	Capacidad: 3840 MPCD @ 14.7 # y 60 °F		V _s : 0.315
Evd : 0.256	Máxima presión de trabajo: 350 #		V _d : 0.18
PD/carrera: 2.51	Servicio: Gas rico		P ₁ /P : 1.05

TUBERIA	Factor de Flujo	Flujo Promed. PCM	Area Mínim. Pies ²	Diám. Mínim. Pgs	Diám. Tubos Pgs.	Pres. Trabajo #	Tipo de tubo
1.- Múltiple de entrada	3.12	4,711	2.35	20.7	24	125	Std
2.- Entradas a cámara de expansión.	0.78	1,178	0.59	10.4	12	125	Std
4.- Línea de la cámara hacia el cilindro.	1.14	1,721	0.86	12.6	14	125	Std
5.- Cilindro hacia cámara de expansión de descarga.	0.75	1,132	0.56	10.1	12	125	Std
7.- Cámara de expansión hacia múltiple de descarga.	0.25	378	0.19	5.96	6	125	Std
8.- Múltiple de descarga.	1.02	1,540	0.77	11.91	12	125	Std
	(A)	(B)	(C)	(D)	(E)	(F)	(G)

TUBERIA DE LA ESTACION DE COMPRESORES

SISTEMA DE 450 Lbs/pg²

Tipo de Unidades: GMV-6-TF
 BHP: 550 (Total =1320)

Número de Unidades: 4
 RPM = 300

Etapa: Unica	Nº Cilindros: 3	Diámetro y carrera: 12½" x 14"	Clase: C5B
PD : 579 PC ₁	P. Succión: 125 #/pg ²	Temp. Succión: 95 °F	% Ci : 15.3
k : 1.22	P. Descarga: 450 # pg ²	Temp. Descarga: 228 °F	Rc : 3.33
Evs : 0.714	Capacidad: 16,500 MPC @ 14.4 #/pg ² y 95 °F		ΔVs : 0.323
Evd : 0.266	Max. presión de trabajo: 525 #/pg ²		ΔVd : 0.187
PD/carrera: 0.97	Servicio: Gas rico		P ₁ /P : 1.05

TUBERIA	Factor de Flujo	Flujo Promed. PCM	Area Mínim. Pies ²	Diám. Mínim. Pgs	Diám. Tubos Pgs	Pres. Trabajo Lbs/# ²	Tipo de tubo
1.- Múltiple de entrada	4.284	2,480	1.24	15.05	16"	125	Std
2.- Entradas a cámara de expansión de absorción.	2.142	1,240	0.62	10.67	12"	125	Std
4.- Línea de cámara hacia el cilindro.	1.20	695	0.35	7.99	8"	125	Std.
5.- Cilindro a cámara expansión de descarga.	0.75	434	0.22	6.36	8"	600	Sch-80
7.- Cámara de expansión hacia múltiple de descarga.	0.79	457	0.22	6.36	8"	600	Sch-80
8.- Múltiple de descarga	1.59	920	0.46	9.18	10"	600	Sch-80
	(A)	(B)	(C)	(D)	(E)	(F)	(G)

CONDENSACION Y VAPORIZACION

Los fenómenos de condensación y vaporización se presentan en el proceso de compresión de un gas.- Para calcular la cantidad de gas condensado y vaporizado se usan las conocidas fórmulas siguientes:

$$F = L + V \quad V_n = \frac{K_n F_n}{(L/V) + K_n} \quad V = \sum V_n$$

donde:

F = Total de moles de la carga

L = Total de moles de líquido formado.

V = Total de moles de vapor formado.

V_n = Moles del componente n en el vapor formado.

F_n = Moles del componente n en la carga.

K_n = Coeficiente de equilibrio para el componente n a las condiciones de condensación o vaporización.

Veamos la deducción de las fórmulas.

Consideremos 100 moles de carga líquida llamada F , constituida por F_1, F_2, F_3 , etc. moles de diferentes componentes.

Por elevación de temperatura a una presión fija se producen V moles de vapor constituido por V_1, V_2, V_3 , etc. moles de diferentes componentes y queda una parte líquida de L moles constituida por L_1, L_2, L_3 , etc. moles de varios componentes que constituirían la carga.

Hacemos un balance de materia:

$$\text{Carga} \quad F = F_1 + F_2 + F_3 + \dots$$

$$\text{Vapor} \quad V = V_1 + V_2 + V_3 + \dots$$

$$\text{Líquido} \quad L = L_1 + L_2 + L_3 + \dots$$

La fracción molar de cada componente puede ser expresada como:

$$\frac{F_1}{F} ; \frac{F_2}{F} ; \frac{V_1}{V} ; \frac{L_1}{L} ; \text{ etc.}$$

además para cada componente o para el total de la carga es válido el siguiente balance de materia:

$$F_1 = L_1 + V_1 ; F_n = L_n + V_n ; F = L + V$$

Aplicando la ley de Henry a cada uno de los componentes:

$$\frac{V_1}{V} = \frac{L_1}{L} K_1 ; \quad \frac{V_n}{V} = \frac{L_n}{L} K_n$$

o sea:

$$V_1 = K_1 L_1 \frac{V}{L} ; \quad V_n = K_n L_n \frac{V}{L}$$

sustituyendo L por su equivalente (F-V) en cada componente, tenemos:

$$V_1 = K_1 (F_1 - V_1) \frac{V}{L} \quad \text{etc.}$$

Resolviendo para V_1 y simplificando, tenemos:

$$V_1 = \frac{F_1 K_1}{L/V + K_1} \quad \text{etc.}$$

como

$$V = V_1 + V_2 + V_3 + \dots = \sum V_n$$

entonces:

$$V = \frac{K_1 F_1}{L/V + K_1} + \frac{K_2 F_2}{L/V + K_2} + \dots = \sum \frac{K_n F_n}{L/V + K_n}$$

