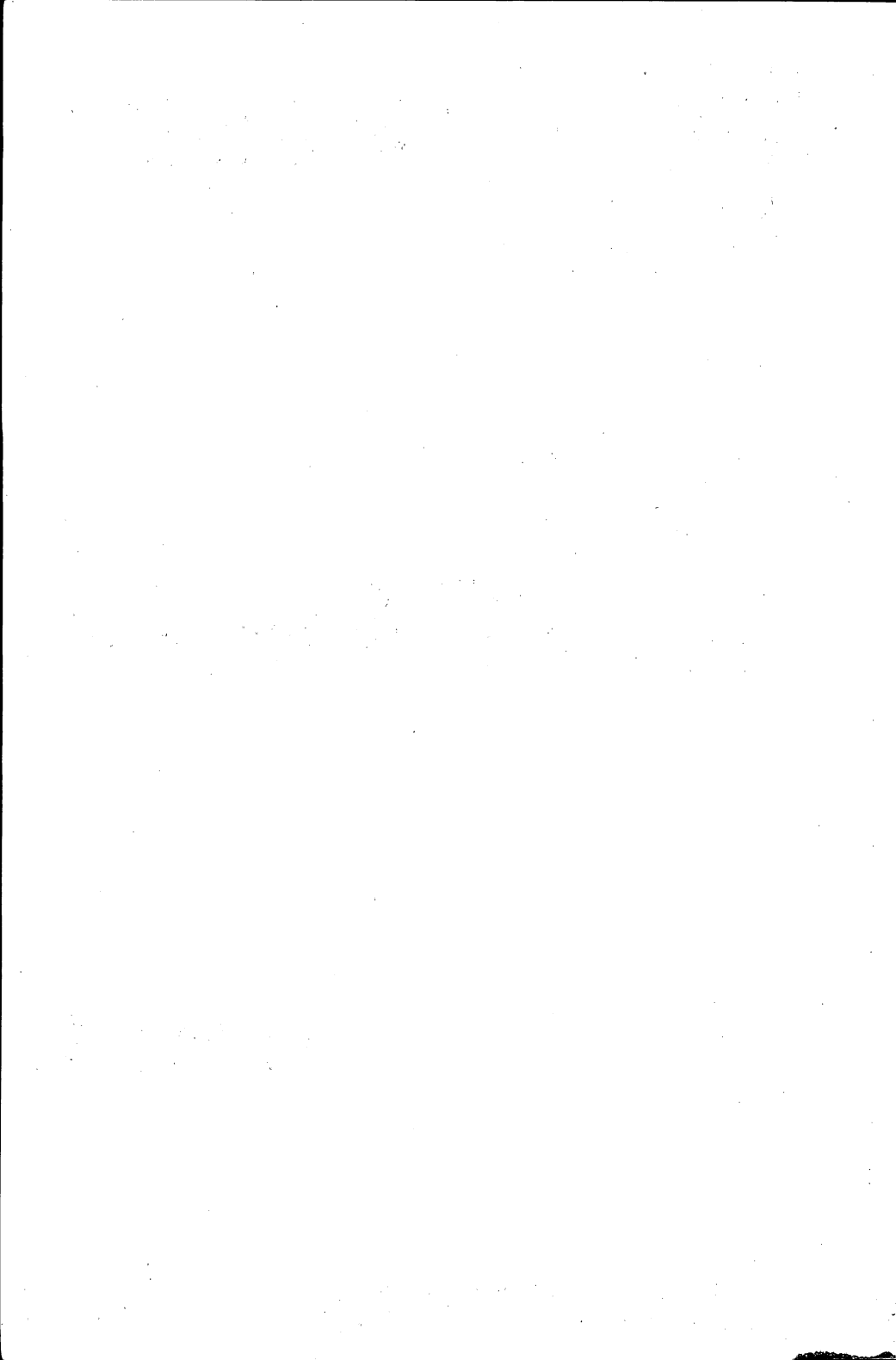




**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE INGENIERIA**

**APUNTES DE
BOMBEO Y COMPRESION**

**ALFONSO ROSALES RIVERA
MANUEL FALCON FELIX**



P R E F A C I O

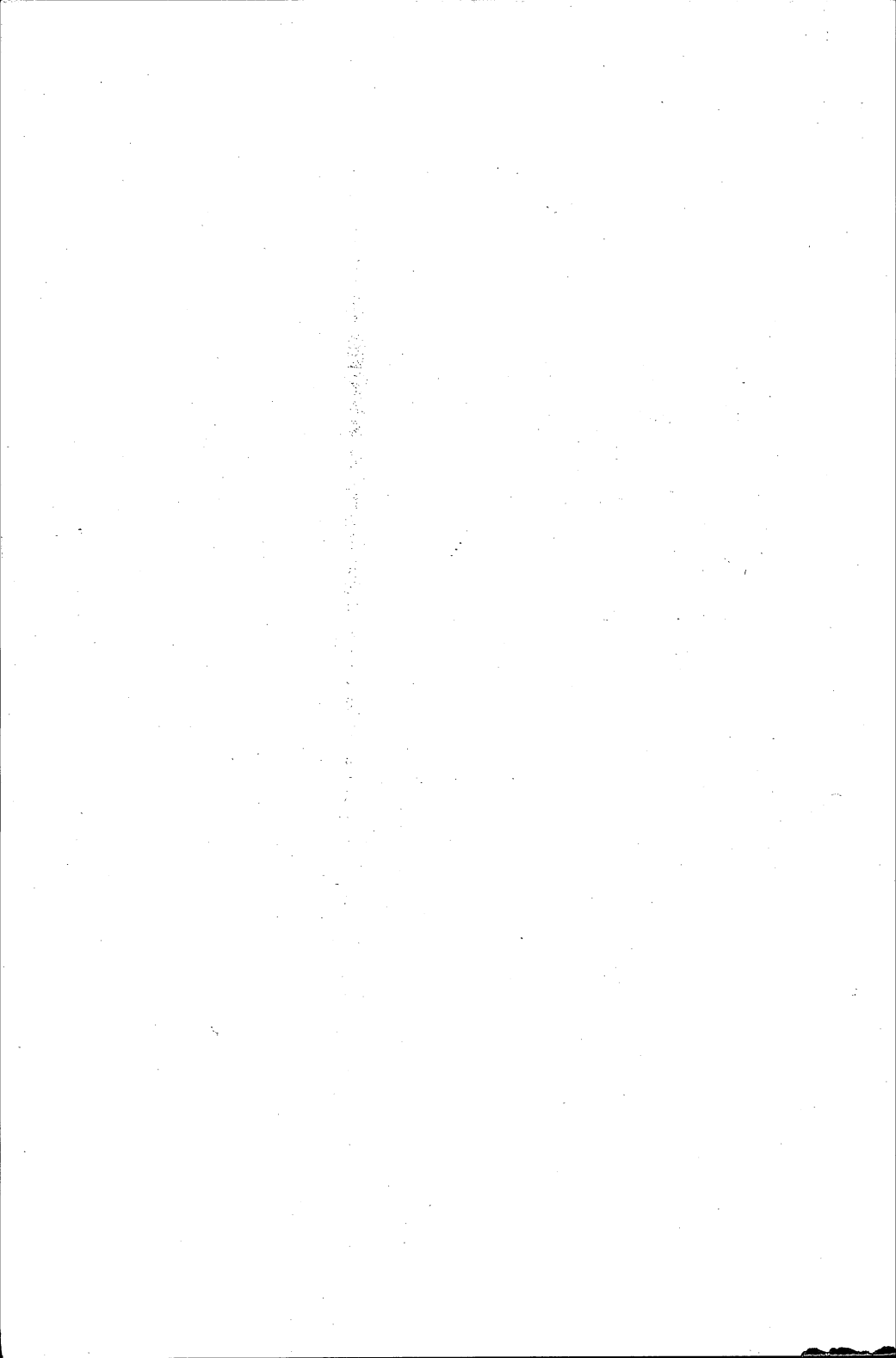
En febrero de 1979 se firmó un convenio de colaboración entre la UNAM, PEMEX, IMP y el CIPM (Colegio de Ingenieros Petroleros de México). El objeto del convenio ha sido elevar el nivel académico de los alumnos del área de Ingeniería Petrolera en la Facultad de Ingeniería, tanto de licenciatura como de posgrado, así como crear el Doctorado y promover la superación de un mayor número de profesionales que laboran en la industria petrolera, por medio de cursos de actualización y especialización.

Uno de los programas que se están llevando a cabo a nivel de licenciatura, dentro del marco del Convenio, es la elaboración y actualización de apuntes de las materias de la carrera de Ingeniero Petrolero. Con esto se pretende dotar al alumno de más y mejores medios para elevar su nivel académico, a la vez que proporcionar al profesor material didáctico que lo auxilie en el proceso enseñanza-aprendizaje.

En la preparación de estos apuntes intervino el ingeniero - Manuel Falcón Félix, quien se encargó de su dirección y revisión, de acuerdo con el programa actual de la asignatura "Bombeo y Compresión". Su elaboración fue realizada por el ingeniero Alfonso Rosales Rivera, quien los utilizó como Tesis para su Examen Profesional.

DEPARTAMENTO DE EXPLOTACION DEL PETROLEO

ABRIL DE 1983



I N D I C E		PAG.
	SIMBOLOGIA	ii
Cap. I.	REPASO DE CONCEPTOS BASICOS DE TERMODINAMICA.	1
	I.1. Diferentes tipos de energía.	2
	I.2. Conservación de la energía.	11
	I.3. Relaciones de energía	12
	I.4. Procesos termodinámicos aplicados a los gases ideales.	17
	I.5. Estudio de los ciclos termodinámicos	24
	Bibliografía.	35
Cap. II.	COMPRESORES DE GAS DE TIPO RECIPROCANTE.	36
	II.1. Ciclo de compresoras.	36
	II.2. Fórmulas para trabajo y potencia.	43
	II.3. Características de las compresoras.	45
	II.4. Potencia indicada.	46
	II.5. Compresión en etapas múltiples.	48
	II.6. Compresores centrífugos.	52
	Bibliografía.	71
Cap. III.	BOMBAS.	72
	III.1. Generalidades.	72
	III.2. Bombas de émbolo.	106
	III.3. Bombas rotatorias.	136
	III.4. Bombas centrífugas.	140
	III.5. Estaciones de bombeo.	230
	III.6. Líneas de conducción.	247
	Bibliografía.	285
Cap. IV.	TURBINAS.	
	IV.1. Turbinas hidráulicas.	286
	IV.2. Turbinas de gas.	289

SIMBOLOGIA

		Sistema Métrico	Sistema Inglés
Símbolos			
A	Area.	cm^2, m^2	$\text{pg}^2, \text{pie}^2$
C	Capacidad Calorífica.	$1 \text{ cal}/^\circ\text{C}$	$1 \text{ BTU}/^\circ\text{F}$
C	Porcentaje de espacio muerto en compresores.	%	%
C	Velocidad absoluta del gas.	m/seg	pies/seg
C _m	Velocidad radial del gas.	m/seg	pies/seg
C _u	Velocidad tangencial del gas.	m/seg	pies/seg
c _p	Calor específico a presión <u>cons</u> tante.	$1 \text{ cal}/\text{g}_m^\circ\text{C}$	$1 \text{ BTU}/\text{lb}_m^\circ\text{F}$
c _v	Calor específico a volumen <u>cons</u> tante.	$1 \text{ cal}/\text{g}_m^\circ\text{C}$	$1 \text{ BTU}/\text{lb}_m^\circ\text{F}$
D	Diámetro del impulsor.	cm	pg
E	Energía.	Joules	$\text{lb}_f\text{-pie}$
E	Módulo de elasticidad del material.	g_f/cm^2	lb_f/pg^2
E	Factor eficiencia por junta solda- da.	---	---
e	Rendimiento.	%	%
F	Fuerza.	kg_f	lb_f
F	Factor de seguridad en diseño de tu- berías.	---	---
g	Aceleración de la gravedad.	$9.81 \text{ m}/\text{seg}^2$	$32.2 \text{ pies}/\text{seg}^2$
H	Entalpía = mh	Cal/g_m	BTU/lb_m
H	Carga o altura.	m	pies.

Símbolos		Sistema Métrico	Sistema Inglés
J	Equivalente mecánico del calor.	426kg _f -m/kcal	778 lb _f pie/BTU
K	Constante.	---	---
k	Relación de pesos específicos c_v/c_p .	---	---
l	Espacio recorrido por el cilindro.	m	pies
M	Flujo de masa.	kg _m /seg	lb _m /seg
m	masa.	kg _m	lb _m
N	Potencia.	C.V.	HP
n	Número de moles.	---	---
n	Número de RPM.	---	---
P	Presión.	kg _f /cm ²	lb _f /pg ²
Q	Calor.	kcal	BTU
Q	Gasto.	m ³ /seg, lt/seg	bl/min, GPM
R	Constante de los gases.	kg _f -m/kg _m °K	pie-lb _f /lb _m °R
R, r	Radio.	cm	pg
r	Relación de presiones P_2/P_1 .	---	---
S	Entropía.	Cal/g _m	BTU/lb _m
SG	Densidad relativa.	---	---
St	Esfuerzo de trabajo mínimo permisible.	kg _f /cm ²	lb _f /pg ²
Sy	Esfuerzo de trabajo mínimo especificado en el pto. cedente.	kg _f /cm ²	lb _f /pg ²
T	Temperatura.	°C, °K	°F, °R
T	Factor de seguridad por temperatura.	---	---
t	Espesor.	cm	pg
U	Energía Interna.	Cal	BTU

Símbolos	Sistema Métrico	Sistema Inglés	
U	Velocidad tangencial de los álabes.	m/seg	pie/seg
V	Volumen	m ³ , Lt	pie ³ , gal, bl
v	Velocidad	m/seg	pie/seg
W	Peso	kg _f	lb _f
W	Velocidad relativa del gas	m/seg	pie/seg
W	Trabajo	kg _f .m	lb _f .pie
α	Angulo formado entre la velocidad absoluta "C" y la velocidad tangencial "U".		
B	Angulo formado por la dirección negativa de la velocidad tangencial "U" y la velocidad relativa "W".		
Δ	Incremento		
η	Eficiencia	%	%
Θ	Angulo de giro de manivela		
π	3.1416		
μ	Viscosidad	kg _m /mseg, centipoise	lb _m /pie seg
ρ	Densidad	g _m /cm ³	lb _m /pie ³
ϕ	Coefficiente de flujo		
ψ	Coefficiente de carga		
ω	Velocidad angular	1/seg	1/seg

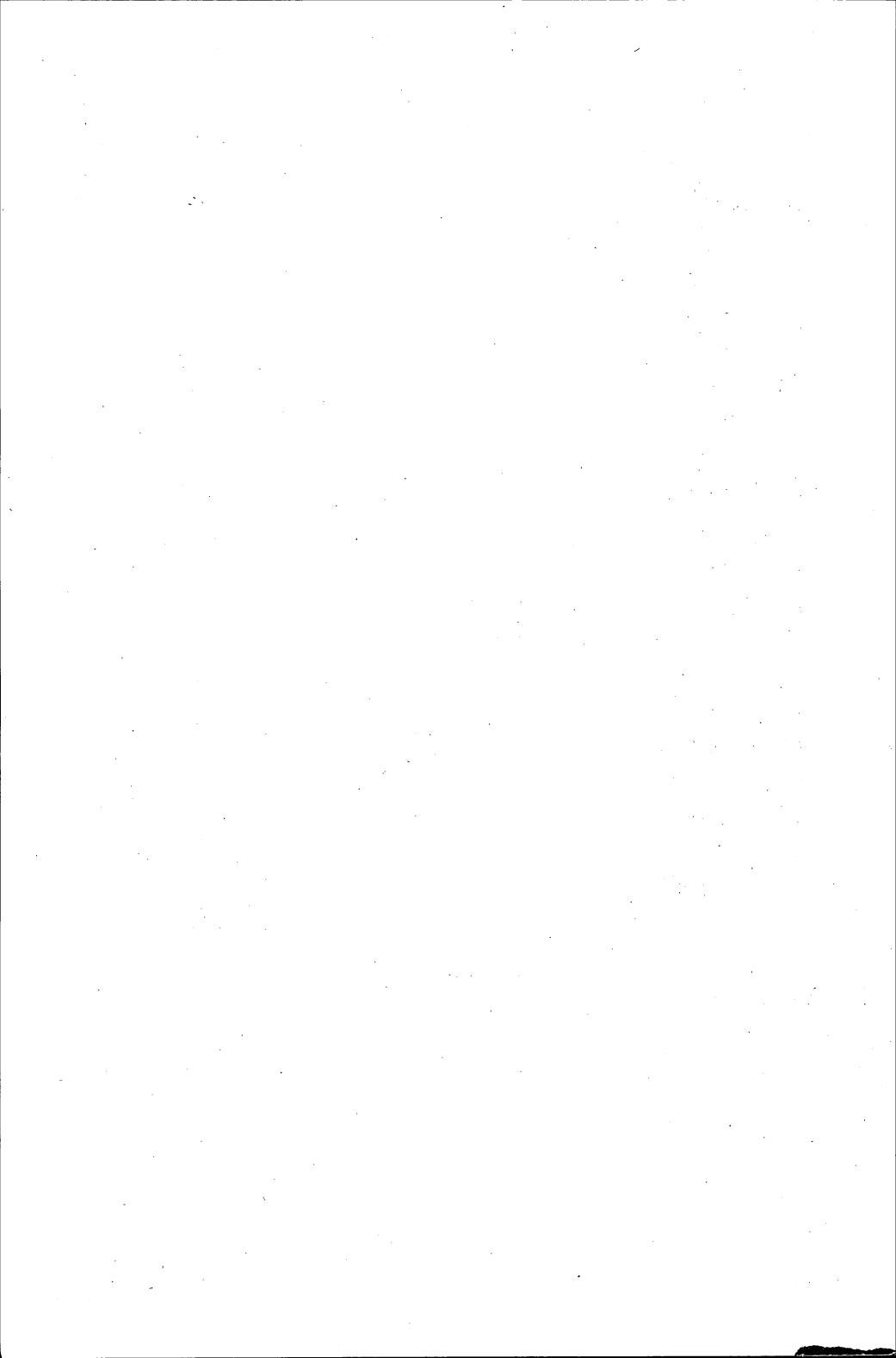
Subíndices

a Actual o real.

Subíndices

b	Barométrica
c	Cinética
c	Compresor
D	Descarga
d	Diferencial
E	Estática
e	Regenerador
f	Fricción
f	Flexión
i	Inicial
nr	Ciclo no regenerativo.
p	Potencial
r	Ciclo regenerativo
S	Succión
s	Específico
T	Turbina
t	Total
t	Teórico
v	Vapor

1,2,3,4 } Etapas de un ciclo termodinámico
a,b,c,d }



CAPITULO I.

CAPITULO I.- REPASO DE CONCEPTOS BASICOS DE TERMODINAMICA

En el presente capítulo se definirán los conceptos básicos de la termodinámica clásica, los cuales son indispensables para el análisis y solución de problemas relacionados con el bombeo y compresión.

TERMODINAMICA: De acuerdo con Hatsopoulos y Keenan, termodinámica es la ciencia de los estados y cambios de estado de los sistemas físicos y la interacción entre los sistemas que pueden acompañarse de cambios de estado.

De acuerdo con Joseph Keenan, "La ciencia de la termodinámica es una rama de la física, la cual describe los procesos naturales en los cuales la temperatura juega una parte importante.

Dichos procesos involucran la transformación de la energía de una forma a otra. Por consecuencia, la termodinámica trata con las leyes que gobiernan esa transformación de energía".

La termodinámica es, por su utilidad en el diseño ingenieril de los procesos, mecanismos y sistemas involucrados en la utilización efectiva de la energía y de la materia en el beneficio de la humanidad, una de las ciencias más relevantes, de ahí la importancia de su estudio.

Una de las primeras observaciones del hombre fue el hecho de que la aplicación de una fuerza producía un cambio y que el producto de la fuerza por la distancia era proporcional al esfuerzo realizado. Por ello, la fuerza fue reconocida como el factor que producía el cambio, dependiendo éste de la capacidad de la fuente de fuerza. A esta capacidad es a lo que llamamos energía.

ENERGIA: es la capacidad para ejercer una fuerza a través de una distancia.

ENERGIA: es la capacidad de producir cambios en la constitución, el estado, la posición o el movimiento de la materia.

Antes de continuar mencionando los diferentes tipos de energía, definiremos algunas de las propiedades termodinámicas más importantes, así como conceptos termodinámicos fundamentales.

La importancia de definirlos recae en el hecho de que el estado de una sustancia líquida o gaseosa puede quedar establecido al quedar estipulados dos de sus propiedades, pudiendo ser éstas presión y volumen específico; así mediante esas dos quedarían determinados los valores de la temperatura, energía interna, entropía y entalpía de la sustancia en cuestión. No importa lo que suceda con la sustancia, si es calentada, comprimida, expandida o enfriada, si se regresa a sus valores de presión y volumen específico, las otras propiedades también regresan a sus valores originales.

Las propiedades de la sustancias pueden ser divididas en dos clases: intensivas y extensivas.

Propiedades intensivas- Aquéllas que son independientes de la masa del sistema considerado; por ejemplo, temperatura, presión, densidad.

Propiedades extensivas- Aquéllas que son dependientes de la masa del sistema considerado y son valores totales; por ejemplo, volumen, energía interna, masa.

Propiedades Intensivas:

Presión-

Esta definida como la fuerza normal por unidad de área. Es una de las propiedades más útiles, ya que puede ser medida directamente. En términos de la teoría cinética, la presión de un fluido es debida al cambio de **momentum** de las moléculas cuando alcanzan las barreras del sistema.

La presión viene dada normalmente en kg_f/cm^2 o lb_f/pg^2 .

Temperatura-

La temperatura de un cuerpo es su estado térmico considerado como referencia su poder para comunicar calor a otros cuerpos. En términos de la teoría cinética, la temperatura es la medida de la intensidad de la energía molecular almacenada en un sistema. Las escalas de temperatura son la escala Celsius o Centígrada y la escala Fahrenheit, cuyos puntos de referencia más comunes son aquéllos a los cuales el agua se congela y hierve.