Para resolver ésta ecuación es necesario asumir un valor de L (o de V), sustituyendo éste valor en la fórmula se computa un valor de V (o de L).- Si el valor computado no es el mismo que el valor asumido se van asumiendo otros valores hasta que finalmente el valor asumido sea el mismo que el valor computado.

Esta última fórmula la vamos pues ha aplicar para calcular la cantidad de hidrocarburos condensados al ser comprimido el gas natural en la planta de la presión inicial de 10 pulgadas de mercurio de vacío a 450 libras por pulgada cuadrada en tres etapas sucesivas con enfriamiento intermedio.

CONDENSACION DEBIDO A COMPRESION

EN LA PRIMERA ETAPA 35 lbs/pg²

Componentes	F Mol %	K 35 # 95 °F	K x F	Asum. V = 99.8 (L/V) = 0.002		L	V Mol %	L Mol %
				(L/V) † K	Vn			
C ₁	81.02	57.0	4818.14	57.002	81.01	0.01	81.15	5.88
C ₂	6.72	10.0	67.20	10.002	6.71	0.01	6.72	5.88
C ₃	3.90	3.0	11.70	3.002	3.89	0.01	3.90	5.88
i-C ₄	1.30	1.3	1.69	1.302	1.29	0.01	1.29	5.88
n-C ₄	1.62	0.98	1.58	0.982	1.60	0.02	1.61	11.77
i-C ₅	1.01	0.40	0.40	0.402	0.99	0.02	0.99	11.77
n-C ₅	1.15	0.31	0.35	0.312	1.12	0.03	1.11	17.65
C ₆ †	1.18	0.105	0.12	0.107	1.12	0.06	1.12	35.29
CO ₂	0.20	-	-	-	0.20	-	0.20	-
O ₂	0.40	-	-	-	0.40	-	0.40	-
N ₂	1.50	-	-	-	1.50	-	1.50	-
Total	100.00				99.83	0.17	100.00	100.00

Condensación despreciable.

CONDENSACION DEBIDO A COMPRESION

EN LA SEGUNDA ETAPA 125 lbs/pg²

Componentes	F Mol %	K 125 # 95 °F	K x F	Asum. V = 99.5 (L/V) = 0.005		L	V Mol %	L Mol %
				(L/V) † K	Vn			
C ₁	81.15	19.50	1582.42	19.505	81.11	0.04	81.48	8.89
C ₂	6.72	3.70	24.86	3.705	6.69	0.03	6.72	6.67
C ₃	3.90	1.22	4.76	1.225	3.87	0.03	3.89	6.67
i-C ₄	1.29	0.56	0.72	0.565	1.26	0.03	1.27	6.67
n-C ₄	1.61	0.42	0.68	0.425	1.59	0.02	1.60	4.44
i-C ₅	0.99	0.177	0.17	0.182	0.92	0.07	0.93	15.55
n-C ₅	1.12	0.135	0.15	0.140	1.06	0.06	1.06	13.33
C ₆ †	1.12	0.047	0.05	0.052	0.95	0.17	0.95	37.78
CO ₂	0.20	-	-	-	0.20	-	0.20	-
O ₂	0.40	-	-	-	0.40	-	0.40	-
N ₂	1.50	-	-	-	1.50	-	1.50	-
Total	100.00				99.55	0.45	100.00	100.00

Condensación despreciable.

CONDENSACION DEBIDO A COMPRESION

450 Lbs/pg²

Asum. V = 95

L/V = 0.053

Comp.	F Mol %	K 450 # 95 °F	K x F	L/V † K	V _n	L	V Mol %	L Mol %
C ₁	81.48	6.50	529.60	6.553	80.81	0.67	83.52	20.62
C ₂	6.72	1.53	10.28	1.583	6.49	0.23	6.72	7.08
C ₃	3.89	0.59	2.29	0.643	3.56	0.33	3.69	10.15
i-C ₄	1.27	0.285	0.36	0.338	1.07	0.20	1.10	6.15
n-C ₄	1.60	0.220	0.35	0.273	1.28	0.32	1.32	9.85
i-C ₅	0.93	0.095	0.09	0.148	0.61	0.32	0.63	9.84
n-C ₅	1.06	0.068	0.07	0.123	0.57	0.49	0.59	15.08
C ₆ ⁺	0.95	0.026	0.02	0.073	0.26	0.69	0.27	21.23
CO ₂	0.20	-	-	-	0.20	-	0.20	-
O ₂	0.40	-	-	-	0.40	-	0.41	-
N ₂	1.50	-	-	-	1.50	-	1.55	-
Total	100.0				96.75	3.25	100.00	100.00