Para la escala centígrada los puntos de congelamiento y de vapor son 0°C y 100°C respectivamente y para la escala Fahrenheit son 32°F y 212°F respectivamente.

Estas dos escalas están relacionadas mutuamente por las relaciones:

$$T_{\text{C}} = 5/9 (T_{\text{F}} - 32) \quad (^\circ\text{C} \text{ y } ^\circ\text{F})$$

$$T_{\text{F}} = 9/5 T_{\text{C}} + 32$$

El estudio de la termodinámica requiere el uso de escalas absolutas.

* James Clerk Maxwell (1831-1879)

de temperatura, las cuales están medidas a partir de un punto de cero absoluto. El cero absoluto de la escala centígrada es -273° y está definido por la siguiente expresión:

$$T^{\circ K} = T^{\circ C} + 273 \quad \text{donde } ^{\circ K} = \text{grados Kelvin o Centígrados Absolutos.}$$

El cero absoluto de la escala Fahrenheit es -460° y está definido por la expresión:

$$T^{\circ R} = T^{\circ F} + 460 \quad \text{donde } ^{\circ R} = \text{grados Rankine o Fahrenheit Absolutos}$$

Densidad-

La densidad de una sustancia queda definida como su masa por unidad de volumen, siendo sus unidades más usuales g_m/cm^3 y lb_m/pt^3

$$\rho = m/v$$

Densidad Relativa-

La densidad relativa de una sustancia queda definida por la relación entre su peso específico con respecto al del agua o aire @ o.s.

$$SG = \frac{\gamma_{\text{subst}}}{\gamma_{\text{aire o agua}}}$$

Peso Específico-

Es el peso de la unidad de volumen, y está definido por la relación

$$\gamma = \rho \cdot g$$

Volumen Específico-

Es el volumen de la unidad de masa y el recíproco de la densidad, siendo sus unidades cm^3/g_m y pt^3/lb_m

$$v_s = v/m = \frac{1}{\rho}$$

Propiedades Extensivas:

Volumen-

Espacio ocupado por un cuerpo. (m^3 o pt^3)

Masa-

La masa de un cuerpo es la cantidad absoluta de materia incluida en él. Su símbolo es "m" y sus unidades más comunes son g_m , lb_m

Energía Interna-

La energía interna es la suma de las energías de todas las moléculas en un sistema, energías que aparecen en muy diversas y complejas formas.

Entalpía- Está definida como la suma del producto presión-volumen más la energía interna.

$$H = mh = U + PV. \quad (I-1)$$

La entalpía tiene las mismas unidades que la energía, más no es una forma de energía.

Entropía (S)- Es una propiedad termodinámica, la cual es usada como un índice de la irreversibilidad de los procesos.

Por definición:

$$\Delta S_{12} = \int_1^2 \frac{dq}{T}, \quad (I-2)$$

donde dq es la reversibilidad del calor suministrado o extraído de una sustancia a una temperatura absoluta (T) dada.

Primer Principio de la Termodinámica-

Este primer principio es una generalización del teorema de la energía. Así podemos decir que cuando un sistema lleva a cabo un cambio cíclico, el calor neto al o del sistema es igual al trabajo neto del o al sistema. $Q = W$

Segundo Principio de la Termodinámica-

Este principio ha sido definido de muy distintas maneras, una de las cuales es: No existe ningún proceso cuyo único resultado sea la absorción de calor de un foco, a una sola temperatura y - la conversión íntegra de este calor en trabajo mecánico.

Como se dijo anteriormente, la fuerza está relacionada directamente con la energía, siendo el origen o causa de esta fuerza la que determine los distintos tipos de energía:

- La variación del movimiento (energía cinética)
- La atracción exterior (energía potencial)
- La variación en la presión, la temperatura o composición química (energía interna).

Energía Cinética:

La energía cinética o de movimiento está definida por la expresión: $E_k = 1/2 m \cdot v^2$. Su valor depende de la masa del cuerpo considerado y de su velocidad en un instante dado. Es independiente de la dirección en la cual dicho cuerpo se mueva y del proceso particular mediante el cual adquirió la velocidad.

Siempre que una masa sufra un cambio de velocidad, una fuerza actuará,

$$F = ma = m \, dv/dt$$

Cuando la fuerza se ejerce sobre una distancia "L" el cambio será:

$$\Delta E = \int_{L_1}^{L_2} F \, dL = \int_{t_1}^{t_2} Fv \, dt = m \int_0^{v_1} v \, dv$$

Ahora bien, la energía cinética asociada con la velocidad "v" y la masa "m" se encuentra integrando la ecuación anterior, desde una velocidad cero hasta una velocidad "v₁".

$$E_k = 1/2 m \cdot v^2$$

La energía cinética es una magnitud escalar y es siempre positiva (o cero), ya que "v²" es siempre positiva (o cero).

La variación de la energía cinética, entre dos puntos cualesquiera de la trayectoria de un cuerpo en movimiento, puede ser positiva o negativa, según los valores relativos de las velocidades del cuerpo en estos puntos. Conocidas estas velocidades, la variación de energía cinética queda completamente determinada. No es necesario conocer cómo puede haber variado la velocidad entre los puntos considerados de la trayectoria.

La unidad de energía cinética en un sistema cualquiera es igual al producto de la unidad de masa por el cuadrado de la unidad de velocidad en dicho sistema.

Es costumbre expresar la energía cinética en unidades de trabajo, esto es, en joules, kilogramo-metro o libras-pie.

Energía potencial:

La energía potencial se restringe a la fuerza gravitacional, esta es, energía que se obtiene de la elevación de una masa con relación a un nivel de referencia. La atracción gravitacional de la tierra sobre una masa, es la fuente de una fuerza que es proporcional a la masa del cuerpo considerado.

$$F = mg$$

Esta fuerza es ejercida a través de una distancia, que es la elevación "h" de la masa. Por lo tanto la energía potencial o de posición resulta: $E_p = mgh$

La energía potencial se determina a partir del desplazamiento vertical del centro de gravedad del cuerpo considerado; depende del plano horizontal de referencia que se toma y tiene un valor único para un nivel especificado. La energía potencial tendrá valor cero en el plano de referencia, negativo cuando esté por debajo y positivo cuando el cuerpo se encuentre encima del plano de referencia.

El cambio de la energía potencial depende solamente de la diferencia de alturas y no de la trayectoria que siga el cuerpo, esto es, si por ejemplo, una masa flúida se mueve del punto (B) al punto (C) de la Fig. I-1, no hay cambio en la energía potencial, ya sea que la trayectoria sea recta o curva; de igual manera por medio de la figura podemos notar que no existe variación de energía potencial en una trayectoria cerrada, ya que el aumento de energía de (A) a (B) permanece constante de (B) a (C), pero disminuirá de (C) a (A) en una cantidad igual a su aumento.

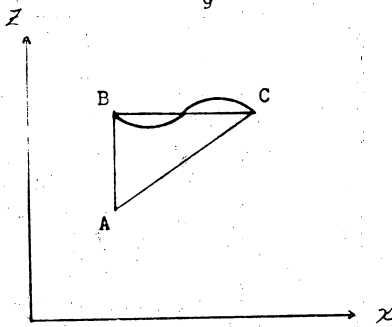


Fig. I-1

Las unidades de la energía potencial son:

- Para el sistema métrico $E_p = mgh$ [kg-m]
- Para el sistema inglés $E_p = mgh$ [lb-pie]

Energía interna:

Toda la materia tiene energía que proviene del movimiento y configuración de sus moléculas; esta energía se conoce como energía interna y la cantidad de ésta se muestra por propiedades tales como presión, temperatura y composición química.

Para explicar ésta, imaginemos una mezcla de aire y vapor de gasolina encerrados a presión por un émbolo, en un cilindro vertical; el émbolo está conectado a una carga "w" de modo que la expansión de la mezcla levante la carga. La energía interna de la mezcla se convirtió en energía potencial de la carga. La mezcla habrá cambiado en sus características de presión y temperatura, pero no de composición química. Ahora, si una chispa enciende la mezcla, variará la composición por la liberación de la energía interna química de la mezcla cediéndola en forma de energía potencial a la carga, esta vez con mucho mayor fuerza.

Esta energía no puede ser medida sino solamente por medio del cambio de energía interna a otro tipo de energía.

La energía interna específica para un kg_m (o una libra) la representamos por " u " [Cal/ Kg] o (BTU/lb) y la energía interna de un peso " w " en Kg o lb la representamos por " U " [Cal] o [BTU], siendo $\Delta u = u_2 - u_1$ y $\Delta U = U_2 - U_1$, los cambios de energía interna.

I-2 CONSERVACION DE LA ENERGIA.

El principio de la conservación de la energía establece que, la energía no se crea ni se destruye, sólo se transforma. Esto lo hemos podido ver al definir los distintos tipos de energía.

Así, un cuerpo en movimiento al desplazarse de un punto (A) a otro punto superior (B), irá perdiendo energía cinética, mientras su cantidad de energía potencial irá en aumento. Como ésta, podemos ver en la naturaleza una gran cantidad de transformaciones de energía.

Esta ley puede aplicarse de distintas maneras; por ejemplo, para cualquier sistema, si la energía no se crea ni se destruye:

$$\left[\begin{array}{l} \text{energía que} \\ \text{entra al sis} \\ \text{tema} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{incremento de} \\ \text{la energía al} \\ \text{almacenada} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{l} \text{energía que} \\ \text{sale del sis} \\ \text{tema} \end{array} \right]$$

y

$$\left[\begin{array}{l} \text{energía ini-} \\ \text{cialmente} \\ \text{almacenada} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{l} \text{energía que} \\ \text{entra al sis} \\ \text{tema} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{l} \text{energía que} \\ \text{sale del sis} \\ \text{tema} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{energía} \\ \text{almacenada} \\ \text{al final} \end{array} \right]$$

1-3 RELACIONES DE ENERGIA

La transferencia de energía, puede comprenderse aún mejor si tomamos en cuenta la reversibilidad o la irreversibilidad de un proceso o ciclo.

Reversibilidad-. Llamamos procesos reversibles a aquéllos en los que después de completarse el proceso, se puede volver a seguir en orden inverso los distintos estados del proceso original y todas las cantidades de energía absorbidas por el medio circundante o cedidas por éste, pueden retornarse a sus estados originales.

Irreversibilidad-. La irreversibilidad, de manera contraria, la encontramos en procesos en los que no podemos seguir en orden inverso los estados del proceso; tal es el caso del calentamiento de gas por electricidad en el que el gas caliente no puede regresar la electricidad al sistema eléctrico.

La irreversibilidad de un proceso está presente siempre que:

- 1) El calor fluya debido a una diferencia de temperaturas.
- 2) Ocurra un choque inelástico.
- 3) Intervenga el rozamiento.

La irreversibilidad puede ser

{	interna
	externa

Interna-. Cuando el sistema lleva a cabo una transmisión de calor a través de una caída de temperatura.

Externa-. Cuando en el sistema existe la fricción o el rozamiento.

Calor Especifico-. Cuando en un proceso una cantidad de energía se disipa por rozamiento, y como resultado de esto la temperatura de un cuerpo se incrementa, decimos que el cuerpo ha absorbido una cantidad de calor. Por lo cual se hace necesario definir los conceptos de capacidad calorífica y calor específico.

La capacidad calorífica " C ", la definimos como la razón del calor absorbido " dQ ", a la elevación de temperatura " dT ". $C = dQ/dT$

Las unidades de capacidad calorífica son: 1 cal/°C o 1 BTU/°F.

El calor específico " c " de una sustancia se define por la cantidad de calor que entra o sale de una unidad de masa, cuando en ésta varía un grado su temperatura. Sus unidades son: 1 cal/g_m-°C o 1 BTU/lb_m-°F

El calor específico es una propiedad de una sustancia dada, mientras que la capacidad calorífica es una propiedad de un cuerpo formado por dicha sustancia.

El calor específico de una sustancia lo podemos encontrar de dos maneras:

- Calor específico a volumen constante " c_v " o $c_v = \frac{du}{dT}$ (I-3)
- Calor específico a presión constante " c_p " o $c_p = \frac{db}{dT}$ (I-4)

La aplicación de estos conceptos es fundamental en el estudio de los problemas relacionados con las diversas transformaciones de energía.

Gases Ideales-. Los gases ideales son aquellas sustancias sobre las cuales las leyes de los gases ideales rinden resultados suficientemente exactos; de no suceder así, se considerarán gases imperfectos.

Las leyes de los gases ideales son:

Ley de Boyle- Si se mantiene constante la temperatura de una cantidad dada de gas, el volumen ocupado por éste es inversamente proporcional a la presión absoluta que soporta.

$$P_1/P_2 = V_2/V_1, P \cdot V = \text{cte.} \quad (\text{I-5})$$

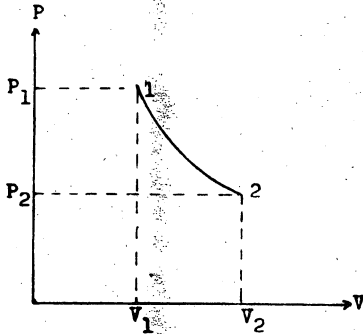


FIG. I-2

Nota: Un punto como el (1) es un punto de estado. La curva que une (1) y (2) es la trayectoria del punto de estado a medida que el estado de la sustancia cambia y se le considera como un proceso.

Ley de Charles (Gay Lussac)- Esta ley se puede enunciar para dos casos:

1) $P = \text{cte.}$ A presión constante, el volumen ocupado por un gas es directamente proporcional a la temperatura absoluta.

$$V_1/T_1 = V_2/T_2$$

(I-6a)

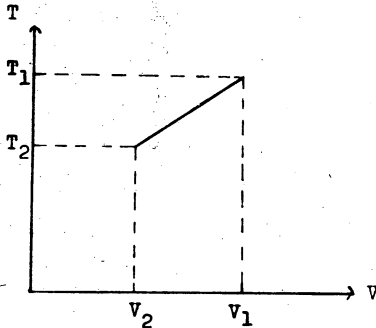


FIG. I-3

2) $V = \text{cte.}$ A volumen constante, la presión ejercida por un gas perfecto es directamente proporcional a la variación de la temperatura.

$$P_1/P_2 = T_1/T_2 \quad (\text{I-6b})$$

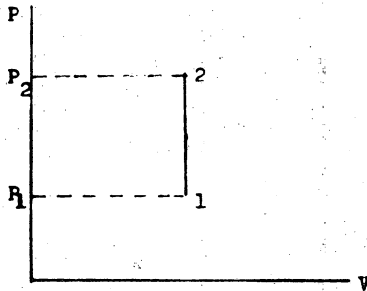


FIG. I-4

Ley General del Estado Gaseoso- Esta ecuación puede obtenerse combinando la ley de Boyle con cualquiera de los dos enunciados de la ley de Charles, o bien combinando los dos enunciados de la ley de Charles:

$$P_1 V_1 / T_1 = P_2 V_2 / T_2 = PV/T = R, \quad (\text{I-7})$$

donde "R" es la constante de los gases y su valor puede ser determinado a partir de observaciones experimentales de valores simultáneos de P, V y T.

$$\text{Así, } R = \frac{(\text{Unidad de presión}) (\text{Unidad de volumen/ unidad de masa})}{\text{Temperatura Absoluta}}$$

de esta manera, para el sistema métrico tenemos a una temperatura de 0°C y presión atmosférica

$$R = \frac{(1.033) (10,000) (0.7735)}{273} = 29.3 \frac{\text{kg}_f \cdot \text{m}}{\text{kg}_m \cdot ^\circ\text{K}}$$

y para el sistema inglés a una temperatura de 32°F y presión atmosférica

$$R = \frac{(14.7)(144)(12.39)}{460 + 32} = 53.3 \frac{\text{Pie-lb}}{\text{lb}^{\circ}\text{R}}$$

donde 0.7735 y 12.39 son el volumen específico del aire en m^3/kg_m y ft^3/lb_m en el sistema métrico y en el sistema inglés, respectivamente.

Ahora bien, completando la definición de gas ideal, podemos decir que un gas ideal es aquel que cumple la condición $PV = RT$ y tiene calores específicos constantes.

Ley de Dalton- En una mezcla de gases, cada componente ejerce la presión parcial que ejercería si ocupase solo a la misma temperatura el volumen total de la mezcla. La presión total de una mezcla gaseosa, es la suma de las presiones parciales de los diversos componentes de la mezcla:

$$P = P_1 + P_2 + P_3 \dots + P_n$$

Ley de Avogadro- Los volúmenes iguales de gases ideales sujetos a la misma presión y temperatura contienen un número igual de moléculas.

Ley de Joule- Los cambios de energía interna en cualquier proceso dependen solamente de los cambios de temperatura.

Relación entre c_p y c_v (Gas Ideal)

Para establecer las relaciones entre " c_p " y " c_v ", tenemos que recordar las definiciones de los cambios de:

$$(1) \text{ Entalpía} \quad dh = du + \frac{d(PV)}{J} \quad (I-1)$$

$$(2) \text{ Entalpía con } c_p \quad dh = c_p \, dT \quad (I-4)$$

$$(3) \text{ Energía interna} \quad du = c_v \, dT \quad (I-3)$$

$$(4) \text{ La ecuación general de los gases } PV = RT \text{ o } dPV = R dT$$

Ahora, sustituimos (2), (3) y (4) en (1) y encontramos:

$$c_p \, dT = c_v \, dT + \frac{R dT}{J},$$

$$\text{de donde } c_p = c_v + \frac{R}{J} \text{ y } \frac{R}{J} = c_p - c_v \quad (I-8) \text{ y } (I-9)$$

Existe una relación empírica la cual es de gran utilidad y está definida como el cociente entre " c_p " y " c_v ".

$$c_p/c_v = k \quad (I-10)$$

Procesos Aplicados a Gases Ideales.-

En la presente sección se describirán brevemente los procesos involucrados con los gases ideales.

Proceso- Un proceso es aquél que se lleva a cabo siempre que el sistema sufra ya sea un cambio de estado, o una transferencia de energía bajo un estado fijo.

Los procesos pueden ser

{	Reversibles
}	Irreversibles

Proceso reversible o ideal- Se presenta cuando al rehacer los pasos seguidos, se puede regresar al sistema o a los alrededores el trabajo y el calor, previamente entregado.

Proceso irreversible- Se presenta cuando el proceso tiene lugar con diferencias finitas de temperatura y presión entre un sistema y su medio exterior.

Como las representaciones gráficas son de valor inestimable para la resolución de problemas, presentamos para todos los procesos asociados a gases ideales los planos V vs P y S vs T donde

V = volumen

P = presión

T = temperatura

S = entropía

Para cualquier proceso de un gas ideal se establece que;

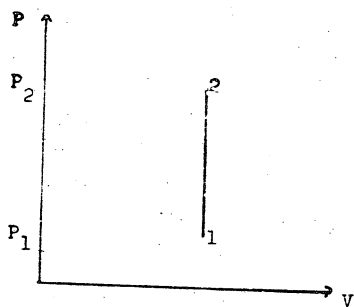
$$\Delta U = c_v (T_2 - T_1) \quad \text{la cual se obtiene de:}$$

Proceso a volumen constante. En un proceso donde $V = \text{cte.}$, pensemos de inmediato en la ley de Charles $P_2/P_1 = T_2/T_1$.

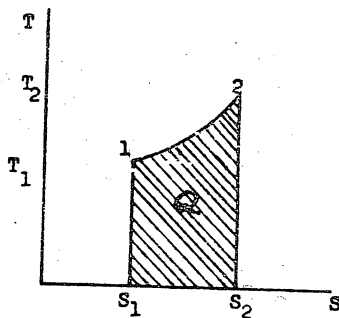
En este tipo de procesos el cambio de temperatura se debe únicamente al calor. Por lo que:

$$Q = \Delta U = c_v (T_2 - T_1). \quad (1-11)$$

El proceso a volumen constante, también llamado isocórico, es representado en un plano P vs V por una recta vertical 1-2 (Fig. 1-5)



(a)



(b)

FIG. 1-5

Proceso a presión constante- Este proceso, también llamado isobárico, puede ser reversible o irreversible, y en cualquier caso, durante la solución de problemas, tenemos en mente la ley de Charles:

$$V_2/V_1 = T_2/T_1$$

De la Fig. I-6, podemos ver que en el plano V vs P, el proceso queda representado por una recta horizontal mientras que en el plano S vs T, el proceso se representa por una curva con pendiente positiva. Las líneas que definen un proceso a presión constante se llaman isobaras.

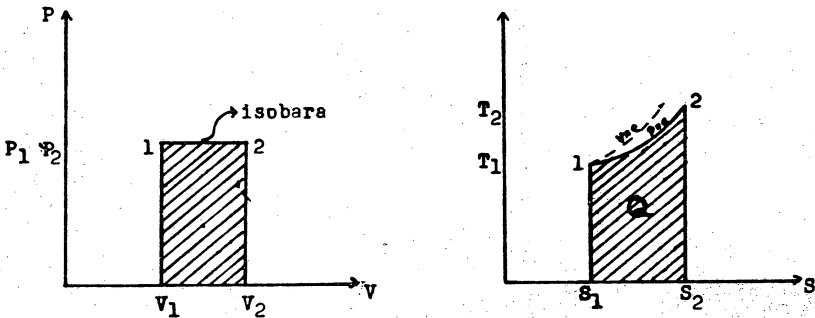


FIG. I-6

En este proceso el calor queda determinado por el área bajo la curva de la gráfica de S vs T, donde para " c_p " constante, $Q = c_p (T_2 - T_1)$, expresado en Cal o BTU. (I-12)

Proceso isotérmico- Es aquél que se lleva a cabo a temperatura constante. En la resolución de problemas, al tener $T = cte.$, pensamos de inmediato en la ley de Boyle $P_1 V_1 = P_2 V_2$.

Las gráficas P vs V y S vs T para este proceso, se muestran en la Fig. I-7.

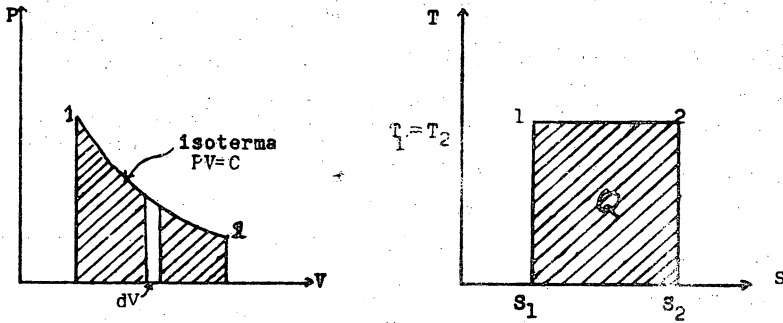


FIG. 1-7

En esta figura se puede ver que si el punto de estado tiene movimiento hacia la derecha, se añade calor, y el sistema efectúa trabajo; si el movimiento es en sentido contrario, se rechaza calor y el trabajo se efectúa sobre el sistema.

En la aplicación de este proceso con los gases ideales, tomamos en cuenta que para un gas ideal la energía interna U , y la Entalpía H dependen solamente de la temperatura, y puesto que la temperatura es constante, $U = \text{cte.}$ y $H = \text{cte.}$

Así, para encontrar el calor Q en este proceso, partimos de que cuando el volumen de un gas perfecto varía a temperatura constante T

$$P = \frac{nRT}{V}$$

y

$$Q = \int_{V_1}^{V_2} PdV = P \int_{V_1}^{V_2} dV$$

Substituyendo el valor de P

$$Q = nRT \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V} = nRT \ln \frac{V_2}{V_1}$$

De la ley de Boyle sabemos que para un proceso a temperatura constante $nRT = P_1 V_1 = P_2 V_2$ y $V_2/V_1 = P_1/P_2$, por lo que la ecuación anterior puede quedar de la siguiente manera:

$$Q = nRT \cdot \ln (P_1/P_2), \text{ en kcal o BTU} \quad (I-13)$$

Proceso Adiabático- El proceso adiabático es un cambio de estado sin transferencia de calor. El trabajo de un sistema adiabático es igual a:

$$\Delta W = -\Delta U = U_1 - U_2 \quad (I-14)$$

Así, el trabajo neto de un proceso adiabático será mayor que cero, si la energía interna química se libera durante el proceso.

Proceso Isentrópico- Un proceso de presión ideal, donde se lleva a cabo un cambio de temperatura manteniendo la entropía constante, se llama proceso isentrópico. Este proceso es adiabático y reversible.

Dada la importancia de este proceso, se detallará la forma de obtención de su relación entre P y V:

La variación de calor "dQ" para un proceso reversible es

$$dQ = TdS = du + pdv \quad (\text{Cal o BTU}) \quad (I-2)$$

A partir de esta ecuación obtenemos el cambio de entropía para un gas ideal

$$dS = \frac{du}{T} + \frac{pdv}{T}$$

Substituyendo el valor de "du" para un proceso con calor específico a volumen constante $du = c_v dT$, la Ec. I-2,

$$dS = \frac{c_v dT}{T} + \frac{Pdv}{T}$$

Haciendo $dS = 0$

$$c_v dT + PdV = 0 \dots\dots(1)$$

Por otra parte, diferenciando la ecuación general de los gases:

$$PV = RT \quad , \quad PdV + VdP = RdT \quad \text{o} \quad \frac{PdV}{R} + \frac{VdP}{R} = dT$$

Substituyendo el valor de dT en (1):

$$\frac{c_v PdV + c_v VdP}{R} = -PdV \dots\dots(2)$$

Multiplicando la Ec. 2 por R y dividiéndola por "PV" obtenemos:

$$c_v \frac{dV}{V} + c_v \frac{dP}{P} = -k \frac{dV}{V} \quad \text{Ordenando la ecuación de}$$

manera que podamos emplear las relaciones entre c_p y c_v :

$$c_v \frac{dP}{P} = -(R + c_v) \frac{dV}{V}$$

entonces, substituyendo $R + c_v = c_p$ y $c_p/c_v = k$

obtenemos

$$c_v \frac{dP}{P} = -c_p \frac{dV}{V} \quad \frac{dP}{P} = -k \frac{dV}{V}$$

Integrando esta ecuación entre dos estados 1 y 2 se obtienen:

$$\int_1^2 \frac{dP}{P} = -k \int_1^2 \frac{dV}{V}$$

$$\ln (P_2 - P_1) = k \ln (V_1 - V_2)$$

$$\ln (P_2 / P_1) = k \ln (V_1 / V_2)$$

Tomando antilogaritmos $(V_1/V_2)^k P_2/P_1$ o $P_1 V_1^k = P_2 V_2^k$,
por lo que para cualquier línea isentrópica $PV^k = \text{cte.}$, (I-15)

que es la relación entre "P" y "V" para un proceso isentrópico.

De manera semejante a la obtención de la relación P-V se puede obtener la relación P-T para un proceso isentrópico:

$$T_2/T_1 = (P_2/P_1)^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{(I-16)}$$

Ahora, determinaremos la relación entre T y V para un proceso isentrópico.

Para un proceso adiabático, reversible:

$$\Delta U = -\Delta W = -PdV, \quad \text{(I-14)}$$

pero $dU = c_v dT$ y $P = RT/V$.

Así $c_v dT = -RT \frac{dV}{V}$ o $\frac{dT}{T} = -\frac{R}{c_v} \frac{dV}{V}$.

De la Ec. I-3 $\frac{R}{c_v} = \frac{c_p - c_v}{c_v} = k-1$,

por consiguiente $\frac{dT}{T} = -(k-1) \frac{dV}{V}$.

Integrando entre 2 estados 1 y 2 con k constante:

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = (k-1) \ln \frac{V_1}{V_2} \quad \text{o} \quad \frac{T_2}{T_1} = \frac{V_1}{V_2}^{k-1} \quad (\text{I-17})$$

Las gráficas de P vs V y T vs S para este proceso están de acuerdo con la definición donde Q = 0, ya que en el plano T vs S no existe área bajo la curva (Fig. I-8).

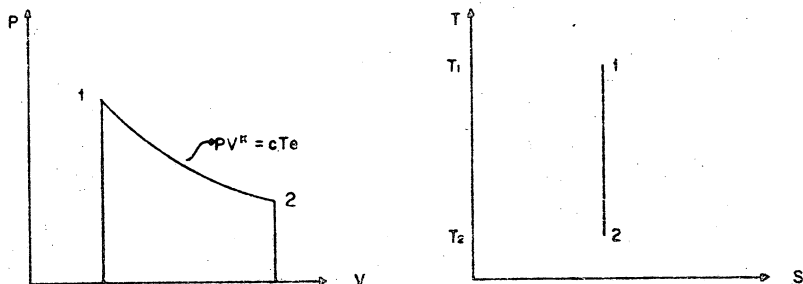


FIG. I-8.

Proceso Politrópico- Un proceso politrópico es un proceso internamente reversible que cumple con la condición $PV^n = \text{cte}$.

Esta relación la podemos también encontrar como $P_1 V_1^n = P_2 V_2^n$,

donde "n" es una constante y puede tomar cualquier valor de $-\infty$ a $+\infty$.

El valor de "n" lo podemos encontrar a partir de $(V_1/V_2)^n = P_2/P_1$ mediante el uso de logaritmos.

$$n \ln (V_1/V_2) = \ln (P_2/P_1)$$

$$n = \frac{\ln (P_2/P_1)}{\ln (V_1/V_2)} \quad (\text{I-18})$$

1.5.- CICLOS TERMODINAMICOS

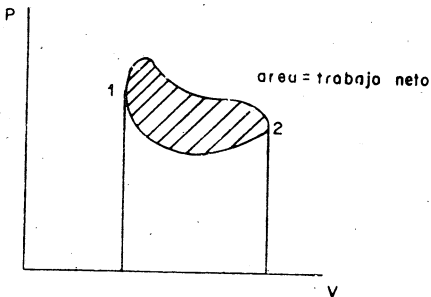
En la presente sección se analizarán los ciclos termodinámicos más comunes asociados a motores térmicos.

Ciclo- Un ciclo es una serie de procesos durante los cuales el sistema, iniciado en un estado particular (1), retorna a su estado inicial.

Todos los ciclos termodinámicos (con excepción del ciclo de refrigeración que se realiza en forma inversa) absorben calor de un foco a temperatura elevada, realizan un cierto trabajo mecánico y ceden calor a temperatura más baja. Cuando un sistema ha completado un proceso cíclico, sus energías internas, inicial y final, son iguales, por lo que según el Primer Principio de la Termodinámica:

$$U_2 - U_1 = 0 \quad Q - W = 0 \quad Q = W$$

De esta manera, podemos ver que el calor neto que fluye a un motor, es igual al trabajo neto realizado por éste, Fig. I-9.



El área encerrada por la curva que representa un proceso cíclico es igual al trabajo neto.

FIG. I-9

El calor "Q" en un ciclo termodinámico es igual a la suma del calor suministrado (Q_{sum}) más el calor expulsado (Q_{exp}).

$$Q_t = Q_{sum} + (-Q_{exp}).$$

El calor suministrado es el que se obtiene generalmente del combustible usado por el motor.

Rendimiento Térmico (e)

El rendimiento térmico de un ciclo se define como la razón del trabajo útil al calor absorbido, o sea la producción dividida por el consumo.

$$e = \frac{W}{Q_{sum}} = \frac{Q_{sum} + (-Q_{exp})}{Q_{sum}} \quad (I-19)$$

A causa de las pérdidas por fricción en las distintas partes del motor, el trabajo útil suministrado es inferior al trabajo "W", y el rendimiento total es menor que el térmico.

Esto es debido a que:

Las máquinas de combustión interna operan en el llamado ciclo abierto, por lo que para analizarlas es ventajoso idear ciclos cerrados que aproximadamente abarquen los ciclos abiertos. Estas aproximaciones suponen lo siguiente:

- a) Una masa fija de aire es la substancia de trabajo a lo largo de todo el ciclo y el aire es siempre un gas ideal.
- b) El proceso de combustión se reemplaza por un proceso de transmisión de calor de una fuente externa.
- c) El ciclo se completa por la transmisión de calor al medio circundante.
- d) Todos los procesos son reversibles internamente.
- e) La suposición adicional es de que el aire tiene un calor específico constante.

En el motor de combustión interna, en cada ciclo tienen lugar cuatro procesos:

- 1.- Carrera de admisión
- 2.- Carrera de compresión
- 3.- Carrera de trabajo
- 4.- Carrera de escape

Ciclo de Carnot-

El ciclo de Carnot es el ciclo que tiene el mayor rendimiento concebible. La perfección de este ciclo nos permite usarlo como comparación para las máquinas reales y los ciclos reales, y también otros ciclos ideales.

Este ciclo se basa en el principio de que cuando una fuente y un receptor tienen distintas temperaturas, un sistema podrá ser imaginado para realizar trabajo y cuanto más sea la diferencia de temperatura, mayor será la conversión de calor en trabajo.

El ciclo de Carnot se compone de cuatro procesos:

- 1) Una sustancia absorbe por vía reversible e isoterma una cantidad de calor Q_{sum} de un foco a temperatura constante. La sustancia realiza trabajo durante este proceso.
- 2) La sustancia es entonces aislada térmicamente y realiza más trabajo por vía adiabática; durante este proceso su temperatura disminuye debido a que el trabajo se realiza por la pérdida de energía interna.
- 3) La sustancia se pone ahora en contacto con un segundo foco a la nueva temperatura. Se realiza sobre la sustancia de trabajo por vía isoterma, reversible y se pierde la cantidad de calor Q_{exp} .

4) Se aísla de nuevo la sustancia térmicamente y se realiza sobre ella trabajo en forma adiabática, elevándose su temperatura y recuperando su estado inicial, con lo que se completa el ciclo. La Fig. I-10, es el diagrama de un ciclo de Carnot para un gas. La línea AB es la expansión isotérmica, BC la expansión adiabática, CD la compresión isotérmica y DA la compresión adiabática hasta el estado inicial.

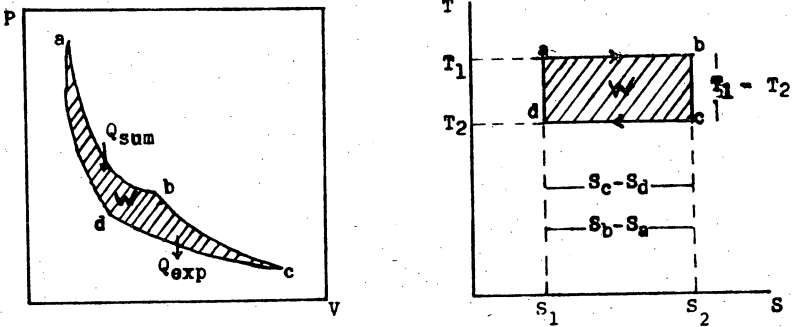


FIG. I-10

El rendimiento térmico para el ciclo de Carnot lo podemos establecer a partir de los diagramas T vs S y P vs V de la Fig. I-10

$$Q_{\text{sum}} = T_1 (S_b - S_a)$$

$$Q_{\text{exp}} = T_2 (S_d - S_c) = -T_2 (S_c - S_d)$$

$$W = \sum Q = T_1 (S_b - S_a) - T_2 (S_c - S_d)$$

$$e = \frac{W}{Q_{\text{sum}}} = \frac{T_1 (S_b - S_a) - T_2 (S_c - S_d)}{T_1 (S_b - S_a)}$$

De la I-10 (b) podemos ver que $(S_b - S_a) = (S_c - S_d)$, por lo que

$$e = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \quad (I-20)$$

El ciclo de Carnot puede ejecutarse de muy diversos modos. Muchas substancias diferentes pueden usarse, tales como gases, dispositivos termoeléctricos, etc.

Ciclo de Otto-

El ciclo de Otto es un ciclo ideal que se asemeja al de una máquina de combustión interna de ignición por chispa. El diagrama P-V correspondiente al ciclo de Otto se representa en la Fig. I-11.

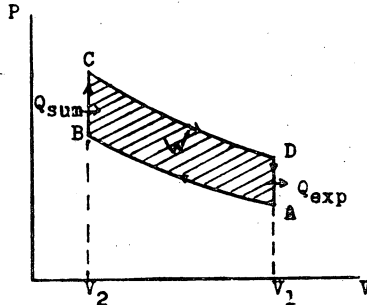


FIG. I-11

El ciclo de Otto desarrolla cuatro procesos:

1) Partiendo del punto A, el aire a la presión atmosférica se comprime adiabáticamente en un cilindro hasta el punto B; después se calienta a volumen constante hasta el punto C; a continuación se le permite expandirse adiabáticamente, hasta el punto D, y por último se enfría a volumen constante hasta el punto A, repitiéndose el ciclo.

En la Fig. I-11, V_1 y V_2 representan respectivamente, los volúmenes máximo y mínimo que ocupa el aire en el cilindro. La razón V_1/V_2 se denomina razón de compresión y es aproximadamente 10 para un motor moderno de combustión interna.

Durante procesos a volumen constante, $Q = \Delta U$, y considerando calores específicos constantes, tenemos:

$$Q_{\text{sum}} = U_3 - U_2 = c_v (T_3 - T_2) \quad (\text{I-11})$$

$$Q_{\text{exp}} = U_1 - U_4 = c_v (T_1 - T_4) = -c_v (T_4 - T_1)$$

El trabajo neto W es $\sum Q$, de manera que

$$W = (U_3 - U_2) - (U_4 - U_1) = c_v (T_3 - T_2) - c_v (T_4 - T_1),$$

entonces el rendimiento térmico para el ciclo de Otto es:

$$e = \frac{W}{Q_{\text{sum}}} = \frac{c_v (T_3 - T_2) - c_v (T_4 - T_1)}{c_v (T_3 - T_2)}$$

o bien

$$e = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (\text{A})$$

Ahora, usando la relación entre T y V para un proceso isentrópico:

$$T_4/T_3 = (V_3/V_4)^{k-1} \quad \text{y como } V_3 = V_2 \text{ y } V_4 = V_1 \quad (\text{I-17})$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} = T_3 \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{k-1}, \quad \text{y } T_1 = T_2 \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{k-1}$$

Sustituyendo los valores de T_4 y T_1 en la Ec. A.

$$e = 1 - \frac{T_3 \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{k-1} - T_2 \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{k-1}}{T_3 - T_2}$$

$$\therefore e = 1 - \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{k-1} \quad (\text{I-21})$$

Es importante notar que el rendimiento del ciclo de Otto puede ser aumentado por:

- 1.- Aumento de la razón de compresión.
- 2.- Uso de un gas con un alto valor de k .

El ciclo de Otto tiene generalmente un rendimiento del 60%.

Ciclo Diesel-

El ciclo de Diesel es el ciclo ideal del motor Diesel o motor de ignición por compresión.

En el ciclo Diesel el calor es transmitido a la sustancia de trabajo a presión constante. Durante la compresión la temperatura es suficientemente alta para inflamar el combustible en el cilindro sin necesidad de chispa, aunque la combustión no es tan rápida como en el motor de gasolina.

En la Fig. I-12 se representa un diagrama P-V del ciclo Diesel donde, partiendo del punto A, el aire es comprimido adiabáticamente hasta el punto B, después calentado a presión constante hasta el punto C, a continuación se le deja expandir adiabáticamente hasta el punto D, y, por último, se enfría a volumen constante hasta el punto A.

Las razones V_1/V_3 y V_3/V_2 son conocidas como relación de expansión y de compresión respectivamente.

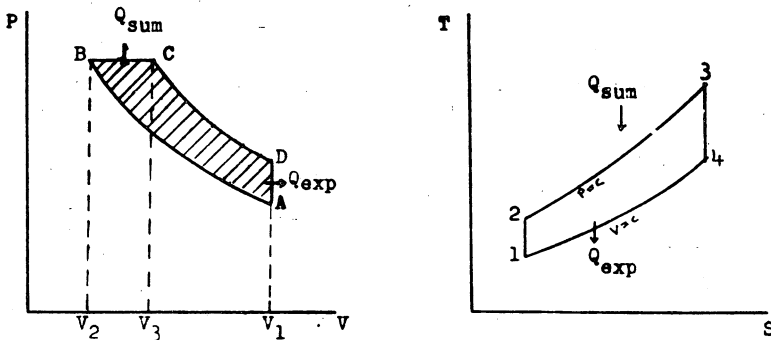


FIG. I-12

El rendimiento de un ciclo Diesel es generalmente de un 56%.
 Del plano T vs S de la Fig. I-12 y para calores específicos constantes tenemos que:

$$Q_{\text{sum}} = c_p (T_3 - T_2)$$

$$Q_{\text{exp}} = c_v (T_1 - T_4) = -c_v (T_4 - T_1)$$

$$W = \sum Q = c_p (T_3 - T_2) - c_v (T_4 - T_1)$$

Por lo que el rendimiento térmico del ciclo Diesel es:

$$e = \frac{W}{Q_{\text{sum}}} = 1 - \frac{c_v (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)}$$

$$\therefore e = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{k (T_3 - T_2)} \quad (I-22)$$

Ciclo Rankine-

El ciclo ideal para una planta de fuerza de vapor es el ciclo Rankine. La Fig. I-13 representa el ciclo Rankine. Se inicia el ciclo con una sustancia líquida a presión y temperatura bajas (punto A), la cual es bombeada isentrópicamente hasta el punto B, a la presión de la caldera. Después se calienta a presión constante hasta su punto de ebullición (línea BC), es convertida en vapor (línea CD) y sobrecalentada (línea DE); a continuación se expande isentrópicamente (línea EF) y, por fin se enfría y condensa (a lo largo de FA) hasta su estado inicial.

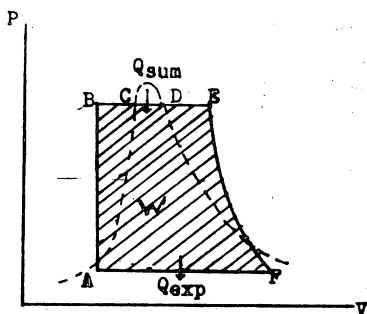


FIG. I-13

El rendimiento de un ciclo Rankine se calcula de igual manera que los demás ciclos, mediante la determinación de las cantidades de calor suministradas y cedidas durante el ciclo. Es útil pensar en el rendimiento térmico de estos ciclos como dependiente de la temperatura, ya que cualquier aumento de temperatura en el calor suministrado o cualquier disminución de temperatura en el calor cedido incrementará el rendimiento del ciclo; lo mismo ocurrirá si se presenta un incremento en la presión máxima. El rendimiento de estos ciclos es del orden del 31%.

Ciclo de refrigeración-

Un refrigerador puede considerarse como un motor térmico que trabaja en sentido inverso. Esto es, el frigorífico toma calor a temperatura baja, el compresor suministra el trabajo mecánico y la suma es expelida al exterior en forma de calor a temperatura más alta.

A un ciclo de refrigeración también se le conoce como "bomba de calor" pues el calor es "bombeado" de una temperatura baja

a otra más alta mediante el consumo de trabajo mecánico, tal y como se mencionó anteriormente.

La Fig. I-14 representa el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

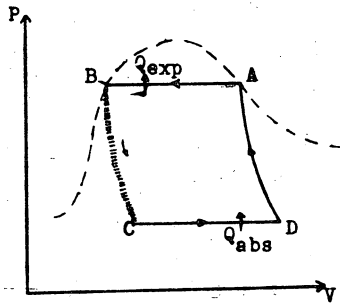


FIG. I-14

En el punto A, la sustancia en forma de vapor saturado es comprimida por vía reversible, isoterma e isobáricamente hasta el punto B. En este proceso expelle una cantidad de calor Q_{exp} , igual al calor de condensación (Q_{exp} es por consiguiente negativo). La sustancia se expande entonces adiabáticamente pero de modo irreversible a través de la válvula de estrangulación hasta el punto C, en el que se encuentra parte en estado líquido y parte en estado de vapor a menor presión y temperatura. En la expansión isotérmica, CD, el líquido se vaporiza casi completamente y absorbe la cantidad de calor, Q_{abs} del medio exterior. La compresión adiabática DA, en la cual se vaporiza el resto del líquido, completa el ciclo.