CONDENSADO EN Mol/Hr Y Lbs/Hr

<u>Comp.</u>	<u>P.M.</u>	<u>F</u>		<u>L</u>		<u>V</u>	
		<u>Mols/Hr</u>	<u>Lbs/Hr</u>	<u>Mol/Hr</u>	<u>Lbs/Hr</u>	<u>Mols/Hr</u>	<u>Lbs/Hr</u>
C ₁	16.04	1,344.4	21,564	11.00	176	1,333.4	21,388
C ₂	30.07	110.9	3,335	3.8	115	107.1	3,220
C ₃	44.09	64.2	2,830	5.5	242	58.7	2,588
i-C ₄	58.12	20.9	1,215	3.3	192	17.6	1,023
n-C ₄	58.12	26.4	1,534	5.3	308	21.1	1,226
i-C ₅	72.15	15.4	1,111	5.2	375	10.2	736
n-C ₅	72.15	17.5	1,262	8.1	584	9.4	678
C ₆₊	90.00	15.7	1,413	11.4	1,026	4.3	387
CO ₂	44.01	3.3	145	-	-	3.3	145
O ₂	32.00	6.6	211	-	-	6.6	211
N ₂	28.01	24.7	692	-	-	24.7	692
Total		1,650.0	35,312	53.6	3,018	1,596.4	32,294

SEPARADORES DE GAS-LIQUIDO

Los separadores de gas-líquido o depósitos donde se elimina el líquido que arrastra un flujo de gas natural son diseñados con un área igual a 1.7 veces el área crítica.- El área crítica es el área correspondiente a la velocidad crítica, que es:

$$V_c = 4.08 \sqrt{\frac{TS}{MP}}$$

donde:

- V_c = velocidad crítica en pies por segundo
- T = temperatura del gas en grados absolutos o °R
- S = gravedad específica de la partícula líquida
- M = peso molecular del gas
- P = presión absoluta en libras/pulgada cuadrada.

Llamando "A" al área interior del separador en pies cuadrados, tenemos:

$$A = \frac{PCSD \times 14.7}{P \times V_c \times 86,400}$$

$$= \frac{PCSD \times 14.7}{86,400 \times 1.7 \times 4.08} \sqrt{\frac{M}{TS}}$$

$$A = \frac{\text{PCSD} \times 2.12}{86,400} \sqrt{\frac{M}{\text{TSP}}}$$

donde:

PCSD = pies cubicos standard por dia.

1.- Separador en la línea de succión de la primera etapa de compresión. - (S - 1)

Datos:

$$\text{PCSD} = 15'000,000$$

$$M = 21.64 \text{ Lbs/mol}$$

$$T = 80 + 460 = 540 \text{ }^\circ\text{R}$$

$$P = 9.80 \text{ Lbs/pg}^2 \text{ abs. o } 10^{\text{m}} \text{ de Hg}$$

$$S = 0.825 \text{ (asumido)}$$

entonces:

$$A = \frac{15'000,000 \times 2.12}{86,400} \sqrt{\frac{21.64}{540 \times 0.825 \times 9.80}}$$

$$A = 25.66 \text{ pies}^2$$

luego:

$$D = 5.5 \text{ pies} = 5' - 6^{\text{m}}$$

$$H = 2D = 11' - 0^{\text{m}}$$

2.- Separador en la línea de descarga de la primera etapa de compresión.- (S - 2)

Datos:

$$PCSD = 15'000,000$$

$$M = 21.64 \text{ Lbs/mol}$$

$$T = 80 + 460 = 540 \text{ R}$$

$$P = 40 + 14.7 = 54.7 \text{ Lbs/pg}^2 \text{ abs.}$$

$$S = 0.825 \text{ (asumido)}$$

entonces:

$$A = \frac{15'000,000 \times 2.12}{86,400} \sqrt{\frac{21.64}{540 \times 0.825 \times 54.7}}$$

$$A = 11 \text{ pies}^2$$

luego:

$$D = 3.74 \text{ pies} \approx 4' - 0''$$

$$H = 2D = 8' - 0''$$

3.- Separador en la línea de succión de la segunda etapa de compresión.- (S - 3)

Datos:

$$PCSD = 15'000,000$$

$$M = 21.64 \text{ Lbs/mol}$$

$$T = 95 + 460 = 555 \text{ R}$$

$$P = 125 + 14.7 = 139.7 \text{ Lbs/pg}^2 \text{ abs.}$$

$$S = 0.75 \text{ (asumido)}$$

entonces:

$$A = \frac{15'000,000 \times 2.12}{86,400} \sqrt{\frac{21.64}{555 \times 0.75 \times 139.7}}$$

$$A = 7.07 \text{ pies}^2$$

luego:

$$D = 2.86 \text{ pies} = 3' - 0''$$

$$H = 2D = 6' - 0''$$

4.- Separador de la línea de descarga de la segunda etapa de compresión.- (S - 4)