En el ciclo de refrigeración el trabajo se realiza sobre la sustancia que recorre el ciclo por lo que "W" es negativo.

Así, el Primer Principio de la Termodinámica aplicado al ciclo da:

$$Q_{\text{exp}} = W - Q_{\text{abs}}$$

La realización de un ciclo de refrigeración está dada en términos del coeficiente de eficiencia, β , el cual se define como:

$$\text{Coeficiente de eficiencia} = \beta = \frac{-Q_{\text{abs}}}{W} = \frac{-Q_{\text{abs}}}{Q_{\text{abs}} + Q_{\text{exp}}}$$

A diferencia del rendimiento térmico, que no puede exceder de la unidad, el coeficiente de eficiencia puede ser mucho mayor del 100%.

Bibliografía.

- 1) FAIRES M. VIRGIL 1957
"Termodinámica"
The Macmillan Co. New York.
- 2) FRANCIS F. HUANG 1976
"Engineering Thermodynamics"
Macmillan Publishing Co., Inc. New York.
- 3) F.W. SEARS 1958
"Mecánica, Movimiento Ondulatorio y Calor"
Addison-Wesley Publishing Co. Massachusetts.

CAPITULO II

COMPRESORA DE GAS DE TIPO RECIPROCANTE

En este capítulo se describe el funcionamiento de un compresor por medio de sus diagramas Indicadores, se determinan las ecuaciones de trabajo y potencia de éstos, así como las diversas eficiencias que intervienen en la medición de el rendimiento de compresores.

II-1 Ciclos de Compresores.

Un compresor es cualquier dispositivo empleado para hacer que un gas o vapor fluyan de una región a una presión determinada, a otra región a presión más elevada.

Terminología de los Compresores.

Capacidad- Es la cantidad de gas realmente aspirado por un compresor, generalmente en (m^3/min).

Desplazamiento Volumétrico (DV)- Es el volumen barrido por el émbolo en una carrera del mismo, y es igual al área de la sección transversal del cilindro (en m^2) multiplicada por la carrera (en m) del émbolo.

Desplazamiento por Minuto- Es el producto del desplazamiento del émbolo por las revoluciones por minuto. (Para los compresores de etapas múltiples, se determina sólo con el cilindro de baja presión, ya que este volumen será el que pase también por los demás.)

Volumen de Espacio Muerto- Se le llama así al volumen dentro del cilindro cuando el émbolo está al final de su via-

je, más el volumen de los pasajes que conducen a las válvulas. Este volumen se trata de disminuir lo más posible, pues como se verá más adelante, disminuye la capacidad de un compresor.

Porcentaje de Espacio Muerto- Está definido por la relación:

$$C = \frac{\text{Volumen del Espacio Muerto}}{\text{Desplazamiento Volumétrico, DV}}$$

El valor en la práctica varía entre el 6% y 12%.

Para el estudio de los compresores de movimiento alternativo, nos basamos en su diagrama de indicador, el cual se muestra en la Fig. II-1, para un compresor de una sola etapa y espacio muerto nulo.

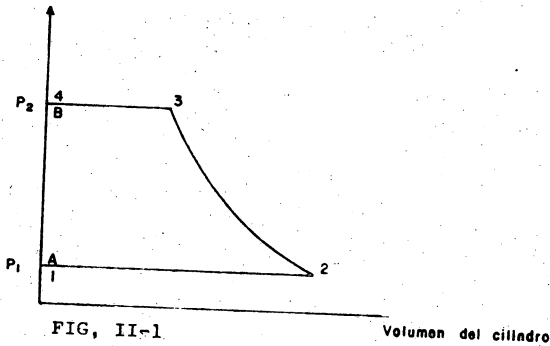


FIG. II-1

Volumen del cilindro

En todo compresor, encontramos dos válvulas, una de admisión y otra de descarga representadas en la Fig. por A y B respectivamente. Estas funcionan en base a una diferencia de presión; también pueden ser operadas mecánicamente, de ser este el caso, su apertura y cierre están controlados por una leva y un cigüeñal.

Estando el émbolo en el extremo anterior de su carrera (punto 1), la válvula de admisión se encuentra cerrada, y al momento en que el émbolo regresa, la válvula de admisión se abre, permitiendo que entre un volumen de gas a la presión de entrada (P_1), hasta que llega al punto 2 en el extremo final de su carrera. El émbolo empieza su movimiento otra vez, hacia el extremo anterior de su carrera; en este momento las válvulas A y B se encuentran cerradas y en el gas ocurre una disminución de su volumen y un aumento en la presión. Esta compresión (de 2 a 3) que a menudo se acerca a un proceso

adiabático o a un proceso isotérmico, continúa hasta que se alcanza la presión P_2 , con la cual se abre la válvula de descarga. En este momento el gas será expulsado, a medida que el émbolo siga su carrera. La expulsión (3-4) completa el diagrama y se inicia un ciclo más.

Debido a que ningún compresor puede tener espacio muerto nulo, representaremos el diagrama de indicador para un compresor real de una sola etapa (Fig. II-2).

En el diagrama, podemos observar que la curva 4-1 se desplazó a la derecha con respecto a la curva 4-1 de la Fig. II-1, esto se debe al volumen de espacio muerto que es necesario dejar para evitar que el émbolo, al final de su carrera, choque con la cara del cilindro; además del espacio para las válvulas.

Debido a esto, se puede observar que la línea 1-2 es más corta en el diagrama real, lo cual nos indica que la capacidad disminuye.

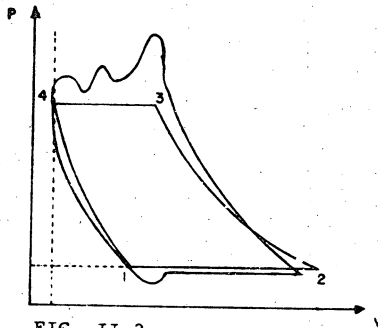


FIG. II-2

Es importante notar en la figura, que tanto en la línea de descarga 3-4 como en la de admisión 1-2, para el diagrama del compresor real existen ondulaciones, las cuales representan las caídas de presión en las válvulas de admisión y de descarga, de

bidas al rozamiento y a la inercia que necesitan vencer para abrirse.

Más adelante se desarrollarán las ecuaciones para determinar el trabajo efectuado por un compresor real y uno ideal de una y de varias etapas.

Hasta ahora hemos considerado que el ciclo de un compresor se desarrolla en forma adiabática; la Fig. II-3 muestra el diagrama de indicador para compresión isotérmica.

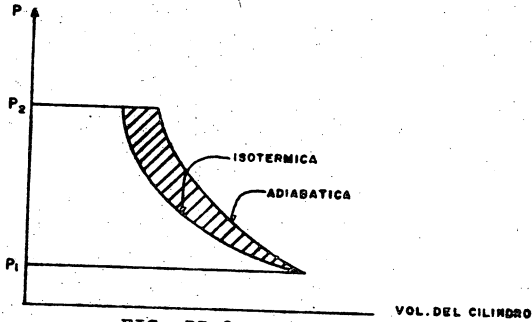


FIG. II-3

En la Fig. II-3, se puede observar que aunque los 2 diagramas muestran igual volumen de gas absorbido tanto por el compresor adiabático como por el compresor isotérmico, el área encerrada bajo la curva isotérmica (que como veremos más adelante representa el trabajo) es menor que la encerrada por la curva adiabática.

De donde podemos decir que siempre se requiere más trabajo si un compresor opera adiabáticamente que si opera isotérmicamente.

De la figura, también se desprende el hecho de que la relación de trabajo requerido para la operación adiabática, al trabajo requerido para la operación isotérmica, aumenta según se eleva la presión de descarga hasta P_2 .

Aunque lo expresado anteriormente supone lo contrario, la mayoría de los compresores operan adiabáticamente, y esto es debido a que los compresores para su funcionamiento giran a velocidades

relativamente altas y ello impide que pase el tiempo necesario para que tenga lugar una gran transferencia de calor.

II-2 Fórmulas para trabajo y potencia.

Podemos deducir el trabajo de un compresor a partir del diagrama de indicador. El trabajo efectuado sobre el gas, cuando el émbolo recorre una distancia dx es $PAdx$, donde P es la presión del gas y A es el área de la cara del émbolo. Como sabemos, podemos escribir el producto Adx como dV , así, el trabajo efectuado durante toda la carrera hacia afuera será:

$W = \int PdV$ el cual está representado en el diagrama por el área bajo las curvas de compresión y de descarga

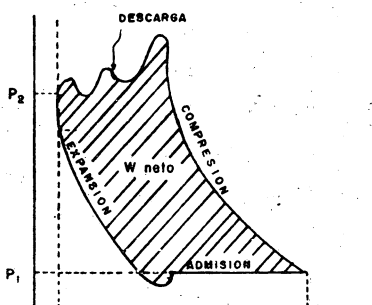


FIG. II-4

Del mismo modo, podemos encontrar el trabajo realizado por el gas sobre el émbolo, el cual está representado por el área bajo las curvas de expansión y admisión.

Así, hemos demostrado lo dicho en la sección anterior; el trabajo neto efectuado sobre el gas en un ciclo completo, queda representado por el área encerrada por el diagrama indicador.

Para la deducción de la fórmula de trabajo de un compresor ideal de una sola etapa supondremos dos cosas:

- 1) Los valores de c_p y c_v son constantes
- 2) Las velocidades en la succión y en la descarga son despreciables.

Ahora, de la ecuación continua de energía

$$\frac{W'_{ent}}{J} = h_2 - h_1 - Q + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2gJ}$$

De la suposición 2:

$$\frac{W'_{ent}}{J} = h_2 - h_1 - Q ;$$

para un proceso adiabático $Q = 0$,

así;
$$\frac{W'_{ent}}{J} = h_2 - h_1 \quad \dots \dots \dots (1)$$

Para valores de c_p constantes :

$$J(h_2 - h_1) = c_p(T_2 - T_1) \quad \text{y} \quad c_p = \frac{kR}{k-1} \quad \dots \quad (I-4) \text{ y } (I-8)$$

Sustituyendo en la Ec. 1 obtenemos:

$$W'_{ent} = \frac{kR}{k-1} (T_2 - T_1)$$

Si queremos obtener una expresión en términos de las presiones y volúmenes específicos con los que el gas entra y sale:

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = R \quad \frac{P_2 V_2}{T_2} = R,$$

de donde
$$W'_{ent} = \frac{k}{k-1} (P_2 V_2 - P_1 V_1) \quad \dots \dots \dots (2)$$

Para un proceso adiabático irreversible tenemos que

$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k \rightarrow \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k = \frac{P_2}{P_1} \rightarrow \frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/k} \rightarrow \dots \dots \dots (I-15)$$

$$\rightarrow V_2 = V_1 \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{1/k} \quad \dots \dots \dots (3)$$

Sustituyendo la Ec. 3 en (2):

$$\begin{aligned} W'_{ent} &= \frac{k}{k-1} \left[P_2 V_1 \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{1/k} - P_1 V_1 \right] \\ &= \frac{k}{k-1} \left[P_2 V_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{-1/k} - P_1 V_1 \right] \end{aligned}$$

Multiplicando la ecuación por $\frac{P_1}{P_1}$ obtenemos:

$$W'_{ent} = \frac{k}{k-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad \dots \dots \dots (II-1)$$

Para el cálculo de la potencia requerida para operar el compresor:

$$\text{(Potencia Ideal) adiabática} = \frac{k}{k-1} \frac{P_1 V_1}{4560} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{k-1/k} - 1 \right] \quad (\text{Kg-m/min}) \quad (11-2)$$

en donde P_1 = Presión de admisión (Kg/m² abs)

P_2 = Presión de descarga (Kg/m² abs)

V_1 = Volumen de gas que entra al compresor (m³/min)

4560 = Factor de conversión (76 kg-m/seg. x 60 seg.)

Calculen ahora el trabajo y la potencia del compresor si éste operase isotérmicamente.

En un gas ideal al mantener la temperatura constante,

$$\Delta h = 0 \quad \text{y} \quad W = Q$$

En un proceso isotérmico,

$$Q = P_1 V_1 \ln(V_2/V_1) \quad \text{Kgm o lb/pie} \quad \text{y} \quad P_1 V_1 = P_2 V_2 \quad (1-13) \quad \text{y} \quad (1-15)$$

Sustituyendo en $W = Q$

$$W'_{\text{ent}} = P_1 V_1 \ln\left(\frac{P_1}{P_2}\right) \quad \text{en K cal o BTU} \quad (11-3)$$

$$\text{por lo que: (Potencia ideal) isotérmica} = \frac{P_1 V_1}{4560} \ln\left(\frac{P_1}{P_2}\right) \quad (11-4)$$

11-3 Características de las compresoras.

Para el cálculo del trabajo real y de la potencia real necesaria para operar un compresor, utilizamos los distintos rendimientos en un comp. por lo que a continuación los definiremos.

Rendimiento Volumétrico- es el volumen que entra al compresor por minuto (medido a presión y temperatura de admisión) dividido entre el desplazamiento del émbolo del compresor por minuto, esto es: (para una etapa:)

$$\text{rendimiento volumétrico} = \frac{\text{Vol. de gas que entra al compresor por min.}}{\text{Desplazamiento del émbolo por minuto}}$$

(Para varias etapas:)

$$\text{rendimiento volumétrico} = \frac{\text{Vol. de gas que entra al compresor por min.}}{\text{Desplazamiento del émbolo del cilindro de baja presión por min.}}$$

El valor del rendimiento volumétrico real, que puede variar de 50% a 85%, se obtiene solamente por medio de pruebas o ensayos del compresor

real. Este puede disminuir con cualquier fuga de gas que pase el émbolo o las válvulas, al aumentar el volumen de espacio muerto debido a altas relaciones de P_2/P_1 , o si el gas es calentado por las paredes del cilindro al ser aspirado por el movimiento del émbolo.

II-4 Potencia Indicada y otros rendimientos.

La potencia indicada es un término muy útil en el cálculo de los rendimientos de un compresor; este término debe su nombre al hecho de que se determina por medio de diagramas de indicador.

Repitamos la Fig. II-2 la cual muestra un diagrama del indicador para un compresor real de una sola etapa.

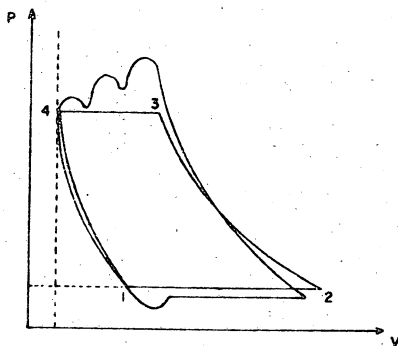


Fig. II-2

donde: P' = presión promedio del gas dentro del cilindro (kg/m^2)
mientras el émbolo está viajando hacia afuera.

P'' = presión media del gas mientras el émbolo viaja hacia adentro (kg/m^2)

A = Área de la sección transversal del émbolo (m^2)

L = Longitud de la carrera (m)

El trabajo efectuado sobre el gas durante el proceso es:

$$W_{sg} = P' AL$$

El trabajo efectuado sobre el émbolo durante el proceso es:

$$W_{se} = P'' AL$$

por lo que el trabajo neto efectuado sobre el gas es igual a:

$$W_{\text{neto}} = P' AL - P'' AL \quad \text{para una vuelta completa;}$$

para "n" revoluciones por minuto del cigüeñal, la potencia entregada por el émbolo al gas es la llamada POTENCIA INDICADA (HPI) y es:

$$HPI = \frac{(P' - P'') ALn}{4560},$$

donde $P' - P''$ es llamada presión media efectiva P_m , así nos queda finalmente:

$$HPI = \frac{P_m ALn}{4560} \quad (II-5)$$

Ahora estamos en capacidad de poder definir los otros rendimientos que intervienen en un compresor.

Rendimiento de Compresión Adiabática

$$\eta_{\text{adiab}} = \frac{(\text{Potencia Ideal})_{\text{adiab}}}{HPI} \quad (II-6)$$

Rendimiento de Compresión Isotérmica

$$\eta_{\text{isoter}} = \frac{(\text{Potencia Ideal})_{\text{isot}}}{HPI} \quad (II-7)$$

Rendimiento Mecánico-

Para un compresor que está siendo operado ya sea por una máquina de vapor o por un motor de combustión interna, su rendimiento mecánico queda definido como la suma de las potencias indicadas de los cilindros del compresor dividida entre la suma de las potencias indicadas de los cilindros de la máquina de vapor o el motor de combustión interna, según sea el caso.

$$\eta_{\text{mec}} = \frac{HPI \text{ de los cilindros del compresor}}{HPI \text{ de los cilindros } \begin{cases} \text{máquina de vapor} \\ \text{máquina de comb. interna} \end{cases}} \quad (II-8)$$

Rendimiento del compresor-

Por último tenemos el rendimiento del compresor el cual está definido como el producto del rendimiento de compresión por el rendimiento mecánico.

$$\eta_{\text{compresor adiab}} = \eta_{\text{adiab}} \times \eta_{\text{mec.}}$$

$$\eta_{\text{compresor isot}} = \eta_{\text{isot}} \times \eta_{\text{mec.}}$$

II-5 Compresión en etapas múltiples.

Como vimos anteriormente, el rendimiento volumétrico de un compresor disminuye, al aumentar la relación P_2/P_1 , así como al aumentar el volumen de espacio muerto; además, en ocasiones el hecho de comprimir gas a altas presiones produce altas temperaturas en el gas lo cual podría originar perturbaciones en la lubricación del émbolo y del cilindro. Por lo que se ideó efectuar la compresión del gas, en varias etapas o saltos, lo cual significa un ahorro considerable de energía.

Este ahorro se logra a base de acercar el funcionamiento de un compresor adiabático al de un compresor isotérmico, ya que como se vio anteriormente en el diagrama de indicador, el compresor isotérmico necesita una menor cantidad de trabajo que el compresor reciprocante para iguales volúmenes de gas.

Lo anterior sugiere el mantenimiento de las paredes del cilindro a una temperatura baja, reduciendo la temperatura del gas a su temperatura inicial antes de entrar al siguiente cilindro, mediante el uso de enfriadores intermedios entre una etapa y otra.

Lo anterior se puede ver con más facilidad en el diagrama II-1

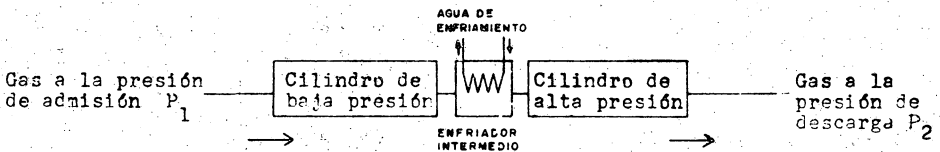


DIAGRAMA DE FLUJO PARA UN COMPRESOR DE DOS

ETAPAS

Diagrama II-1

El diagrama del indicador para un compresor de tres etapas se ilustra en la Fig. II-5 donde, para mayor facilidad, se representa un compresor ideal sin espacio muerto.

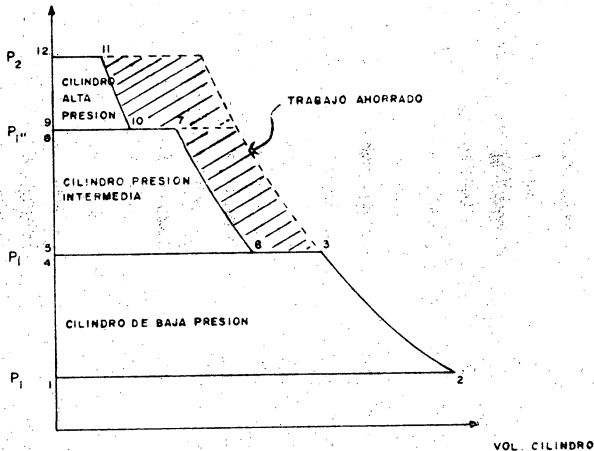


FIG. II-5

Como se puede ver en la Fig. II-5, el trabajo necesario sería mínimo con un número infinito de etapas, pero esto no es posible ya que el número de etapas queda limitado porque

1) El costo del compresor aumenta al aumentar el número de etapas y esto podría rebasar el ahorro en potencia.

2) La potencia necesaria aumenta al existir muchas etapas, ya que como puede verse en un diagrama de indicador real, para el mismo compresor de 3 etapas (Fig. II-6) existe (área sombreada) trabajo que se realiza dos veces, el cual podría ser mayor que el trabajo ahorrado al realizar la compresión en varias etapas.

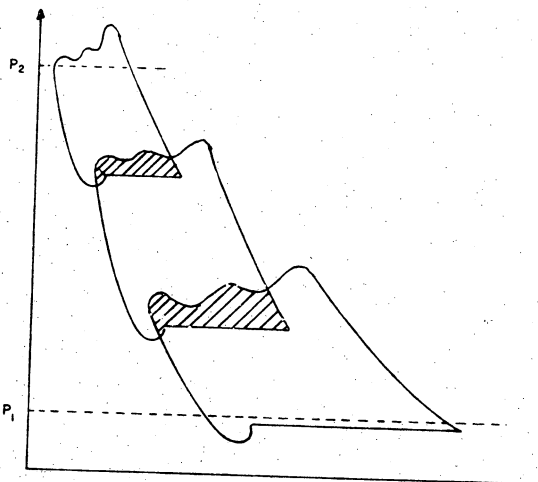


FIG. II-6

VOL. DEL CILINDRO.

Trabajo y Potencia para un compresor de varias etapas-

El trabajo requerido para operar un compresor recíprocante - ideal y etapas múltiples, es igual al trabajo necesario para operar sus etapas por separado.

$$W_{\text{ent}} = \frac{k}{k-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{k-1/k} - 1 \right] + \frac{k}{k-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{k-1/k} - 1 \right] \quad (\text{II-9})$$

Antes de la segunda etapa, el gas entra al enfriador si éste es enfriado a la misma temperatura con que entró inicialmente; podemos decir que el enfriamiento es perfecto por lo que el producto $P_1 V_1 = P_1 V_1$, por lo que para el cálculo de la potencia ideal para un compresor de 2 etapas tenemos:

$$\text{Potencia ideal} = \frac{k}{k-1} \frac{P_1 V_1}{4550} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{k-1/k} + \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{k-1/k} - 2 \right] \quad (\text{II-10})$$

Puede verse que el trabajo y la potencia dependen de la presión intermedia del enfriador P_1 , esta presión P_1 es aquella a la cual

la potencia necesaria para operar el compresor es mínima.

Para encontrar este valor, de la Ec. II-9 de trabajo - (2 etapas), vemos que el trabajo de la primera etapa es igual al de la segunda etapa.

$$\frac{k}{k-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_1}{P_1} \right)^{k-1/k} - 1 \right] = \frac{k}{k-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{k-1/k} - 1 \right];$$

de aquí encontramos que $\frac{P_i}{P_1} = \frac{P_2}{P_1}$ o sea $P_i = (P_1 P_2)^{1/2}$.

Así, introduciendo este valor en la Ec. II-10 de potencia encontramos:

$$\text{Potencia ideal (2 etapas)} = \frac{2k}{k-1} \times \frac{P_1 V_1}{4560} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{k-1/2k} - 1 \right] \quad (\text{II-11})$$

De esta manera, lo que aquí se vio para 2 etapas, puede hacerse extensivo para n etapas:

$$\text{Potencia ideal (n etapas)} = \frac{nk}{k-1} \times \frac{P_1 V_1}{4560} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{k-1/nk} - 1 \right] \quad (\text{II-12})$$

II-6

COMPRESORES CENTRIFUGOS

Un compresor centrífugo consiste esencialmente de uno o más impulsores de flujo radial montados sobre un eje, el cual gira dentro de una armadura. Conectando el flujo entre impulsores existen partes fijas, como son los pasillos difusores y los álabes guías o directores. Cada grupo de álabes, difusor e impulsor, constituyen una "etapa" del compresor.

El compresor centrífugo efectúa la función de comprimir un gas entre dos niveles de presión requeridos añadiendo energía al gas a su paso a través de él. Esta energía es proporcionada por los álabes del impulsor, aumentando la velocidad y la presión estática del fluido.

El gas, el cual es enviado a través del ojo del impulsor y sale en la periferia, entra a un difusor con o sin álabes a alta velocidad donde es frenado, transformando gran parte de su energía cinética en presión estática adicional.

En el difusor, al igual que en los demás componentes del compresor como son el colector de entrada, de salida, álabes fijos para dirigir el flujo, etc., hay pérdidas de presión. Por lo que el impulsor tiene que producir suficiente energía para satisfacer los requerimientos de presión, más esas pérdidas.

Teoría de los compresores centrífugos.

La teoría de los compresores centrífugos se basa en la ecuación de Euler y sus triángulos de velocidades a la entrada y a la salida del compresor, para obtener la energía transferida por unidad de flujo de masa.

Ahora bien, para un compresor centrífugo con su eje conectado a una fuente de energía (por ejemplo, una turbina de gas o un motor eléctrico, etc.), girando a una determinada velocidad de rotación (n), la potencia entregada es usada para impartir un momento de torsión (T) a los álabes, los cuales la transmiten por su parte al fluido.

Así, potencia entregada = velocidad angular x torque :

$$HP = \omega \times T \quad (II-13)$$

Torque = fuerza x distancia (radio) :

$$T = F \times r \quad (II-14)$$

De la segunda ley de Newton

$$F = m a$$

$$F = \frac{m \Delta v}{\text{tiempo}}$$

$$F = M \Delta v$$

$$T = M \times \Delta(v \times r),$$

donde v está referida a la velocidad tangencial del gas (C_u), la cual no puede confundirse con la velocidad tangencial de los álabes (U), Figs. II-7a y II-7b.

El valor $\Delta(v \times r)$ es la diferencia entre la salida del impulsor (2) y la entrada del mismo (1),

$$\text{así, } \Delta(v \times r) = C_{u2} \times r_2 - C_{u1} \times r_1$$

$$\therefore T = M \times (C_{u2} \times r_2 - C_{u1} \times r_1), \quad (II-15)$$

donde el torque (T) es igual al cambio de momento angular del fluido fluyendo a través del impulsor.

Substituyendo:

$$HP = \omega \times M \times (C_{u_2} \times r_2 - C_{u_1} \times r_1) .$$

Pero como $\omega \times r_2 = U_2$ y $\omega \times r_1 = U_1$,

tenemos que $HP = M \times (C_{u_2} \times U_2 - C_{u_1} \times U_1)$.

Por definición, La carga H es la energía transferida por unidad de flujo de masa:

$$H = \frac{HP}{M} ,$$

por lo que finalmente nos queda la siguiente expresión:

$$H = C_{u_2} \times U_2 - C_{u_1} \times U_1 , \quad (II-16)$$

la cual es conocida como la expresión de Euler.

Triángulos de velocidades de Euler.

La ecuación de Euler, (Ec. II-16), muestra que el aumento en la carga está relacionado con los triángulos de velocidades a la entrada y a la salida del impulsor, Figs. II-7/a y II-7/b.

Cada triángulo está formado por la velocidad absoluta del gas (C), la velocidad (U) correspondiente a la velocidad de los álabes y la velocidad (w) del gas en relación con los pasillos entre los álabes.

La velocidad (U) es perpendicular al radio, mientras que la velocidad relativa (w) es tangente a los álabes; por lo que su dirección depende del ángulo de los álabes.

La curva de comportamiento del impulsor está influenciada por el ángulo de los álabes cercanos al diámetro exterior del impulsor, mientras que el triángulo de velocidades a la entrada del impulsor y la cantidad de flujo pueden estar afectadas por los álabes directores en frente del impulsor.

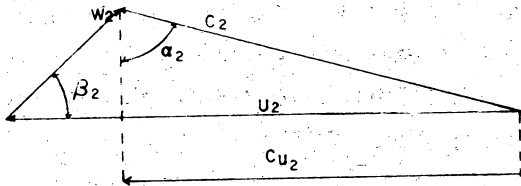


FIG. II-/a. Triángulo de velocidades a la salida del impulsor.

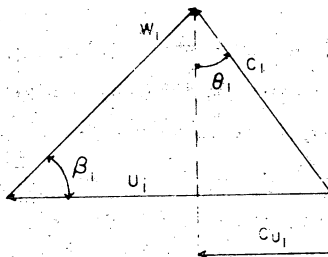


FIG. II-/b. Triángulo de velocidades a la entrada del impulsor.

Curvas Características.

- Curva característica ideal.- (Efecto de la forma de los álabes a la salida del impulsor).

La curva característica ideal está modificada por las pérdidas de fricción, las cuales aumentan como una función del cuadrado del flujo, por lo que la forma de los álabes determinando la forma de flujo en el interior del impulsor es de gran importancia.

Los álabes pueden tener la siguiente forma

1. Rectos
2. Curvados hacia adelante
3. Curvados hacia atrás

Para simplificar el análisis, establezcamos que

$$C_{u_1} = 0 \text{ (antes de girar),}$$

por lo que la ecuación de Euler queda;

$$H = C_{u_2} \times U_2$$

Ahora, para álabes rectos, un incremento de flujo a una velocidad de rotación constante, incrementa la velocidad relativa (w_2), (velocidad de las partículas de gas en relación con los álabes que están también en movimiento), a la velocidad (w_2^*); por lo que (C_2), también se incrementa a (C_2^*). Sin embargo, la componente tangencial (C_{u_2}) no cambia como se puede ver en la Fig. II-8.

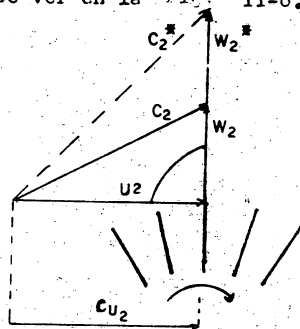


FIG. II-8. Alabes Rectos

1) Así, con los álabes rectos la cantidad teórica de carga permanece constante, sin importar las variaciones de flujo

$$H = C_{u_2} \times U_2$$

$$C_{u_2} \times U_2 = \text{cte.}$$

$$H = \text{cte.}$$

2) Alabes curvados hacia adelante- Para este caso, como se puede ver en la Fig II-9, cualquier incremento en el flujo incrementará (C_{u_2}) a $(C_{u_2}^*)$, incrementando así la carga.

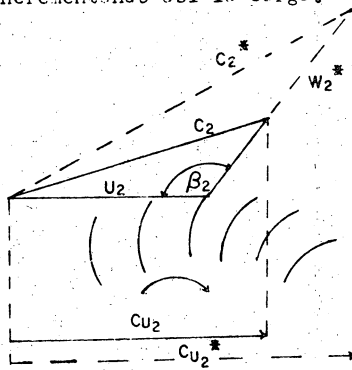


FIG. II-9 Alabes curvados hacia adelante

3) Alabes curvados hacia atrás- Aquí sucede lo contrario que el caso anterior, ya que con cualquier aumento en el flujo, disminuye (C_{u_2}) a $(C_{u_2}^*)$, reduciendo así la carga, Fig. II-10.

Aunque con los álabes curvados hacia adelante hay un aumento de carga, éstos no son usados, ya que el aumento de carga consiste principalmente en energía cinética la cual tiene que ser convertida en presión estática en el difusor con sus correspondientes pérdidas adicionales.

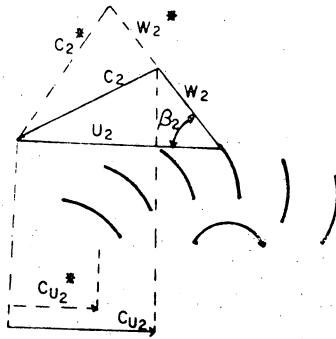


FIG. II-10 Alabes curvados hacia atrás.

Los compresores de gas son diseñados con álabes curvados hacia atrás, ya que aunque producen menos carga, son más eficientes pues cerca de la mitad de carga consiste en presión estática, además tienen menos sensibilidad con respecto al problema de "oscilación", el cual aparece al flujo mínimo sea que su característica de desarrollar un aumento de carga con una disminución de flujo, es la más estable.

Curva característica real.- Existen también otras pérdidas llamadas de incidencia que modifican la curva característica de un compresor, por lo que al considerarlas, podemos definir la curva característica real.

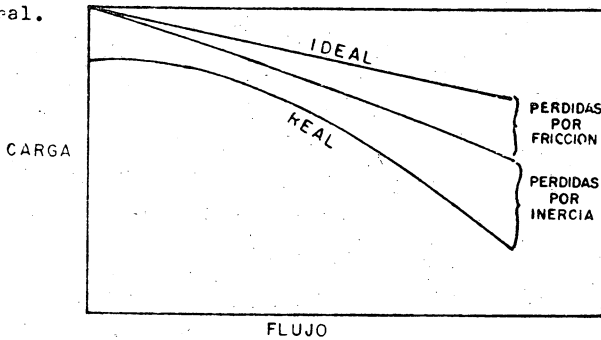


FIG. II-11 Curvas características del compresor.

Las pérdidas de incidencia son debidas al ángulo de ataque del gas en la entrada del impulsor; si este ángulo no coincide con el de los álabes, aparece una componente tangencial de velocidad relativa que es despreciada, produciéndose una pérdida de carga.

DIFUSOR DE UN COMPRESOR

El difusor de un compresor centrífugo es el componente fijo alojado flujo adelante del impulsor, cuya función principal es la de reducir la alta velocidad del flujo al salir del impulsor, con el mínimo de pérdidas para convertir lo más posible de la presión dinámica en presión estática adicional.

Los difusores pueden ser con álabes o sin álabes. Los lados del difusor corresponden a las paredes de los 'diafragmas' o partes fijas, constituyendo el "difusor sin álabes" el espacio circular entre las paredes. Si en ese espacio encontramos álabes unidos a uno de los diafragmas, los canales formados por ellos, forman el "difusor con álabes". Los álabes pueden ser del tipo "cuña", formando canales rectangulares, o del tipo "air foil", formando una cascada circular. Otro tipo obtenido por una serie de perforaciones, es el tipo "tubo difusor". Los álabes más simples son los del tipo "cuña" con superficies rectas.

El difusor sin álabes consiste de un canal central anular limitado por dos paredes circulares, Fig. II-12, donde la componente radial de la velocidad de flujo se reduce en función del incremento de área, ésta disminución es inversamente proporcional a la relación de diámetros (D_3/D_2). Un incremento en la relación de diámetros (D_3/D_2), aumentaría la relación de áreas con una recuperación ideal de la presión estática, pero también aumentaría las pérdidas por fricción, por lo que la relación de diámetros varía usualmente entre 1.7 y 2.0.

El difusor con álabes consiste de canales difusores entre álabes donde el proceso de difusión se realiza en una trayectoria de flujo mucho más corta con mucha mayor eficiencia que el difusor sin álabes, Fig. II-13.

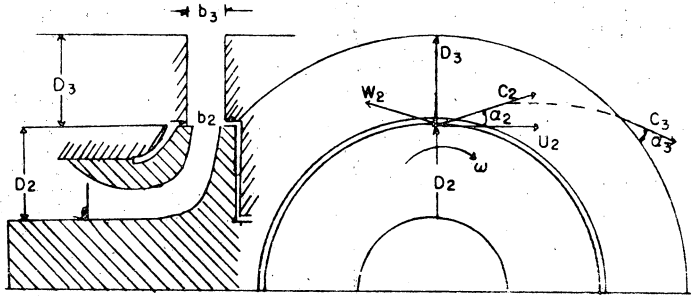


FIG. II-12. Difusor sin álabes.

Además, debido a su relación de áreas mayor, en una determinada relación de diámetros, los difusores con álabes son más eficientes que los difusores sin álabes, especialmente para etapas de baja velocidad específica.

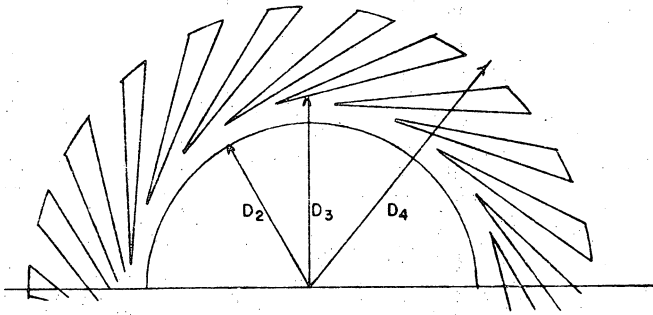


FIG. II-13. Impulsor con álabes.

COMPORTAMIENTO DE UN COMPRESOR.

El comportamiento de un compresor se puede definir por medio de la potencia y la velocidad requeridas para producir una determinada descarga de presión cuando el compresor está manejando una cantidad determinada de flujo.

Estas cantidades de potencia y capacidad dependen del diseño geométrico del compresor, la posición del punto de operación en la curva característica, las propiedades del fluido, y las condiciones de presión y temperatura en la admisión del compresor.

El comportamiento de un compresor se presenta en términos de la carga isentrópica (o relación de presiones) y de la eficiencia contra volumen de flujo en la admisión. Sin embargo, debido a que las condiciones de operación pueden variar, es conveniente presentar también las características adimensionales del compresor. Estas características adimensionales del comportamiento son independientes de la velocidad de rotación o de la presión y temperatura de succión.

Para poder definir la carga isentrópica y su eficiencia, partiremos de la carga real.

CARGA REAL

La ecuación general de la energía para un sistema abierto a través del cual pasa una cantidad constante de flujo de masa es:

$$\frac{Z_1}{J} + \frac{V_1^2}{2gJ} + \frac{P_1 V_1}{J} + U_1 + \Delta Q = \frac{Z_2}{J} + \frac{V_2^2}{2gJ} + \frac{P_2 V_2}{J} + U_2 + \frac{\Delta W}{J}$$

donde;

Z/J = energía potencial debida a la elevación.

$V^2/2gJ$ = energía cinética del fluido.

PV/J = trabajo del fluido debido al movimiento del fluido relativo a la máquina.

- U = energía interna debida a la actividad atómica y molecular.
 ΔW = trabajo realizado sobre el fluido (compresor) o por el fluido (turbina).
 ΔQ = cantidad de calor transferida a o desde los alrededores.

En un compresor el cambio de la energía potencial es cero. Además, si la compresión se efectúa sin enfriamiento, la transferencia de calor es despreciable y el proceso puede considerarse "adiabático" ($Q = 0$). Entonces, eliminando términos y reagrupando, la ecuación nos queda:

$$\left[\left(\frac{p_2}{J} v_2 + u_2 \right) + \frac{v_2^2}{2gJ} \right] - \left[\left(\frac{p_1}{J} v_1 + u_1 \right) + \frac{v_1^2}{2gJ} \right] = \frac{\Delta W}{J}$$

Por definición sabemos que entalpía (h) es:

$$h = U + \frac{pV}{J}$$

$$\therefore \Delta W = J \times \left[(h_2 - h_1) + \left(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2gJ} \right) \right]$$

Ahora, la "entalpía almacenada" tomando en cuenta el movimiento del fluido es:

$$H = h + \frac{v^2}{2gJ}$$

$$\therefore \Delta W = J \times (H_2 - H_1) \quad (\text{II-17})$$

Para gases perfectos:

$$\text{Entalpía} = c_p \times T$$

$$\therefore H_2 - H_1 = c_p (T_2 - T_1)$$

Substituyendo ΔW en la Ec. II-17, tenemos;

$$\Delta W = J \times c_p \times \Delta T$$

Pero el trabajo realizado sobre el sistema por unidad de flujo de masa (ΔW) está definido como la carga real (H_{real}), por lo que substituyendo encontramos el valor de la carga real:

$$H_{\text{real}} = J \times c_p \times \Delta T \quad (\text{II-18})$$

CARGA ISENTRÓPICA

Dado un compresor, que recibe un gas a una determinada presión y temperatura de admisión y lo entrega a una determinada presión y temperatura, la "carga isentrópica" representa el suministro de energía requerida por un compresor adiabático reversible (isentrópico) manejando el mismo gas a la misma presión y temperatura de admisión y entregándolo a la misma temperatura.

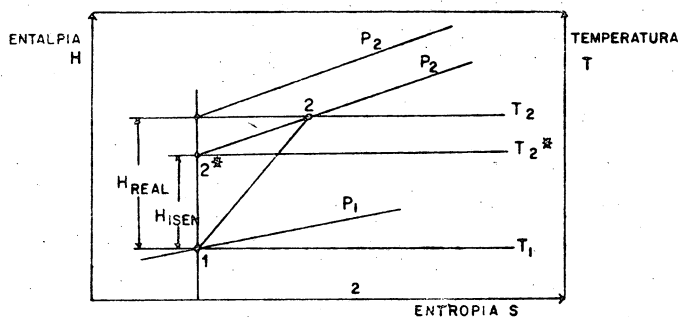


FIG. II-14. Procesos de compresión real e isentrópico.

En la Fig. II-14, el gas entra al compresor con una presión (P_1) y una temperatura (T_1) (punto 1). Si la compresión fuera isentrópica, el gas abandonaría el compresor con una presión (P_2) y una temperatura (T_{2*}) (punto 2). Sin embargo, debido a las pérdidas, el proceso real muestra un aumento en la entropía y alcanza la misma presión (P_2) con una temperatura (T_2) mayor que la isentrópica (punto 2).

$$H_{isen} = J \times c_p \times \Delta T_{isen} = J \times c_p \times \Delta T_{2*1}$$

$$H_{real} = J \times c_p \times \Delta T_{real} = J \times c_p \times \Delta T_{21}$$

(II-18)

para gases perfectos y de acuerdo a la Fig. II-14;

$$T_{2*}/T_1 = (P_2/P_1)^{\frac{k-1}{k}} \quad (\text{II-16})$$

$$\frac{T_{2*} - T_1}{T_1} = (P_2/P_1)^{\frac{k-1}{k}} - 1$$

$$\therefore \Delta T_{2*1} = T_1 \times \left((P_2/P_1)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (\text{II-18a})$$

$$H_{isen} = J \times c_p \times T_1 \times \left((P_2/P_1)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (\text{II-19})$$

Ahora de $k = c_p/c_v$ y $\frac{R}{J} = c_p - c_v$

tenemos que; $c_v = c_p/k$

$$\frac{R}{J} = c_p - c_p/k = c_p \left(1 - \frac{1}{k} \right)$$

$$\frac{R}{J} = c_p \left(\frac{k-1}{k} \right) \Rightarrow c_p = \frac{R}{J} \left(\frac{k}{k-1} \right)$$

substituyendo el valor de c_p en la ecuación II-19;

$$H_{isen} = R \left(\frac{k}{k-1} \right) \times T_1 \times \left((P_2/P_1)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (\text{II-20})$$

la Ec. II-20 se puede representar también como:

$$P_2/P_1 = \left[1 + \frac{H_{isen}}{R \times T_1} \left(\frac{k-1}{k} \right) \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (\text{II-20a})$$

Esta fórmula nos muestra que para una determinada carga producida por el compresor, la relación de presiones correspondiente variará de acuerdo con las propiedades del gas (R y k) y la temperatura inicial (T_1).

EFICIENCIA ISENTROPICA

Para que un compresor pueda elevar la presión de un gas a un valor inicial (P_1) al valor final (P_2), tiene que producir una cierta carga. Si el proceso se pudiera realizar isentrópicamente (adiabáti

co y reversible) ó sea, sin pérdidas, la carga necesaria sería la carga isentrópica (H_{isen}). Sin embargo en un proceso real el compresor tiene que producir una carga mayor, la carga real (H_{real}), para suministrar la relación de presiones requerida más las pérdidas internas (Fig. II-14).