Datos:

$$PCSD = 15'000,000$$

$$M = 21.64 \text{ Lbs/mol}$$

$$T = 90 + 460 = 550 \text{ } ^\circ\text{R}$$

$$P = 450 + 14.7 = 464.7 \text{ Lbs/pg}^2 \text{ abs.}$$

$$S = 0.60 \text{ (asumido)}$$

entonces:

$$A = \frac{15'000,000 \times 2,12}{86,400} \sqrt{\frac{21,64}{550 \times 0,60 \times 464,7}}$$

$$A = 4.38 \text{ pies}^2$$

luego:

$$D = 2.36 \text{ pies} = 2' - 6''$$

$$H = 2D = 5' - 0''$$

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

1.- Enfriador de gas E - 1

Datos:

$T_1 = 232^\circ\text{F}$, temperatura del gas entrando al enfriador

$T_2 = 95^\circ\text{F}$, temperatura del gas saliendo del enfriador

$t_1 = 80^\circ\text{F}$, temp. inicial del agua de enfriamiento

$t_2 = 95^\circ\text{F}$, temp. final del agua de enfriamiento

$W = 35,312$ Lbs/Hr de gas

$P = 40$ Lbs/pg² abs.

Hacemos el siguiente balance:

$$Q = W C (T_1 - T_2) = w c (t_2 - t_1)$$

o sea:

$$Q = 35,312 \times 0.55 (232 - 95) = 2'660,800 \text{ BTU/Hr}$$

el agua necesaria para enfriar será:

$$w = \frac{2'660,800}{(95 - 80)} = 177,400 \text{ Lbs/Hr}$$

Diferencia media de temperatura.-

Fluido Caliente		Fluido Frio	Diferen.
232	Temp. mas alta	95	137
95	Temp. mas baja	80	15
137		15	122

$$\Delta t_m = \frac{(T_1 - T_2)(T_2 - t_1)}{2.3 \log \frac{(T_1 - T_2)}{(T_2 - t_1)}}$$

$$\Delta t_m = \frac{137 - 15}{2.3 \log 137/15} = 55 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Determinamos S y R :

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{95 - 80}{232 - 80} = 0.10$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{232 - 95}{95 - 80} = 9.13$$

Consideramos un enfriador con un paso en el casco y cuatro pasos en los tubos, el factor de corrección es:

$$F_t = 0.85$$

Haciendo la corrección:

$$\Delta t_m = 0.85 \times 55 = 47 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Asumiendo que el coeficiente total de transmisión de calor es $U_o = 30 \text{ BTU}/(\text{Hr})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})$, entonces el area necesaria será:

$$A = \frac{Q}{U_o \Delta t_m} = \frac{2'650,800}{30 \times 47} = 1,887 \text{ pies}^2$$

Seleccionamos tres enfriadores en paralelo.- El area de cada enfriador será 629 pies cuadrados.- Usando tubos de 3/4" de diámetro exterior, calibre 16 BWG, de 16 pies de longitud, en arreglo triangular, el número de tubos por enfriador es:

$$N = \frac{A}{L \times a'} = \frac{629}{16 \times 0.1963} = 200 \text{ tubos}$$

donde a' es el area en pies cuadrados por cada pie de tubo.

Seleccionamos intercambiadores standard de 19 1/4" de diámetro interior con 226 tubos de los especificados.

El coeficiente de trabajo corregido, U_d será:

$$A = (226 \times 16 \times 0.1963) \times 3 = 2,129 \text{ pies}^2$$

$$U_d = \frac{2'660,800}{2,129 \times 47} = 26.59 \text{ BTU/(Hr) (pie}^2\text{) (}^\circ\text{F)}$$

CASCO

Fluido caliente: gas comprimido
 Diámetro interior: 19.25 pgs.
 Dist. entre tabiques: 12 pgs.
 Pasos: 1

Temperatura calórica:

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

donde:

$$F_c = \frac{t_2 - t_1}{t_c} = \frac{15}{137} = 0.109$$

$$T_c = 0.109 (232 - 95) + 95 = 110^\circ F$$

Area de flujo:

$$a_s = \frac{DI \times C'B}{144 \times P_t} = \frac{19.25 \times 0.25 \times 12}{144 \times 1} = 0.40 \text{ pies}^2$$

Masa-velocidad:

$$G_s = \frac{W}{a_s} = \frac{35,312}{3 \times 0.4} = 29,430 \text{ Lbs/(Hr) (pie}^2\text{)}$$

A la temperatura de 110 °F el número de Reynolds es:

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

$$\mu = 0.0125 \times 2.42 = 0.03 \text{ Lbs/(pie) (Hr)}$$

TUBOS

Fluido frio: agua
 Número de tubos: 226
 Diámetro exterior: 0.75 pgs.
 Longitud: 16 pies
 Calibre: 16 BWG
 Pasos: 4

Temperatura calórica:

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

$$t_c = 0.109 (95 - 80) + 80 = 82^\circ F$$

Area de flujo:

$$a_t = \frac{N \times a_t}{144 \times n} = \frac{226 \times 0.302}{144 \times 4} = 0.12 \text{ pies}^2$$

Masa-velocidad:

$$G_t = \frac{W}{a_t} = \frac{177,400}{3 \times 0.12} = 492,780 \text{ Lbs/(Hr) (pie}^2\text{)}$$

Velocidad:

$$v = \frac{G_t}{3,600} = \frac{492,780}{3,600 \times 62.4} = 2.19 \text{ pies/seg.}$$

A la temperatura de 82 °F el número de Reynolds es:

$$D_o = 0.95/12 = 0.0792 \text{ pies}$$

$$Re_s = \frac{0.0792 \times 29,430}{0.03} = 77,700$$

entonces:

$$J_H = 165$$

$$c = 0.45 \text{ BTU}/(\text{Lb}) (\text{°F})$$

$$k = 0.018 \text{ BTU}/(\text{Hr}) (\text{pie}^2) (\text{°F}/\text{pie})$$

$$\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} = \left(\frac{0.45 \times 0.03}{0.018}\right)^{1/3} = 0.908$$

como:

$$h_o = J_H \frac{k}{D_o} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \phi_s$$

$$\frac{h_o}{\phi_s} = 165 \frac{0.0180}{0.0792} \times 0.908 = 34$$

Temperatura de la pared del tubo:

$$t_w = t_c + \frac{\frac{h_o}{\phi_s}}{\frac{h_{i0}}{\phi_t} + \frac{h_o}{\phi_s}} (T_c - t_c)$$

$$t_w = 82 + \frac{34}{479 + 34} (110 - 82)$$

$$t_w = 84 \text{ °F}$$

$$Re_t = \frac{D \times G_t}{\mu}$$

$$\mu = 0.90 \times 2.42 = 2.18 \text{ Lbs}/(\text{pie}) (\text{Hr})$$

$$D = 0.62/12 = 0.0517 \text{ pies}$$

$$Re_t = \frac{0.0517 \times 492,780}{2.18}$$

$$11,700$$

entonces:

$$h_i = 580$$

$$h_{i0} = h_i \frac{ID}{OD} = 580 \frac{0.62}{0.75} =$$

$$= 479$$

$$\text{A } 84^{\circ}\text{F, } \mu_w = 0.0123 \times 2.42 = 0.029 \text{ Lbs/(pie) (Hr)}$$

$$= \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = \left(\frac{0.030}{0.029} \right)^{0.14} = 1.00$$

El coeficiente corregido es:

$$h_o = \frac{h_o}{\phi_s} \phi_s = 34 \times 1 = 34 \text{ BTU/(Hr) (pie}^2\text{) (}^{\circ}\text{F)}$$

El coeficiente total limpio es:

$$U_c = \frac{h_{i0} \times h_o}{h_{i0} - h_o} = \frac{397 \times 34}{397 - 34} = 31 \text{ BTU/(Hr) (pie}^2\text{) (}^{\circ}\text{F)}$$

El factor de depósito es:

$$R_D = \frac{U_c - U_D}{U_c \times U_D} = \frac{31 - 26.6}{31 \times 26.6} = 0.005$$

SUMARIO

$$h_c = 34$$

$$h_{i0} = 397$$

$$U_c = 31$$

$$U_D = 26$$

$$R_D = 0.005 \text{ (calculado)}$$

$$R_D = 0.003 \text{ (requerido)}$$

CAIDA DE PRESION

CASCO

Para $Re_s = 77,700$ tenemos que:

$$f = 0.00145 \text{ pie}^2/\text{pg}^2$$

$$N + 1 = 12 \frac{V}{B} = 12 \frac{16}{12} = 16$$

$$p_v = \frac{w'}{(PM)} \times 1545 \times T_{abs.}$$

Densidad del gas:

$$\rho_{gas} = \frac{w'}{v} = \frac{p (PM)}{1545 T_{abs}}$$

$$\rho_{gas} = \frac{(110 \times 14.7)(21.6)}{1545 (460 + 110)} = 0.14 \text{ Lbs/pie}^3$$

$$\rho_s = \frac{\rho_{gas}}{\rho_{agua}} = \frac{0.14}{62.4} = 0.002$$

$$D_s = \frac{19.25}{12} = 1.60 \text{ pies}$$

entonces:

TUBOS

Para $Re_t = 11,700$ tenemos que:

$$f = 0.00026 \text{ pie}^2/\text{pg}^2$$

entonces:

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L n}{5.22 \times 10^{10} \times D \times s \times \delta_t}$$

$$\Delta P_t = \frac{0.00026 (492,760)^2 \times 16 \times 4}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0517 \times 1 \times 1}$$

$$\Delta P_t = 1.49 \text{ Lbs/pg}^2$$

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 D_s (N + 1)}{5.22 \times 10^{10} \times D_e \times s \times \rho_s}$$

$$\Delta P_s = \frac{0.00145 (29,430)^2 \times 1.6 \times 16}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0792 \times 0.002}$$

$$\Delta P_s = 3.88 \text{ Lbs/pg}^2$$

$$G_t = 492,780$$

$$\frac{v^2}{2g'} = 0.035 \text{ Lbs/pg}^2$$

$$\Delta P_r = \frac{(4n)(v^2)}{s \times 2g'}$$

$$\Delta P_r = \frac{4 \times 4}{1} \times 0.035$$

$$\Delta P_r = 0.56 \text{ Lbs/pg}^2$$

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

$$\Delta P_T = 1.49 + 0.56$$

$\Delta P_T = 2.05 \text{ Lbs/pg}^2$

2.- Enfriador de gas E-2

Datos:

$$T_1 = 252 \text{ }^\circ\text{F, temp. del gas entrando al enfriador}$$

$$T_2 = 95 \text{ }^\circ\text{F, temp. del gas saliendo del enfriador}$$

$$t_1 = 80 \text{ }^\circ\text{F, temp. inicial del agua de enfriamiento}$$

$$t_2 = 95 \text{ }^\circ\text{F, temp final del agua de enfriamiento}$$

$$W = 35,312 \text{ Lbs/Hr de gas}$$

$$P = 125 \text{ Lbs/pg}^2$$

Entonces:

$$Q = 35,312 \times 0.46 (252 - 95) = 2'550,200 \text{ BTU/Hr.}$$

Agua necesaria:

$$w = \frac{2'550,200}{(95 - 80)} = 170,000 \text{ Lbs/Hr.}$$

Diferencia media de temperatura:

Fluido Caliente		Fluido Frio	Diferen.
252	Temp. mas alta	95	157
95	Temp. mas baja	80	15
157		15	142

$$\Delta t_m = \frac{157 - 15}{2.3 \log 157/15} = 60.5 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Determinamos S y R:

$$S = \frac{95 - 80}{252 - 80} = 0.087$$

$$R = \frac{252 - 95}{95 - 80} = 10.46$$

Consideramos el enfriador con un paso en el casco y cuatro pasos en los tubos.

$$F_t = 0.955$$

$$\Delta t_m = 60.5 \times 0.955 = 58 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Asumimos $U_o = 40 \text{ BTU}/(\text{Hr})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})$

$$A = \frac{2,550,000}{40 \times 58} = 1,100 \text{ pies}^2$$

Usamos tubos de 3/4", 16 BWG de calibre, 16 pies de longitud, en arreglo triangular.

$$N = \frac{1,100}{16 \times 0.1963} = 350 \text{ tubos}$$

Usando tres enfriadores en paralelo, el número de tubos por enfriador será de 117.- Seleccionamos enfriadores con un diámetro interior de 15¼ pulgadas con 122 tubos.

$$A = (122 \times 16 \times 0.1963) \times 3$$

$$A = 1,149 \text{ pies}^2$$

entonces:

$$U_D = \frac{2'550,200}{1149 \times 58} = 38.25 \text{ BTU/(Hr) (pie}^2\text{) (}^\circ\text{F)}$$

CASCO

Diametro interior: 15.25 pgs.
Dist. entre tabiques: 8 pgs.
Pasos: 1

Temperatura calórica:

$$F_c = 0.095$$

$$T_c = 0.095 (252 - 95) + 95 = 110 \text{ }^\circ\text{F}$$

Fluido caliente: gas comprimido

Area de flujo:

$$a_s = 15.25 \frac{0.25 \times 8}{144 \times 1} = 0.21 \text{ pies}^2$$

TUBOS

Numero de tubos: 122
Diametro exterior: 0.75 pgs.
Longitud: 16 pies
Calibre: 16 BWG
Pasos: 4

Temperatura calórica:

$$F_c = 0.095$$

$$t_c = 0.095 (95 - 80) + 80 = 81 \text{ }^\circ\text{F}$$

Fluido frio: agua

Area de flujo:

$$a_t = \frac{122 \times 0.302}{144 \times 4} = 0.064 \text{ pies}^2$$

Masa-velocidad:

$$G_s = \frac{35,312}{3 \times 0.21} = 42,040 \text{ Lbs}/(\text{Hr}) (\text{pie}^2)$$

A la temperatura de 110 °F:

$$\mu = 0.0125 \times 2.42 = 0.03 \text{ Lbs}/(\text{Hr}) (\text{pie})$$

$$D_o = 0.95/12 = 0.0792 \text{ pies}$$

El número de Reynolds es:

$$R_{e_s} = \frac{0.0792 \times 42,040}{0.03} = 110,980$$

entonces:

$$J_H = 208$$

$$c = 0.45 \text{ BTU}/(\text{Lb}) (\text{°F})$$

$$k = 0.018 \text{ BTU}/(\text{Hr}) (\text{pie}^2) (\text{°F}/\text{pie})$$

$$\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} = \left(\frac{0.45 \times 0.03}{0.018}\right)^{1/3} = 0.908$$

$$\frac{h_o}{\rho_s} = 208 \times \frac{0.0180}{0.0792} \times 0.908 = 43$$

Temperatura de la pared del tubo:

$$t_w = 81 + \frac{43}{603 - 43} (110 - 81) = 83 \text{ °F}$$

A 83 F:

Masa-velocidad:

$$G_t = \frac{170,000}{3 \times 0.064} = 664,060 \text{ Lbs}/(\text{Hr}) (\text{pie}^2)$$