La "eficiencia isentrópica" del compresor, también referida como "eficiencia adiabática", se define como la relación entre la carga isentrópica y la carga real.

$$\eta_{isen} = \frac{H_{isen}}{H_{real}}$$

$$\therefore \eta_{isen} = \frac{J \times c_p \times \Delta T_{isen}}{J \times c_p \times \Delta T_{real}}$$

Para gases perfectos, el calor específico (c_p) es constante, de ahí que:

$$\eta_{isen} = \frac{\Delta T_{isen}}{\Delta T_{real}} = \frac{\Delta T_{2*1}}{\Delta T_{21}}$$

y de acuerdo con la Ec. II-18a tenemos;

$$\eta_{isen} = \frac{(P_2/P_1)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\Delta T_{21}/T_1} \quad (II-21)$$

CARACTERÍSTICAS ADIMENSIONALES

Pasaremos ahora a definir las características adimensionales de un compresor. Normalmente una gráfica del comportamiento adimensional de un compresor, muestra el coeficiente de carga isentrópico y la eficiencia isentrópica contra el coeficiente de flujo de admisión,

Fig. II-15.

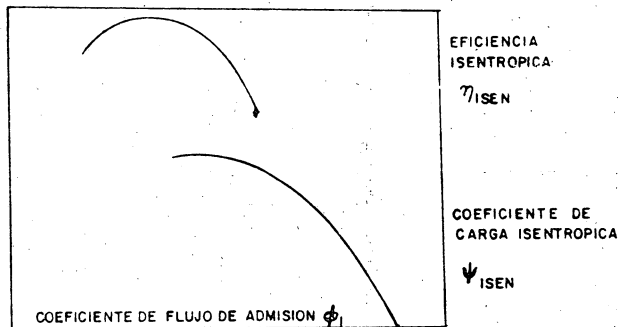


FIG. II-15. Características adimensionales.

- Coeficiente de flujo de admisión

El volumen de flujo de admisión se adimensiona convencionalmente al referirlo a un flujo ficticio correspondiente a la velocidad del extremo del impulsor pasando a través del área frontal proyectada del impulsor. Así el coeficiente de flujo de admisión se define como;

$$\Phi_1 = \frac{Q_1}{(\pi \times D_2^2 / 4) \times U_2}$$

- Coeficiente de carga isentrópica.

La carga isentrópica se adimensiona al referirla a una carga dinámica hipotética correspondiente a la velocidad del extremo del impulsor. Así, el "coeficiente de carga isentrópica" se define como:

$$\Phi_{isen} = \frac{W_{isen}}{U_2^2 / 2g}$$

substituyendo H_{isen} de la ecuación II-19

$$\psi_{isen} = 2g \times J \times \left(\frac{k-1}{k} \right) \times \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \Big/ U_2^2 \quad (II-22)$$

A partir de esta relación y conociendo las propiedades del gas como el calor específico a presión constante (c_p), la relación de calores específicos (k), y la temperatura del gas en la admisión del compresor (T_1), se pueden determinar la relación de presiones (P_2/P_1), o la presión de descarga (P_2) si se conoce la presión de succión (P_1). Obviamente, será necesario conocer la velocidad de rotación (n) y el diámetro del extremo del impulsor (D_2) para calcular la velocidad de los álabes (U).

OSCILACION Y ESTRANGULAMIENTO

Para el mejor comportamiento y cuidado del compresor, se debe trabajar con un volumen de flujo dentro de un determinado rango, ya que un flujo mínimo o máximo nos produciría problemas como son la oscilación y el estrangulamiento.

- Oscilación.

A cualquier velocidad dada existe un flujo mínimo por debajo del cual el compresor no se puede operar bajo condiciones estables. El valor del flujo mínimo donde la inestabilidad se inicia se conoce como punto de oscilación o "surge point".

El problema consiste en una oscilación de todo el flujo en el compresor y en la tubería. Esta oscilación es dañina al compresor ya que:

- La vibración del rotor puede dañar los sellos de los laberintos interetapas.
- El regreso del flujo, trae gas a alta temperatura a la admisión del impulsor, incrementando continuamente los niveles de temperatura.
- Cambios rápidos en empuje axial asociados con los niveles de presión a ambos lados del impulsor pueden dañar los cojinetes del empuje.
- Cambios repentinos en la carga pueden dañar la máquina que maneja el compresor y el impulsor del mismo.

La oscilación es causada por la completa separación del flujo dentro de los pasillos rotatorios y fijos, lo cual proveerá que todo el flujo se regrese momentáneamente de la descarga a la admisión de manera oscilatoria.

En algunos casos la oscilación es causada por la interacción

del flujo saliendo del compresor y a resistencia de la tubería, a ésta oscilación se le conoce como "oscilación del sistema".

Para evitar los efectos de la oscilación, la mayoría de los compresores vienen equipados con un elemento anti-oscilatorio. Cuando éste elemento detecta el comienzo de la inestabilidad o simplemente un valor de flujo oscilatorio previamente fijado, se abre una línea paralela conectando la tubería dentro del compresor, con la succión, para recircular parte del gas manteniendo así un flujo mínimo arriba de la oscilación. Debido a que el gas recirculado estaría sobrecalentándose por la compresión, éste es enfriado antes de regresar al compresor.

- Estrangulamiento.

El estrangulamiento es el flujo máximo que el compresor puede manejar a una determinada velocidad. En este punto, la máquina es incapaz de proporcionar una relación de presiones completa y toda la energía suministrada al compresor se disipa en pérdidas. El estrangulamiento también llamado "Pared de piedra", no es perjudicial al compresor, simplemente limita el flujo máximo.

El estrangulamiento ocurre cuando el flujo manejado por el compresor es aumentado, por lo que la velocidad del gas aumenta también, teniendo su valor máximo en la garganta del inductor o cerca de él, o en la garganta del difusor con álabes.

Si el flujo es suficientemente alto, puede causar velocidades sónicas. El impacto asociado al flujo produce pérdidas tales que determina el flujo máximo. Si el estrangulamiento ocurre en el impulsor, el máximo volumen de flujo se puede incrementar, al incrementarse la velocidad de rotación.

Bibliografía.

- 1) FAIRES M. VIRGIL 1957
"Termodinámica"
The Macmillan Co. N.Y.
- 2) SEVERNS W. H. 1954
"La Producción de Energía Mediante el Vapor de Agua, el Aire
y los Gases"
John Wiley & Sons, Inc. New York.
- 3) STOEVER J. HERMAN 1959
"Ingeniería Termodinámica"
Compañía Editorial Continental, S.A. México, D.F.
- 4) LEON SAPIRO 1930
"Centrifugal Gas Compressors"
Basic Aero-Thermodynamic concepts for selection and performance
evaluation.
Solar Turbines International, S.D. Calif.

CAPITULO III

BOMBAS.

Las máquinas hidráulicas se subdividen en los grupos siguientes:

- 1.- Máquinas diseñadas para utilizar energía con el fin de elevar o transportar agua u otro líquido, tales como las bombas.
- 2.- Máquinas diseñadas para desarrollar fuerza motriz utilizando energía hidráulica, como las ruedas y turbinas hidráulicas, etc.

En el presente capítulo analizaremos las correspondientes al primer grupo.

III-1 GENERALIDADES

El bombeo de líquidos es esencial para varios fines, tales como abastecimiento de agua para usos doméstico e industrial, en instalaciones contra incendio, sistemas de riego, transporte de hidrocarburos líquidos, etc., y en general dondequiera que se necesita elevar o transportar líquidos a cualquier altura y otras muchas aplicaciones. Estas múltiples ocupaciones han dado lugar al gran número de tipos de bombas y otros aparatos, de tal modo que la selección del equipo de bombeo requiere de un balance juicioso de los factores que intervienen en el servicio que ha de suministrarse y un conocimiento completo de dicho equipo, existente en el mercado.

Aunque el agua constituye la mayor proporción del total de líquidos que se manejan por medio de bombas, comúnmente trataremos con hidrocarburos líquidos, por ser éstos de mayor importancia para el alumno; pero los principios y fórmulas que se establezcan serán aplicables a cualquier otro líquido.

Energía mecánica para transportar o elevar líquidos.

La cantidad teórica de energía mecánica necesaria para elevar un líquido desde un plano inferior a otro superior, está dada por el peso del líquido multiplicado por la distancia vertical entre los dos planos considerados:

$$E = W \cdot H_{td} \quad \text{Kg-m}$$

La potencia teórica que se requiere para elevar un líquido de peso específico " δ " a un determinado gasto " Q " (m^3/min) hasta una elevación " H_{td} " (m) será:

$$N_t = \frac{\delta L Q H_{td}}{60} \quad (\text{Kg-m/seg}) \dots(1)$$

Para un líquido diferente al agua se tomará en cuenta el concepto de densidad relativa (SG):

$$\frac{\delta_L}{\delta_a} = SG \quad \delta_L = \delta_a \cdot SG$$

y como $\delta_a = 1000 \text{ Kg/m}^3$

la expresión (1) queda:

$$N_t = \frac{\delta_a \cdot Q \cdot H_{td} \cdot SG}{K} \quad (\text{III-1})$$

y tomando en cuenta que para el sistema métrico de unidades

$$K = 60 \times 75,$$

finalmente se tendrá

$$N_t = \frac{1000 Q H_{td} SG}{60 \times 75} \dots (2) \quad (\text{III-2})$$

estando N_t en caballos métricos, (CV).

Haciendo reducciones tenemos:

$$N_t = 0.22 Q H_{td} SG$$

La tabla que se presenta en la página siguiente proporciona

el peso específico de algunos líquidos a las temperaturas ordinarias.

LIQUIDO.	PESO ESPECIFICO (g _f /cc)	
Diesel	0.852	@ 20/4 °C
Kerosena	0.786	"
Crudo Maya	0.887	"
Crudo Istmo	0.834	"
Gasolina Extra	0.729	@ 20/4 °C
Gasolina Nova	0.726	"
Turbosina	0.786	"
Combustól Ligero	0.981	"
Combustóleo Pesado	0.982	"
Gas L.P. Baja Presión	0.537	@ 15.6/15.6°C
Gas L.P. Alta Presión	0.575	"

TABLA III-1 Peso Especifico de algunos Líquidos
Usados en la Industria Petrolera.

Definiciones.

A continuación definiremos tres conceptos de presión los cuales tienen relación con problemas de bombeo; a saber, presión absoluta, presión manométrica y presión atmosférica. Un cuarto término, presión de vacío, es usado cuando las instalaciones operan por debajo de la presión atmosférica pero este no es un término de presión en el mismo sentido que los tres primeros.

Presión absoluta:

Es una presión arriba del cero absoluto; puede ser superior o inferior a la presión atmosférica de un lugar determinado.

Presión manométrica:

Es una presión superior a la atmosférica del lugar en cuestión. Un vacío es por decirlo así, una presión manométrica negativa.

Presión atmosférica:

Es la presión de la atmósfera en el lugar determinado y varía con la altitud del mismo sobre el nivel del mar.

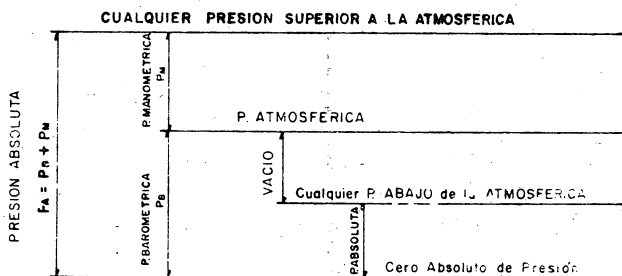


DIAGRAMA III-1

Carga (H):

Una columna de líquido ejerce cierta presión (fuerza por unidad de área) sobre la superficie horizontal del fondo de la columna.

Esta presión puede ser expresada en kg/cm^2 , lb/pg^2 o como el número de metros o pies de columna líquida que ejercen tal presión sobre la misma superficie. La altura de la columna de líquido que produce la presión en cuestión es conocida como la "carga" sobre la superficie. Nótese que es el peso del líquido actuando sobre la superficie del fondo de la columna, el mismo que produce la presión.

Considérese una columna vertical de agua fría entre $0\text{ }^\circ\text{C}$ y $--27\text{ }^\circ\text{C}$ ($32\text{ }^\circ\text{F}$ y $80\text{ }^\circ\text{F}$), de 10m de altura. Un medidor de presión conectado al fondo de la columna indicará una presión de $1\text{ kg}/\text{cm}^2$. Si la columna es de 2.31 pies de altura, el indicador dará una presión de $1\text{ lb}/\text{pg}^2$. Si se tratara de una columna de gasolina cuyo peso específico es de $750\text{ kg}/\text{m}^3$, se requerirá una altura de columna de aproximadamente 13.3m en un caso y de 3.08 pies en el otro, para producir la misma presión.

Así, carga y presión son términos intercambiables siempre y cuando se expresen en sus unidades correctas.

Carga estática (H_E):

En aplicaciones de bombeo, a menudo se le llama "Carga estática" a la entrada o a la salida, a la altura de una columna de líquido que actúa sobre la succión o la descarga de una bomba y se expresa como un cierto número de unidades de longitud, metros o pies, de columna de líquido. La carga estática es una diferencia de elevación y puede ser calculada para diferentes condiciones de instalación de una bomba.

Carga estática de succión (H_{ES}):

Cuando la bomba se encuentra en un nivel inferior al del líquido en la fuente de suministro, se tiene carga estática de succión

sobre la bomba. Numéricamente, es igual a la distancia vertical en metros o pies, existente entre el nivel del líquido y el centro de la bomba.

Altura de succión:

La altura de succión es numéricamente igual a la suma de la elevación estática de succión (H_{LE}), la carga de fricción en la succión (H_{FS}) y las pérdidas de entrada a la tubería de succión (H_e). La carga de fricción incluye las pérdidas por fricción en la tubería y en todas las conexiones o accesorios incluidos en la misma, ($H_{LS} = H_{LE} + H_{FS} + H_e$), en metros o pies de líquido, (Ec. III-3).

Carga de succión:

La carga de succión es numéricamente igual a la carga estática de succión (H_{ES}), menos la carga de fricción en la succión y menos las pérdidas de entrada a la tubería de succión, más cualquier presión existente en la línea de succión.

Un vacío en la línea de succión se considera como una presión negativa y es por lo tanto agregado de manera algebraica a la carga estática de succión del sistema; [$H_S = H_{ES} - H_{FS} - H_e + H_{PS} - (-H_{vc})$], en metros o pies de líquido, (Ec. III-4).

Aun cuando la "altura de succión" es una carga de succión negativa, la práctica común es usar el término "altura" para una carga de succión negativa cuando la bomba succiona de un tanque abierto en el cual la superficie o espejo de líquido se encuentra expuesto a la presión atmosférica.

Carga de descarga:

La carga de descarga es numéricamente igual a la suma de la carga estática de descarga (H_{ED}), la carga de fricción en la des-

carga (H_D), ($H_D = H_{ED} + H_{FD} + H_{vD}$), en metros o pies de líquido.
(Ec. III-5)

Carga Total:

La carga total de bombeo es la suma de la altura de succión (H_{LS}) y la carga de descarga ($H_{TD} = H_{LS} + H_D$). Cuando existe una carga de succión (H_S), la carga total de bombeo es la diferencia entre la carga de descarga (H_D) y la carga de succión, ($H_{TD} = H_D - H_S$), en metros o pies de líquido. (Ecs. III-6) y (III-6a), respectivamente.

Algunos términos usados en ingeniería son "altura dinámica de succión", "carga dinámica de descarga" y "carga dinámica total" en lugar de los términos mencionados antes. Aunque con la expresión "dinámica" se tiene la idea de movimiento, los términos más simples que se han dado anteriormente, se consideran más adecuados.

Presión Estática:

Es aquella que se refiere a la diferencia de nivel entre dos puntos; o lo que es lo mismo, la presión equivalente de una columna de líquido cuya altura es el desnivel entre dos puntos. Si se considera un sistema hidráulico sin fricción ni pérdidas de otra especie, la bomba tendría únicamente que desarrollar una presión igual a la presión estática, es decir, únicamente la requerida para vencer la columna o carga dada por el desnivel entre los dos puntos, (P_E) en kg/cm^2 o lb/pg^2 .

Presión de Succión (P_S):

Es la indicación en unidades de presión (kg/cm^2) o (lb/pg^2), en un instrumento medidor de presión instalado en la brida de succión de la bomba. La indicación corresponde a la carga de succión.

Presión de Descarga (P_D):

Es la indicación en unidades de presión (kg/cm^2) o (lb/pg^2),

en un instrumento medidor de presión instalado en la brida de descarga de la bomba. La indicación corresponde a la carga de descarga.

Presión Diferencial:

Es la diferencia entre la presión de descarga y la presión de succión y corresponde esta diferencia a la energía entregada por la bomba (carga total), $P_d = P_D - P_S$ en Kg/cm^2 o lb/pg^2 , cuando existe una carga de succión, (Ec. III-7).

Presión de Vapor:

En todo líquido a cualquier temperatura superior a su punto de congelación se ejerce sobre su superficie libre, una presión debida al desprendimiento de vapor. Esta presión conocida como presión del vapor del líquido, es una función de la temperatura del líquido; a temperaturas más elevadas corresponden mayores presiones de vapor. La presión de vapor es un factor muy importante en las condiciones de succión de bombas manejando líquidos de todos los tipos. En cualquier sistema de bombeo nunca debe reducirse la presión en ningún punto del sistema, abajo de la presión de vapor correspondiente a la temperatura del líquido, porque de otro modo, habrá desprendimiento de vapor el cual detendrá parcial o totalmente el flujo hacia adentro de la bomba.

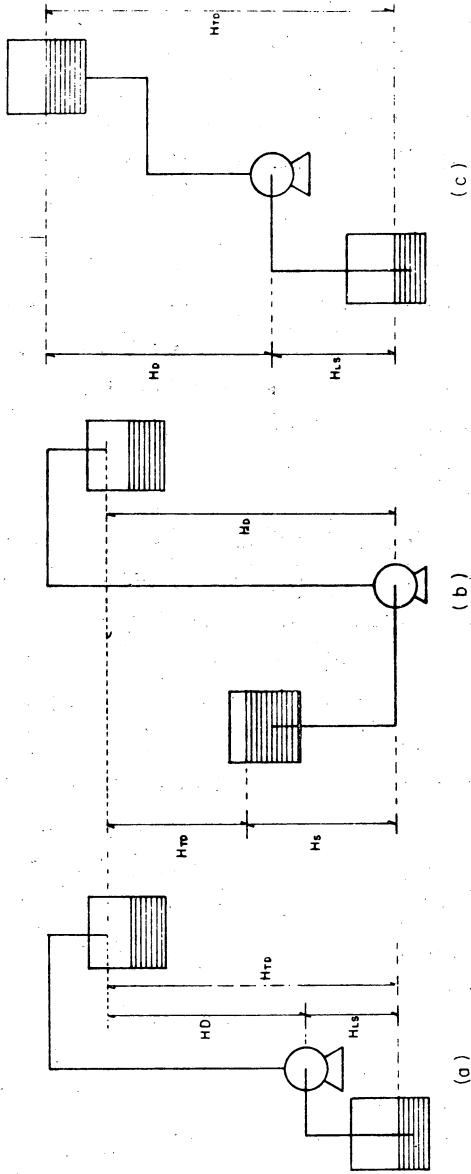
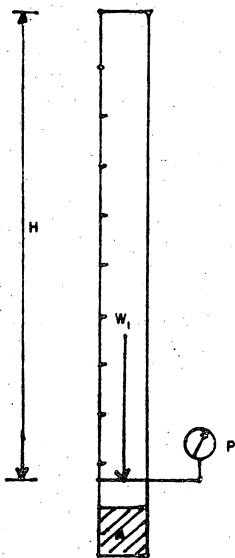


FIG. III-1

RELACION MATEMATICA ENTRE CARGA MANOMETRICA Y PRESION DE COLUMNA.-

Si se tiene una columna de líquido de una altura "H", ésta ejercerá una presión "P" sobre la superficie horizontal de tal columna. En la figura de abajo se muestra una columna de líquido cu



ya altura es "H" (m) o (pies), "W_L" es el peso del líquido en (Kg) o (Lbs) "cargando" sobre la superficie horizontal del fondo de la columna, "A" es el área del fondo en (m²) o (pies²) y "P" es la presión en (Kg/cm²) o (Lbs/plg²) indicada por el manómetro de Bourdon, que la columna de líquido ejerce sobre su base, la cual se rá en función de la altura de la columna y del líquido contenido en la misma:

$$P = \frac{W_L}{A} = \frac{\delta V}{A} = \frac{\delta HA}{A} = \delta H$$

Es decir: $P = \delta H$; (Kg/m²) o (Lb/plg²)

En donde: δ = Peso específico del líquido en (Kg/m³) o (Lb/plg³)
 V = Volumen del líquido en (m³) o en (pie³) contenido en la columna.

Si el líquido de que se trata es agua, se tendrá entonces que para determinar esta presión en (Kg/cm²) en el sistema métrico de unidades, $\delta = 1000$ Kg/m³ y "H" esta dada en m, entonces:

$$P = \rho H = \frac{1000 H}{10000} = \frac{H}{10} \text{ (Kg/cm}^2\text{)}$$

y del mismo modo: $H = \frac{P}{\rho} = \frac{10000P}{1000} = 10P \text{ (m)} .$

En esta última expresión, "P está en (kg/cm²).

Para determinar esta misma presión en unidades inglesas -- (Lb/plg²), se tiene que $\rho_a = 62.4 \text{ Lb/plg}^3$ y que estando "H" en -- pies:

$$P = \rho H = \frac{62.4 H}{144} = \frac{H}{2.31} \text{ (Lb/plg}^2\text{)}$$

y: $H = \frac{P}{\rho} = \frac{144P}{62.4} = 2.31P \text{ (pies); } P \text{ en (Lb/plg}^2\text{)}$

Cuando se trata de líquidos diferentes del agua, se deberá substituir en las expresiones anteriores al peso específico del agua por el del líquido en cuestión. Para determinar el peso específico del líquido, se recurrirá al concepto de densidad relativa el cual, queda representado por un valor numérico que indica la relación que existe entre el peso específico de un cuerpo y el peso de un volumen igual de una substancia tomada como base. Para los sólidos y líquidos la substancia base es el agua a 4°C (39.2° F). De acuerdo con esto, se puede decir que la densidad relativa o gravedad específica, indica cuantas veces mayor o menor que el peso del agua, es el peso de un volumen idéntico de un cuerpo sólido o de otro líquido.

$$SG = \frac{\rho_L}{\rho_a} = \frac{\rho_L/g}{\rho_a/g} = \frac{\rho_L}{\rho_a}$$

La importancia de este concepto reside en el criterio científico único adoptado universalmente, para expresar los pesos específicos de cuerpos sólidos o líquidos en relación al peso específico del agua, con el mismo valor numérico, tanto en el sistema métrico de unidades como en el sistema inglés.