Velocidad:

$$v = \frac{664,060}{3600 \times 62.4} = 2.95 \text{ pie}/\text{seg.}$$

A la temperatura de 81 °F:

$$\mu = 0.91 \times 2.42 = 2.18 \text{ Lbs}/(\text{pie}) (\text{Hr})$$

$$D = 0.62/12 = 0.0517 \text{ pies}$$

El número de Reynolds es:

$$R_{e_t} = \frac{0.0517 \times 664,060}{2.18} = 15,750$$

$$h_i = 730$$

$$h_{10} = 730 \times \frac{0.62}{0.75} = 603$$

$$\mu_w = 0.0122 \times 2.42 = 0.0295 \text{ Lbs/(pie) (Hr)}$$

$$\phi_s = \frac{0.0300}{0.0295} = 1.00$$

$$h_o = 43 \times 1 = 43$$

Coefficiente total limpio:

$$U_c = \frac{603 \times 43}{603 + 43} = 40 \text{ BTU/(Hr) (pie}^2\text{) (}^\circ\text{F)}$$

Factor de depósitos:

$$R_D = \frac{40 - 38.25}{40 \times 38.25} = 0.0011$$

SUMARIO

$$h_o = 43$$

$$h_{1o} = 603$$

$$U_c = 40$$

$$U_D = 38.25$$

$$R_D = 0.0011 \text{ (calculado)}$$

$$R_D = 0.0030 \text{ (requerido)}$$

CAIDA DE PRESION

Para $R_{e_s} = 110,980$

$$f = 0.0013 \text{ pie}^2/\text{pg}^2$$

$$N + 1 = 12 \times \frac{16}{8} = 24$$

$$\rho_{\text{gas}} = \frac{(125 \times 144)(21.64)}{1545 (460 + 110)} =$$

$$0.44 \text{ Lbs}/\text{pie}^3$$

$$s = \frac{0.44}{62.4} = 0.007$$

$$D_s = 15.25/12 = 1.27 \text{ pies}$$

$$\Delta P_s = \frac{0.0013 (42,040)^2 \times 1.27 \times 24}{5.22 \times 10^8 \times 0.0792 \times 0.007}$$

$$\Delta P_s = 2.41 \text{ Lbs}/\text{pg}^2$$

Para $R_{e_t} = 15,750$

$$f = 0.00024$$

$$\Delta P_t = \frac{0.00024 (664,070)^2 \times 16 \times 4}{5.22 \times 10^8 \times 0.0517 \times 1}$$

$$\Delta P_t = 2.51 \text{ Lbs}/\text{pg}^2$$

$$G_t = 664,060; \frac{Y}{2g'} = 0.058 \text{ Lbs}/\text{pg}^2$$

$$\Delta P_r = \frac{4 \times 4}{1} \times 0.058 = 0.928 \text{ Lbs}/\text{pg}^2$$

$$\Delta P_T = 2.51 - 0.928 = 3.44 \text{ Lbs}/\text{pg}^2$$

3.- Enfriador de gas E - 3

Datos:

- $T_1 = 228 \text{ }^\circ\text{F}$, temp. del gas entrando al enfriador
 $T_2 = 95 \text{ }^\circ\text{F}$, temp. del gas saliendo del enfriador
 $t_1 = 80 \text{ }^\circ\text{F}$, temp. inicial del agua de enfriamiento
 $t_2 = 95 \text{ }^\circ\text{F}$, temp. final del agua de enfriamiento
 $W = 35,312 \text{ Lbs/Hr}$ de gas natural
 $p = 450 \text{ Lbs/pg}^2$.

entonces:

$$Q = 35,313 \times 0.46 (228 - 95) = 2'160,400 \text{ BTU/Hr.}$$

Agua necesaria:

$$w = \frac{2'160,000}{(95 - 80)} = 144,000 \text{ Lbs/Hr.}$$

Diferencia media de temperatura:

Fluido Caliente		Fluido Frio	Difereren
228	Temp. mas alta	95	133
95	Temp. mas baja	80	15
133		15	118

$$\Delta t_m = \frac{118}{2.3 \log 133/15} = 54 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$S = \frac{15}{228 - 80} = 0.10$$

$$R = \frac{133}{15} = 8.86$$

Consideramos un enfriador con un paso en el casco y dos pasos en los tubos.

$$F_t = 0.85$$

entonces:

$$\Delta t_m = 0.85 \times 54 = 46 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Asumimos, $U_o = 40 \text{ BTU}/(\text{Hr}) (\text{pie}^2) (^\circ\text{F})$

$$A = \frac{2 \cdot 160,400}{40 \times 46} = 1,174 \text{ pies}^2$$

Usamos tubos de $3/4''$ de diámetro interior, calibre 16 BWG, de 16 pies de longitud en arreglo triangular.

$$N = \frac{1,174}{16 \times 0.1963} = 374 \text{ tubos}$$

o sean 124 tubos por enfriador, se selecciona tres enfriadores standard en paralelo de $15\frac{1}{4}''$ de diámetro interior con 138 tubos cada uno.