Por ejemplo:

Densidad relativa de un crudo: $SG_L = 0.865$

Según lo visto: $SG_L = \frac{\gamma_L}{\gamma_a}$; $\gamma_L = SG_L \gamma_a$

En el sistema inglés: $\gamma_L = 0.865 \times 62.4 = 53.98 \frac{\text{Lb}_f}{\text{pie}^3}$

En el sistema métrico de unidades :

$$\gamma_L = \frac{53.98}{2.2} \times 35.3 = 866 \text{ kg/m}^3$$

$$SG_L = \frac{\gamma_L}{\gamma_a} = \frac{866}{1000} = 0.866 = 0.865$$

Se considera correcto en función de las aproximaciones en las fracciones decimales.

De acuerdo con todo lo anterior, la presión de columna y la carga manométrica para líquidos diferentes del agua será:

$$P = \gamma_a \text{ HSG}_L = 1000 \frac{\text{HSG}_L}{10000} = \frac{\text{HSG}_L}{10} ; (\text{kg/cm}^2)$$

$$\text{y: } H = \frac{P}{\gamma_a SG_L} = \frac{10000P}{1000SG_L} = \frac{10P}{SG_L} ; (\text{m}) ; P (\text{kg/cm}^2)$$

En el sistema de unidades inglesas:

$$P = \gamma_a \text{ HSG}_L = \frac{62.4 \text{ HSG}_L}{144} = \frac{\text{HSG}_L}{2.31} (\text{Lb}_f/\text{pie}^2)$$

$$H = \frac{P}{\gamma_a SG_L} = \frac{144P}{62.4 SG_L} = \frac{2.31P}{SG_L} ; (\text{pies}) ; P (\text{Lb}_f/\text{pie}^2)$$

Generalmente en toda instalación de bombeo debemos llevar el líquido desde un depósito o toma a la máquina y desde ésta a una altura determinada. Si llamamos " H_{LE} " a la elevación estática de aspiración o de succión y " H_{ED} " a la carga estática de descarga, - la altura teórica a la que se eleva el líquido será igual a la carga estática total:

$$H_{ET} = H_{LE} + H_{ED}$$

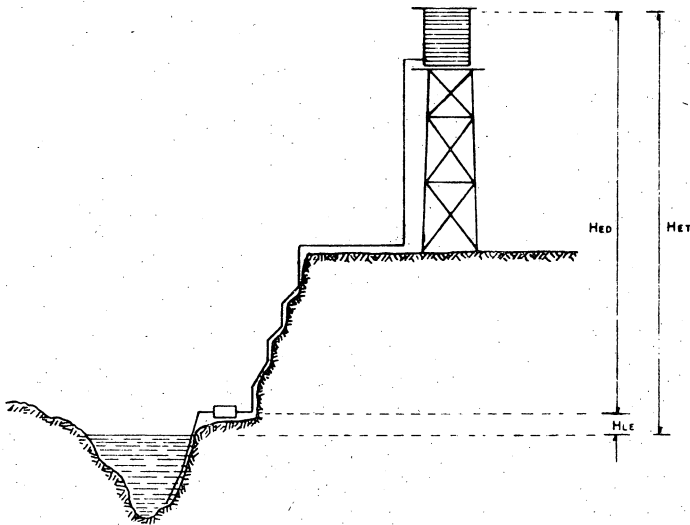


FIG. III-2

Sin embargo, un análisis de la instalación de bombeo, da las siguientes resistencias que se miden como "alturas o cargas" y que es necesario vencer al transportar el líquido.

- 1.- Elevación Estática de succión, o sea la distancia vertical o altura neta de aspiración desde el nivel del líquido en la fuente

de suministro hasta el centro de la bomba, localizada ésta en un nivel superior al del líquido; (H_{LG}) en m. o pies.

2.- Altura o carga de velocidad, o sea la distancia vertical o altura desde la cual el líquido debe caer para adquirir una velocidad determinada en la tubería. Su valor está dado por la expresión -- ($H_{vS} = v_S^2 / 2g$), donde (v_S) es la velocidad del líquido en m/seg, (g) es la aceleración debida a la fuerza de gravedad. Nótese que la velocidad del líquido en cualquier sección considerada de la tubería debe ser sustituida en esta relación por la carga de velocidad.

Dependiendo de la naturaleza de la instalación de bombeo, la carga de velocidad puede ser o no ser un factor importante en la carga total de la bomba.

3.- Altura o Carga necesaria para vencer la resistencia debida a la forma y condiciones de entrada a la tubería de succión, (H_e) en m. o pies, la cual se denomina "pérdidas a la entrada". Igual que cuando un líquido fluye en un tubo, existe una pérdida por fricción cuando el líquido entra a la tubería inundada en la fuente de suministro.

Para disminuir las pérdidas a la entrada se usa generalmente un tubo abocinado en la succión. Igualmente, se presenta esta pérdida cuando el líquido que fluye en una tubería pasa súbitamente de una sección mayor a otra menor y viceversa. Las pérdidas en estas secciones así como las de entrada, pueden expresarse como el producto de un coeficiente (cuyo valor depende del accesorio y su disposición) por la carga de velocidad en el accesorio.

4.- Altura o carga de fricción, o sea la distancia vertical necesaria para vencer la fricción en la tubería de succión, la cual depen-

derá de las condiciones de la tubería, dimensiones, codos en la misma, válvulas, etc., así como del caudal o cantidad de flujo y de la naturaleza del líquido manejado; (H_{FS}) en m. o pies de líquido.

5.- Altura o Carga necesaria para vencer la resistencia en los pasajes, válvulas, etc., de la bomba (esta altura puede ser dividida en resistencias por válvulas y pasajes en el lado de succión, y resistencias por válvulas y pasajes en el lado de descarga, cosa que a menudo no puede hacerse), (H_{BS} , H_{BD}) en m. o pies de líquido.

6.- Altura o carga estática de descarga, o sea la distancia vertical neta de elevación desde el centro de la bomba hasta el punto de entrega, (H_{ED}) en m. o pies de líquido.

7.- Altura o carga de velocidad, o sea la altura necesaria para crear velocidad en la tubería de descarga, (H_{VD}) en m. o pies.

8.- Altura o carga de fricción, o sea la altura necesaria para vencer las resistencias por fricción en la tubería de descarga, (H_{FD}) en m. o pies.

De lo anterior se deduce que la altura o carga total de trabajo - " H_{TD} " tiene un valor real igual a la suma de todas las resistencias o alturas mencionadas, es decir; que de manera general se tiene para el caso de que exista elevación estática de líquido:

$$H_{TD} = \underbrace{H_{LE} + H_{VS} + H_e + H_{FS} + H_{BS}}_{\text{succión}} + \underbrace{H_{ED} + H_{VD} + H_{FB} + H_{BD}}_{\text{descarga}}$$

Las alturas o resistencias enumeradas se muestran en el Diagrama III-2.

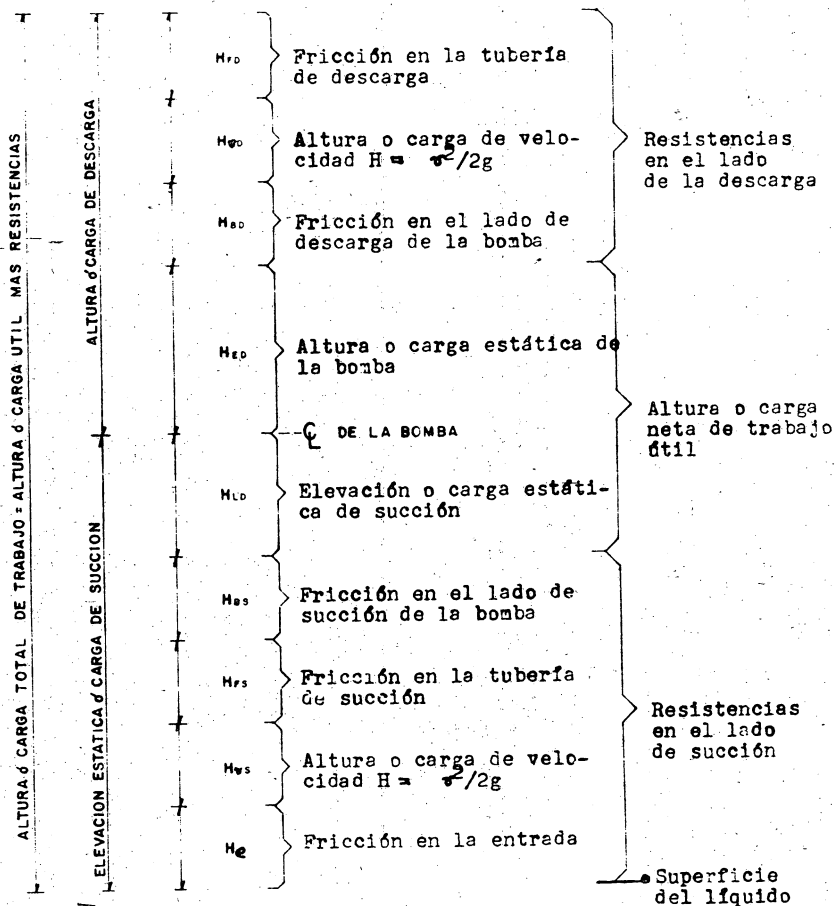
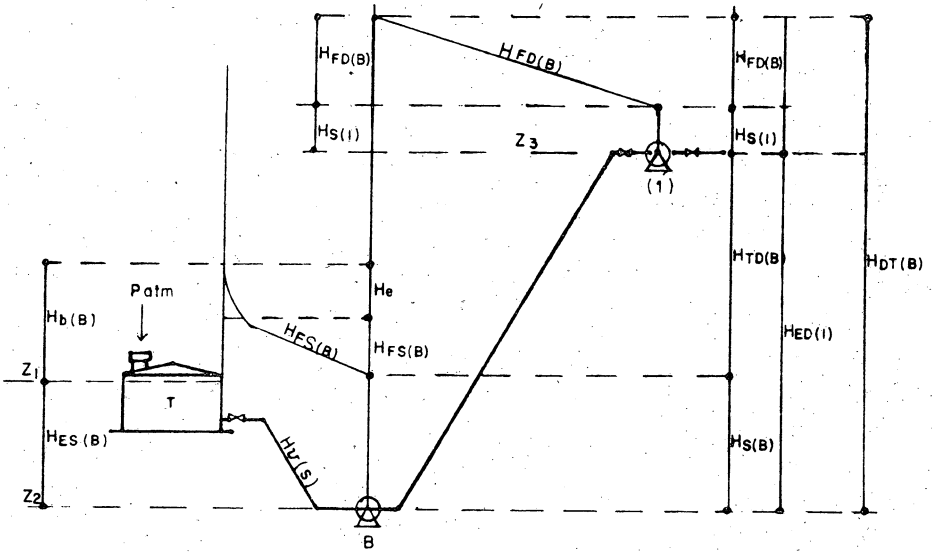


Diagrama III-2a.

Así, del diagrama III-2, tenemos que:

- **Altura Neta o Carga Total de Trabajo Util.**- Esta carga total de trabajo útil como ya quedó definida, se divide según el caso en altura de succión y carga de descarga, o bien, en carga de succión y carga de descarga, para recalcar las limitaciones de la altura de succión o aspiración, la colocación adecuada de la bomba y los efectos de tal colocación en la selección de bombas y en el diseño y arreglo de la tubería de succión.



B. — BOMBA DE AYUDA (BOOSTER)

T. — TANQUE

(1). — BOMBA DE LINEA

DIAGRAMA III-2 b

En la tubería de descarga se coloca lo más cerca posible de la bomba, una válvula de cierre y una de retención (check). En las plantas de bombeo que trabajan con bombas de émbolo se coloca solamente la válvula de retención. Las resistencias en la tubería de descarga se calculen de la misma manera que en la tubería de succión. Para no tener pérdidas demasiado elevadas en la tubería de descarga, la velocidad del líquido no debe ser mayor de "3.0 m/seg" para la velocidad más económica, y considerando esta velocidad y el gasto, obtener el diámetro de la tubería. Una vez determinada la altura o carga total de trabajo se procede a calcular la potencia de la bomba y del motor que la impulsa, ya sea máquina de vapor, de combustión interna o electromotriz.

Como ya se dijo antes, la potencia teórica de la bomba también - llamada potencia útil o potencia indicada es:

$$N_t = N_u = N_i = 0.22 Q H_{TD} SG$$

La potencia en el árbol o potencia efectiva se calcula dividiendo la expresión anterior entre el rendimiento " η_B "

$$N_e = \frac{0.22 Q H_{TD} SG}{\eta_B}$$

en donde " η_B " representa el rendimiento y se refiere a todas las pérdidas en la bomba (no en la tubería) que varía para las bombas de émbolo entre "0.80 y 0.95" y en bombas centrífugas entre "0.70 y 0.85", dependiendo de sus capacidades, así;

Para bombas cuya capacidad varía de: 500 a 1000 GPM; $\eta_B = 70 - 75\%$

1000 a 1500 GPM; $\eta_B = 75 - 80\%$

1500 o más GPM; $\eta_B = 80 - 85\%$.

Carga neta positiva de succión:

Se define como la carga o altura de columna para que el líquido fluya a través de la tubería de succión y finalmente a la bomba. Esta carga puede ser la debida a la presión atmosférica en un caso o ser el resultado de sumar la carga estática de succión disponible más la presión atmosférica. Una bomba operando con "Elevación estática de succión", tiene como única fuente de presión en la succión la presión atmosférica, en estas condiciones la operación de la bomba puede ser difícil en virtud de las limitaciones de la succión. De este modo la "CNPS" de una bomba adquiere gran importancia para tener una operación satisfactoria. Existen dos valores de la "CNPS" que debemos tener en cuenta:

-Carga neta positiva de succión requerida; es función del diseño de la bomba, varía entre diferentes tipos de construcción de bombas, entre diferentes bombas de un mismo tipo de construcción y varía también con la capacidad y velocidad de una bomba cualquiera. Es un valor que debe ser proporcionado por el fabricante de la bomba.

-Carga neta positiva de succión disponible; es función del sistema en el cual se opera la bomba y puede ser calculado para cualquier instalación. Una bomba que se proyecta instalar deberá tener, para operar satisfactoriamente, una carga neta positiva de succión disponible, igual o mayor que la requerida por la bomba a las condiciones de bombeo deseadas.

a) Cuando la fuente de suministro de la bomba se localiza en un nivel superior al de la bomba:

$$\text{CNPS} = \text{Carga barométrica (m o pies)} + \text{Carga estática de succión (m o pies)} - \text{carga de fricción en la tubería de succión (m o pies)} - \text{Carga debida a la presión de vapor del líquido (m o pies)}.$$

Para mostrar lo anterior presentamos los siguientes ejemplos ilus

trativos:

La CNPS requerida (valor proporcionado por el fabricante) de una bomba para agua a su capacidad normal, es 17 pies, la temperatura del agua 85°F. La bomba será instalada a 1000 pies sobre el nivel del mar.

Las pérdidas de carga calculadas por entrada y fricción en la tubería de succión son equivalentes a 2 pies. ¿Cuál será la elevación estática de succión máxima permitida?

Para mayor claridad en la solución del problema, se representará gráficamente en el Diagrama III-3, en el cual, las dos líneas horizontales se suponen separadas una distancia igual a una altura de columna de 32.3 pies de agua, equivalente a la presión atmosférica en un lugar localizado a 1000 pies sobre el nivel del mar, (Tabla III-2a).

Del enunciado en (b) obtenemos que:

$$H_{LE} = H_b - CNPS - H_{FS} - H_{vp}$$

De los términos del enunciado anterior, el único que falta por conocer es el que se refiere a la carga debida a la presión de vapor del líquido, el cual se determinará según se ilustra a continuación:

A partir de la Tabla III-2b;

$$\gamma_0 = \text{peso específico del agua a } 85^\circ\text{F} = 62.17 \text{ lb/pie}^3$$

$$SG_0 = \text{densidad relativa del agua a } 85^\circ\text{F} = 0.996$$

$$\text{presión de vapor del agua a } 85^\circ\text{F} = 0.5959 = 0.6 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs.}$$

En consecuencia la carga debida a la presión de vapor del agua a 85°F será:

$$H_{vp} = \frac{2.31 P_{vp}}{SG_0} = \frac{2.31 \times 0.6}{0.996} = 1.39 \text{ pies} \approx 1.4 \text{ pies}$$

Por lo que la elevación máxima permitida es:

$$H_{LE} = 32.3 - (17.0 + 2.0 + 1.4) = 12.4 \text{ pies}$$

Como la bomba operará con elevación estática de succión, es decir, que la fuente de suministro de agua se encuentra a nivel inferior con

respecto al centro de la bomba, la diferencia de alturas no deberá ser mayor de 12.4 pies y será conveniente que sea menor.

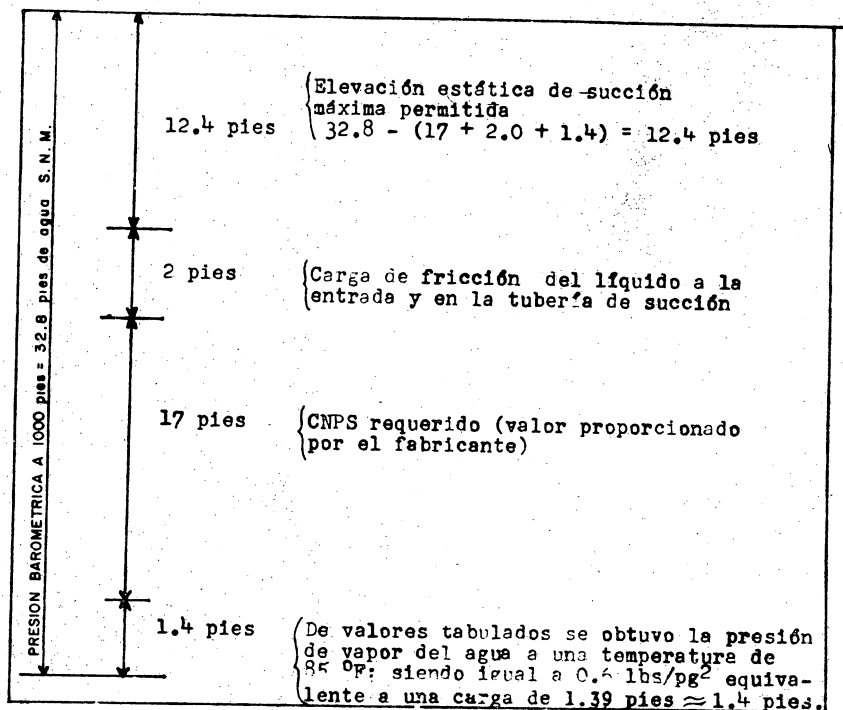


Diagrama III-3

Lo que hasta ahora se ha visto en relación con la CNPS, se aplica tanto a bombas de desplazamiento positivo como a bombas centrífugas de flujo radial o mixto. En bombas centrífugas las condiciones de succión deben ser correctas o de otra manera, la bomba operará ineficientemente o no operará.

TABLA III - 2

(a)

PRESIONES ATMOSFERICAS Y LECTURAS BAROMETRICAS A DIFERENTES ALTITUDES (Valores Aproximados.)				
ALTITUD BAJO O SOBRE EL NIVEL DEL MAR PIES	LECTURAS BAROMETRICAS PULGADAS Hg A 32°F	PRESION, ATMOSFERICA lb/ps ²	CARGA EQUIVALENTE DE AGUA(75°) PIES	PUNTO DE EBULLICION DEL AGUA ° F
-1000	31.02	16.9	23.2	213.8
-500	30.67	15.0	24.7	212.9
0	29.921	14.7	24.0	212.0
+500	29.26	14.4	23.4	211.1
1000	28.86	14.2	22.8	210.2
1500	28.33	13.9	22.2	209.3
2000	27.82	13.7	21.6	208.4
2500	27.31	13.4	21.0	207.4
3000	26.81	13.2	20.5	206.5
3500	26.32	12.9	19.9	205.6
4000	25.84	12.7	19.4	204.7
4500	25.36	12.4	18.8	203.8
5000	24.89	12.2	18.3	202.9
5500	24.43	12.0	17.8	201.9
6000	23.98	11.8	17.3	201.0
6500	23.53	11.6	16.7	200.1
7000	23.09	11.3	16.2	199.2
7500	22.65	11.1	15.7	198.3
8000	22.22	10.9	15.2	197.4
8500	21.79	10.7	14.8	196.5
9000	21.35	10.5	14.3	195.6
9500	20.92	10.3	13.8	194.4
10,000	20.50	10.1	13.4	193.7
15,000	16.88	8.2	19.1	184
20,000	13.75	4.7	16.2	—
30,000	8.88	4.4	10.2	—
40,000	5.51	2.7	6.3	—
50,000	3.44	1.7	3.9	—

(b)

PROPIEDADES DEL AGUA A DIFERENTES TEMPERATURAS							
TEMP °F	PRESION DE VAPOR lb/ps ² Abs	VOLUMEN ESPECIFICO		DENSIDAD		FACTOR DE CORRECCION psi/(lb/ps ²)	TEMP °F
		gal/lb	gal/ps	lb/ft ³	gr/cm ³		
37	6.76	.0162	.1198	62.42	.9999	2.307	37
37	6.92	.0162	.1198	62.42	.9999	2.307	37
34	6.60	.0162	.1198	62.42	.9999	2.307	34
35	7.00	.0162	.1198	62.42	1.0000	2.307	35
36	7.40	.0162	.1198	62.425	1.0000	2.307	36
37	7.80	.0162	.1198	62.426	1.0000	2.307	37
38	8.20	.0162	.1198	62.426	1.0000	2.307	38
39	8.60	.0162	.1198	62.426	1.0000	2.307	39
40	9.00	.0162	.1198	62.426	1.0000	2.307	40
41	9.40	.0162	.1198	62.426	1.0000	2.307	41
42	9.80	.0162	.1198	62.425	1.0000	2.307	42
43	10.20	.0162	.1198	62.424	1.0000	2.307	43
44	10.60	.0162	.1198	62.42	.9999	2.307	44
45	11.00	.0162	.1198	62.42	.9999	2.307	45
46	11.40	.0162	.1198	62.42	.9999	2.307	46
47	11.80	.0162	.1198	62.42	.9999	2.307	47
48	12.20	.0162	.1198	62.41	.9998	2.307	48
49	12.60	.0162	.1198	62.41	.9998	2.307	49
50	13.00	.0162	.1198	62.41	.9997	2.307	50
51	13.40	.0162	.1198	62.41	.9997	2.307	51
52	13.80	.0162	.1198	62.40	.9996	2.308	52
53	14.20	.0162	.1198	62.40	.9996	2.308	53
54	14.60	.0162	.1198	62.40	.9995	2.308	54
55	15.00	.0162	.1198	62.39	.9994	2.308	55
56	15.40	.0162	.1198	62.38	.9993	2.308	56
57	15.80	.0162	.1198	62.38	.9992	2.309	57
58	16.20	.0162	.1198	62.38	.9992	2.309	58
59	16.60	.0162	.1198	62.37	.9991	2.309	59
60	17.00	.0162	.1198	62.37	.9990	2.309	60
62	17.80	.0162	.1200	62.36	.9989	2.309	62
64	18.60	.0162	.1201	62.35	.9987	2.310	64
66	19.40	.0162	.1201	62.35	.9985	2.310	66
68	20.20	.0162	.1201	62.34	.9982	2.311	68
70	21.00	.0162	.1201	62.33	.9980	2.311	70
75	22.80	.0162	.1202	62.32	.9974	2.313	75
80	24.60	.0162	.1202	62.22	.9966	2.315	80
85	26.40	.0162	.1204	62.17	.9959	2.316	85
90	28.20	.0162	.1205	62.14	.9950	2.318	90
95	30.00	.0162	.1206	62.06	.9941	2.320	95
100	31.80	.0162	.1207	62.00	.9931	2.322	100
110	36.60	.0162	.1210	61.88	.9906	2.328	110
120	41.40	.0162	.1212	61.73	.9880	2.333	120
130	46.20	.0162	.1215	61.54	.9857	2.340	130
140	51.00	.0162	.1219	61.39	.9833	2.346	140
150	55.80	.0162	.1222	61.20	.9803	2.352	150
160	60.60	.0162	.1226	61.01	.9775	2.356	160
170	65.40	.0162	.1230	60.78	.9748	2.359	170
180	70.20	.0162	.1235	60.57	.9722	2.377	180
190	75.00	.0162	.1240	60.35	.9697	2.386	190

* TAMBIEN S. O.