Entonces:

$$A = (138 \times 16 \times 0.1963) \cdot 3 = 1,300 \text{ pies}^2$$

Corrigiendo:

$$U_D = \frac{2160,400}{1300 \times 46} = 36.13$$

CASCO

Diametro interior: 15.25 pgs.
 Dist. entre tabiques: 8 pgs.
 Pasos: 1
 Fluido: gas caliente

Temperatura calorica:

$$F_c = \frac{15}{133} = 0.112$$

$$T_c = 0.112 (228 - 95) + 95 = 110 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Area de flujo:

$$a_s = 15.25 \times \frac{0.25 \times 8}{144 \times 1} = 0.21 \text{ pies}^2$$

Masa-velocidad:

$$G_s = \frac{35,312}{3 \times 0.21} = 56,050 \text{ Lbs/(Hr) (pie}^2\text{)}$$

A la temperatura de 110 °F :

$$\mu = 0.0225 \times 2.42 = 0.03 \text{ Lbs/(Hr) (pie}^2\text{)}$$

$$D_e = 0.95/12 = 0.0792 \text{ pies}$$

TUBOS

Numero de tubos: 138
 Diametro exterior: 0.75 pgs
 Longitud: 16 pies
 Calibre: 16 BWG
 Pasos: 2
 Fluido: agua

Temperatura calorica:

$$F_c = \frac{15}{133} = 0.112$$

$$t_c = 0.112 (95 - 80) + 80 = 82 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Area de flujo:

$$a_t = \frac{138 \times 0.302}{144 \times 2} = 0.14 \text{ pies}^2$$

Masa-velocidad:

$$G_t = \frac{144,000}{3 \times 0.14} = 342,850 \text{ Lbs/(Hr) (pie}^2\text{)}$$

Velocidad:

$$v = \frac{342,850}{3,500 \times 62.4} = 1.53 \text{ pies/seg.}$$

$$Re_s = \frac{0.0792 \times 56,050}{0.03} = 148,000$$

$$J_H = 250$$

$$c = 0.45 \text{ BTU/(Lb) } (^\circ\text{F})$$

$$k = 0.018 \text{ BTU/(Hr) (pie}^2\text{) } (^\circ\text{F/pie)}$$

$$\left(\frac{cN}{k}\right)^{1/3} = \left(\frac{0.45 \times 0.03}{0.018}\right)^{1/3} = 0.908$$

$$\frac{h_o}{\rho} = 250 \times \frac{0.0180}{0.0792} \times 0.908 = 51.6$$

Temperatura de la pared del tubo:

$$t_w = 82 + \frac{51.6}{413 + 51.6} (110 - 82) =$$

$$86 \text{ } ^\circ\text{F}$$

A 86 °F:

$$\mu_w = 0.0124 \times 2.42 = 0.03$$

Lbs/(pie) (Hr)

$$\rho_s = \left(\frac{0.03}{0.03}\right)^{0.14} = 1.00$$

$$h_o = 51.6 \times 1 = 51.6$$

A la temperatura de 82 °F:

$$\mu = 0.91 \times 2.42 = 2.18$$

Lb/(Hr) (pie²)

$$D = 0.62/12 = 0.0517 \text{ pies}$$

$$Re_t = \frac{0.0517 \times 342,850}{2.18} = 8,130$$

$$h_i = 500$$

$$h_{io} = 500 \times \frac{0.62}{0.75} = 413$$

Coefficiente total limpio:

$$U_c = \frac{413 \times 51.6}{413 - 51.6} = 45.86 \text{ BTU/(Hr) (pie}^2\text{) (}^\circ\text{F)}$$

Factor de depósito:

$$R_D = \frac{45.86 - 36.13}{45.86 \times 36.13} = 0.005$$

SUMARIO

$$h_o = 51.6 \quad h_{i0} = 413$$

$$U_c = 45.86$$

$$U_D = 51.60$$

$$R_D = 0.005 \text{ (calculado)}$$

$$R_D = 0.003 \text{ (requerido)}$$

CAIDA DE PRESION

Para $Re_n = 148,000$:

$$f = 0.00125 \text{ pies}^2/\text{pg}^2$$

Para $Re_t = 8,130$

$$f = 0.00027 \text{ pies}^2/\text{pg}^2$$

$$N + 1 = 12 \times \frac{16}{8} = 24$$

$$\Delta P_t = \frac{0.00027 (342,850)^2 \times 16 \times 2}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0517 \times 1 \times 1}$$

$$\rho_{\text{gas}} = \frac{(450 \times 144)(21.64)}{1545(460 - 110)} =$$

$$\Delta P_t = 0.38 \text{ Lb/pg}^2$$

$$1.59 \text{ Lbs/pie}^3$$

$$s = \frac{1.59}{62.4} = 0.025$$

$$D_s = 15.25/12 = 1.27 \text{ pies}$$

$$\Delta P_s = \frac{0.00125(56,050)^2 \times 1.27 \times 24}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0792 \times 0.025}$$

$$\Delta P_s = 1.14 \text{ Lbs/pg}^2$$

$$G_t = 342,850; \quad \frac{v^2}{2g'} = 0.015 \text{ Lbs/pg}^2$$

$$\Delta P_r = \frac{4 \times 2}{1} \times 0.015 = 0.12 \text{ Lbs/pg}^2$$

$$\Delta P_T = 0.38 + 0.12 = 0.50 \text{ Lbs/pg}^2$$