La única fuerza que posee una bomba para provocar que un líquido se introduzca en su interior es la fuerza que crea o mantiene un vacío en la cámara de la bomba, y, a menos que la bomba esté sumergida o colocada a un nivel más bajo que la superficie del líquido, la única fuerza capaz de elevar el líquido hasta la bomba es debida a la presión atmosférica. Si la superficie del líquido se encuentra arriba de la bomba, además de la presión atmosférica se tendrá la presión debida al peso del líquido.

Supongamos un depósito bastante alto "A" conectado por medio de un tubo a otro bastante grande "B" correspondiendo el nivel del líquido en este último al fondo del primero (Fig. III-3). Esta operación se supone al nivel del mar en las condiciones de 0°C y 760 mm. de mercurio, o sean 1.033 Kg/cm^2 . Si se efectúa el vacío en el depósito "A", el líquido subirá por efecto de la presión atmosférica hasta una altura " H_L " = 10.33 m., que corresponde al máximo teórico suponiendo que no se tienen pérdidas.

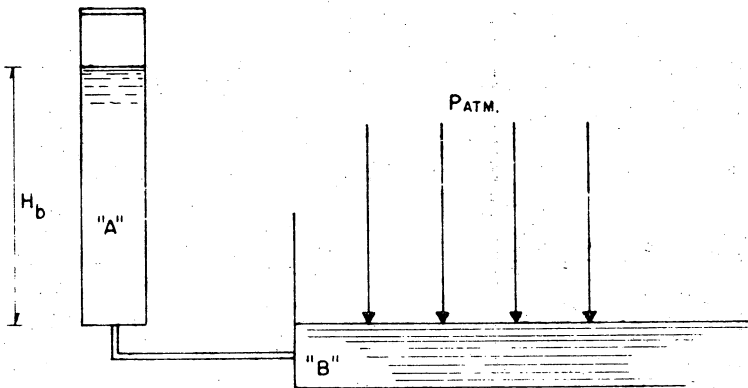


FIG. III-3

Debe tenerse presente que cuando un líquido penetra en un tubo en el cual se ha hecho el vacío, el espacio arriba de la superficie del líquido se llena con vapor, la presión del cual depende de la temperatura del líquido. A una determinada temperatura la presión del vapor es igual a la presión atmosférica y el líquido a tal temperatura no penetrará al tubo. De lo anterior se deduce que cualquier líquido se elevará dentro de un tubo al cual se le ha hecho el vacío únicamente hasta el nivel donde el peso de la columna más la presión de vapor del líquido contrarresten la presión atmosférica.

H (m)	b(mmHg)	H (m)	b(mm Hg)	H (m)	b(mmHg)
0	760	700	699	1400	642
100	751	800	690	1500	635
200	742	900	682	1600	627
300	735	1000	674	1700	620
400	724	1100	666	1800	612
500	716	1200	658	1900	605
600	707	1300	650	2000	598

Tabla III-2c

Presiones barométricas medidas a diferentes altitudes y a 10^o C.

En general puede decirse que la presión barométrica varía -- "1 mm de Hg" por cada 10 m de altitud sobre el nivel del mar.

Ejemplo III-1.- Determinar la altura teórica de succión para un lugar donde la presión barométrica es de 560 mm de Hg.

$$\frac{760 \text{ mm Hg}}{10.33 \text{ m.c.a.}} = \frac{560}{H_{ST}}$$

$$H_{ST} = \frac{560}{760} \times 10.33 = 7.61 \text{ m.c.a.}$$

m.c.a. = metros Columna de agua.

Para obtener la altura real de succión se restarán del valor de la altura teórica de succión todas las pérdidas involucradas.

La altura de succión nunca debe pasar de la calculada para el lugar donde se hace la instalación.

$$H_{SR} = H_{ST} = H_p$$

Al nivel del mar la altura práctica de succión es para bombas de émbolo, de 6.4 m. y para bombas centrifugas de 4.6 m. Cuando la tubería de succión es demasiado larga (más de 50 m.) la altura de succión o aspiración no debe pasar de 2 ó 3 m.

Cálculo del diámetro de la tubería de succión.

Si en la fórmula de velocidad $v = \sqrt{2gH}$ se sustituye en lugar de "H" la altura máxima barométrica (10.33 m), obtendremos el valor teórico máximo de la velocidad en la tubería de succión:

$$v = \sqrt{2 \times 9.81 \times 10.33} \cong 14.24 \text{ m/seg}$$

Esta velocidad no se logra ni se permite en la práctica por anti económica e incosteable, la velocidad práctica de succión varía entre 1 y 1.5 m/seg pudiendo llegar excepcionalmente a 2.0 m/seg.

Cálculo de la potencia hidráulica.-

La potencia se define como el trabajo realizado en la unidad de tiempo, y el trabajo desarrollado por un cuerpo en movimiento, equivale al peso del cuerpo, en kg, o lb, multiplicado por la distancia, en m o pies, recorrida por el cuerpo. En la expresión III-2, al principio del capítulo, $1000 \times Q \times H_{TD}$, es el trabajo desarrollado por el peso del agua ($1000 \times Q$) a través de la distancia H_{TD} , el cual se expresa en (kg-m). Cuando este trabajo se lleva a cabo en la unidad de tiempo (un segundo) se tiene la potencia en kg_f-m/seg; pero la potencia se expresa en caballos métricos (C.V.) en el sistema métrico para lo cual se utiliza la equivalencia: 1 C.V. = 75 kg_f-m/seg.

Quedó establecido mediante la Ec. III-2 que la potencia teórica que se requiere para elevar y/o transportar un líquido de densidad relativa "SG" a un determinado gasto "Q" contra una carga total o altura manométrica H_{TD} está dada por la expresión:

$$N_t = \frac{1000 Q H_{TD} SG}{60 \times 75} = 0.22 Q H_{TD} SG \quad (\text{III-2})$$

Para el sistema inglés, tendríamos, para agua:

$$N_t = \frac{62.4 Q H_{TD}}{60 \times 550} = \frac{1.04 Q H_{TD}}{550} \quad \text{Ec. III-2a, en la que;}$$

$$\rho_L (\text{agua}) = 62.4 \text{ lb/pie}^3$$

$$550 \text{ lb/pie}^3/\text{seg} = 1 \text{ HP}$$

N_t = Potencia teórica en HP

Q = Gasto en pies³/min

H_{TD} = Carga total de descarga de la bomba, en pies.

Si la cantidad de líquido está expresada en (GPM), la expresión de la potencia queda;

$$N_t = \frac{(GPM) \times 8.34 \times H_{TD}}{60 \times 7.48 \times 550} = \frac{(GPM) \times 1.04 \times H_{TD}}{4114} \quad (\text{III-2b})$$

donde, 1 pi³ = 7.48 galones

1 HP = 550 lb_f-pie/seg

H_{TD} está en pies

N_t resulta en caballos de fuerza (HP)

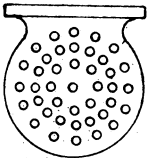
La expresión anterior para la potencia se refiere al agua; pero de igual manera que antes se dijera para la expresión de la potencia en el sistema métrico, se multiplicará la potencia obtenida para el agua (en el sistema inglés) por la densidad relativa del líquido cuando éste sea diferente del agua.

Determinación de las pérdidas de carga en las tuberías de succión y de descarga.

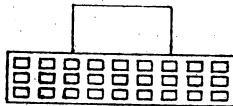
En todas las fórmulas que se utilizan para calcular pérdidas de altura aparece la expresión " $v^2/2g$ " afectada por un coeficiente "k" - que varía según se trate de válvulas, cambios de dirección, cambios de sección, etc. En seguida se dan los valores de este coeficiente - para cada una de las partes de la instalación.

Colador.

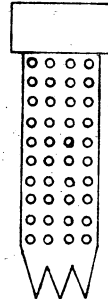
En muchas instalaciones se coloca a la entrada de la tubería de succión un colador con el objeto de evitar que materias extrañas puedan atorarse en la tubería o en la propia bomba. Existen varios tipos de coladores que se muestran en las figuras siguientes:



TIPO CEBOLLA



TIPO CANASTA



USADO EN INSTALACIONES DE POZO PROFUNDO

FIG. III-4

Para tener un mínimo de pérdidas por fricción originadas al pasar el líquido por los agujeros o taladros del colador, se debe procurar que la suma de las áreas de los taladros sea cuatro veces la sección transversal de la tubería de succión. Estos coladores se unen a la válvula de pie por medio de roscas o por medio de bridas.

Si llamamos " H_c " la pérdida en el colador tendremos:

$$H_c = k_c \frac{v^2}{2g} ;$$

" k_c " varía de 0.5 a 1.0 dependiendo este valor de la clase y construcción del colador siendo mayor mientras más pequeños sean los agujeros. En combinación con los coladores se instala una válvula de pie la cual puede ser de asiento plano, cónico o esférico.

Estas válvulas se ilustran esquemáticamente en la Fig. III-5:

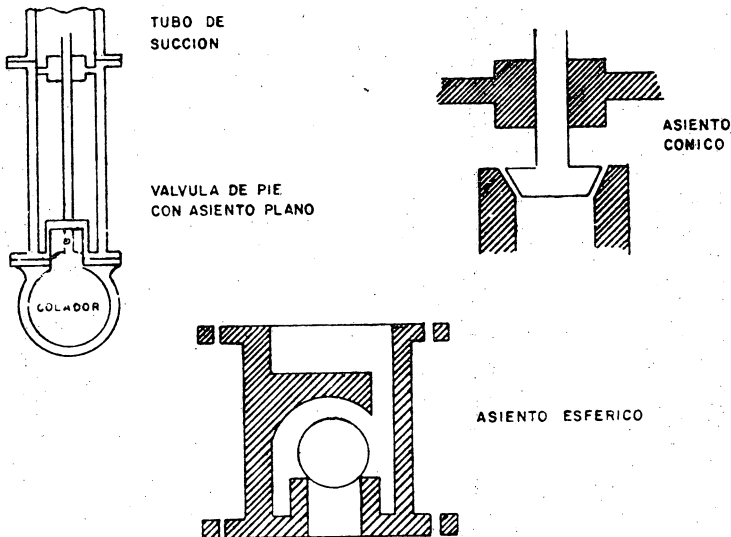


FIG. III-5

Para determinar la pérdida sufrida al atravesar la válvula de pie, se requieren definir 2 secciones, la del tubo por donde sube el líquido que llamaremos "A" y la sección libre cuando la válvula levanta, y que llamaremos " A_1 ", que por supuesto es menor que "A". Si llamamos " H_e " la pérdida originada y " k_e " al coeficiente correspondiente, tendremos:

$$H_e = k_e \frac{v^2}{2g},$$

en donde " k_e " varía según la relación " A_1/A " como se muestra en la Tabla III-3.

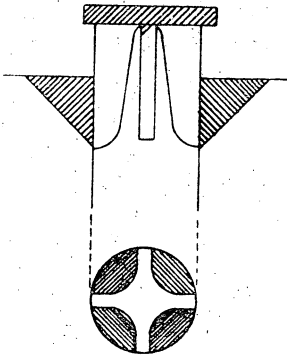


FIG. III-6

A_1/A	k_e	A_1/A	k_e
0.1	2.3	0.6	0.7
0.2	1.9	0.7	0.4
0.3	1.6	0.8	0.2
0.4	1.2	0.9	0.1
0.5	0.9	1.0	---

Tabla III-3

Cuando no se tiene colador ni válvula de pie a la entrada la pérdida varía según la forma del tubo, a la entrada.

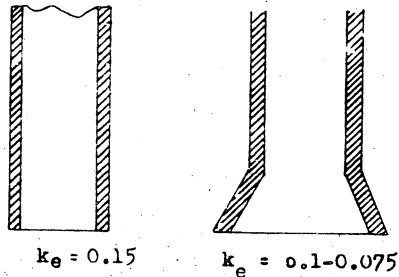


FIG. III-7

La pérdida por fricción en la tubería se calcula por la fórmula:

$$H_f = f \frac{L v^2}{D 2g},$$

en donde "f" se puede calcular por la expresión;

$$f = 0.02 \left(1 + \frac{1}{39.4 D} \right)$$

para el sistema métrico en el cual, "f" puede tenerse como 0.03 para tubos viejos o cálculos aproximados.

Otra pérdida es la debida a codos o cambios de dirección; esta pérdida se calcula con la siguiente expresión;

$$H = \left(0.95 \operatorname{sen}^2 \frac{A}{2} + 2.05 \operatorname{sen}^4 \frac{A}{2} \right) \frac{v^2}{2g},$$

en donde "A" es el ángulo formado por las dos direcciones de la tubería, (Fig. III-8).

$$\text{Si } m = 0.95 \operatorname{sen}^2 \frac{A}{2} + 2.05 \operatorname{sen}^4 \frac{A}{2}$$

tenemos que;

$$H_L = m \frac{v^2}{2g}$$

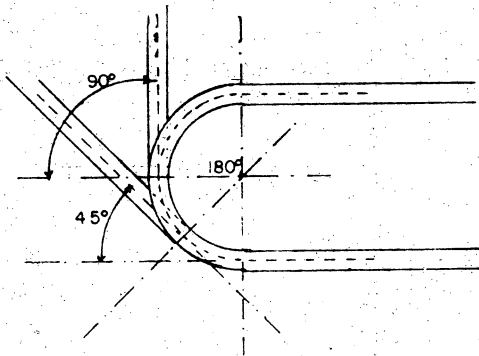


FIG. III-8

La Tabla III-4 proporciona algunos valores de "m" para diferentes ángulos "A".

A	m	A	m	A	m	A	m
20°	0.03	80°	0.74	110°	1.56	160°	2.85
40°	0.14	90°	0.98	120°	1.86	180°	3.00
60°	0.36	100°	1.26	140°	2.93		

Tabla III-4

La pérdida por temperatura se obtiene de la tabla de Molliere (Tabla III-5) para vapores saturados de agua, tomando la presión correspondiente a la temperatura del líquido que se bombea y convirtiéndola a metros columna de agua. La pérdida por aceleramiento del líquido es :

$$H_V = \frac{v^2}{2g} . \quad (III-8)$$

TABLA DE MOLLIER PARA VALORES
SATURADOS DE AGUA

PRESION EN ATMOSFERAS	T °C	CALOR DEL LIQUIDO	CALOR DE EVAPORACION EN CAL/KG		CALOR TOTAL CAL/KG	PESO ESPECIFICO	VOLUMEN ESPECIFICO
			INTERNO	EXTERNO			
0.02	17.19	17.2	555.0	32.00	604.1	0.0148	68.20
0.04	26.63	28.6	546.7	33.24	609.5	0.0282	38.47
0.06	35.82	35.9	543.1	34.21	612.9	0.0413	24.29
0.08	41.15	41.2	539.3	34.58	615.3	0.0542	18.46
0.10	45.44	45.4	536.8	35.04	617.2	0.0568	16.95
0.15	53.59	53.6	531.2	35.90	620.7	0.0978	10.82
0.20	59.66	59.6	527.2	36.53	623.3	0.1382	7.75
0.25	64.35	64.5	523.9	37.03	625.4	0.1581	6.53
0.30	68.66	68.7	521.0	37.46	627.2	0.1876	5.51
0.40	75.42	75.4	515.5	38.13	630.0	0.2457	4.07
0.50	80.97	80.9	512.7	38.68	632.2	0.3027	3.30
0.60	85.45	85.5	509.5	39.12	634.1	0.3581	2.75
0.70	89.45	89.5	506.7	39.51	635.7	0.4149	2.41
0.80	92.99	93.0	504.3	39.84	637.1	0.4701	2.12
0.90	96.17	96.3	501.9	40.14	638.3	0.5249	1.90
1.00	99.08	99.2	499.8	40.41	639.4	0.5793	1.73
1.20	104.24	104.4	496.1	40.88	641.4	0.6671	1.45
1.40	108.73	108.9	492.9	41.28	643.1	0.7937	1.25
1.60	112.72	113.0	489.9	41.63	644.5	0.8994	1.11
1.80	116.33	116.7	487.2	41.94	645.8	1.0062	1.00
2.00	119.61	120.0	484.6	42.26	646.9	1.1084	0.90
3.00	132.87	133.5	474.4	43.28	651.2	1.6208	0.62
4.00	142.91	143.8	466.4	44.01	645.2	2.1240	0.42
5.00	151.10	152.3	459.5	44.59	656.4	2.6194	0.36
6.00	158.07	158.5	453.7	45.02	658.2	3.1115	0.32
7.00	164.16	165.8	448.4	45.37	659.5	3.5997	0.28
8.00	169.59	171.5	443.5	45.66	660.7	4.0855	0.24
9.00	174.52	175.6	439.1	45.91	661.6	4.5699	0.23
10.00	179.03	181.4	435.0	46.11	662.5	5.0513	0.19
11.00	183.29	185.8	431.1	46.29	663.2	5.5316	0.18
12.00	187.08	189.8	427.4	46.44	663.7	6.0114	0.17
13.00	190.71	193.8	423.8	46.57	664.2	6.4910	0.16
14.00	194.14	197.4	420.5	46.66	664.6	6.9730	0.15
15.00	197.37	200.8	417.3	46.75	664.9	7.4510	0.15
16.00	200.44	200.4	414.4	46.82	665.3	7.9315	0.14
17.00	203.56	207.3	411.4	46.89	665.6	8.4097	0.14
18.00	206.15	210.2	409.6	46.93	662.8	8.8921	0.14
19.00	206.62	213.1	408.9	46.97	666.0	9.3711	0.14
20.00	211.39	215.9	403.3	47.00	669.2	9.8522	0.13

III-2

BOMBAS DE ÉMBOLO (RECIPROCANTES)

En las bombas de émbolo se produce vacío en el interior del cilindro por medio de la salida parcial del émbolo, haciendo que el líquido penetre al cilindro a través de la tubería y válvulas de succión y ocupe el espacio vacío. El desplazamiento del líquido y su descarga a través de las válvulas y tubería de descarga, se produce haciendo entrar nuevamente el émbolo. Cuando solamente uno de los extremos del cilindro actúan de tal manera que el líquido es aspirado por un extremo, en tanto que se efectúa la descarga por el otro extremo de la bomba, se dice que es de "doble efecto". Considerando el mismo diámetro y carrera del émbolo, las bombas de doble efecto tienen casi el doble de la capacidad de las de simple efecto, siendo mayor la longitud del cilindro en las de doble efecto por el espacio adicional que se necesita para válvulas y pasejes. De lo anterior se deduce que una bomba de doble efecto, es más barata que una de simple efecto en proporción a su capacidad.

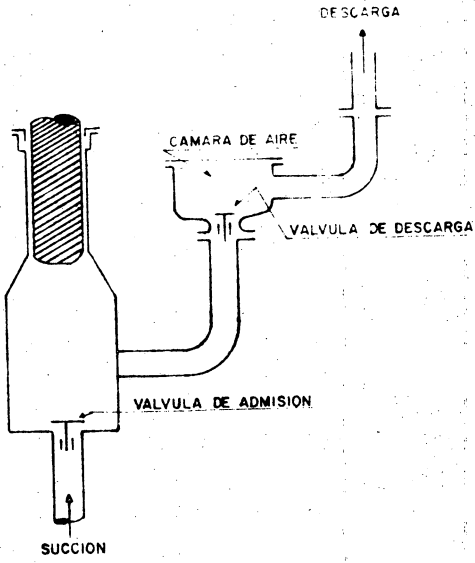


FIG. III-9

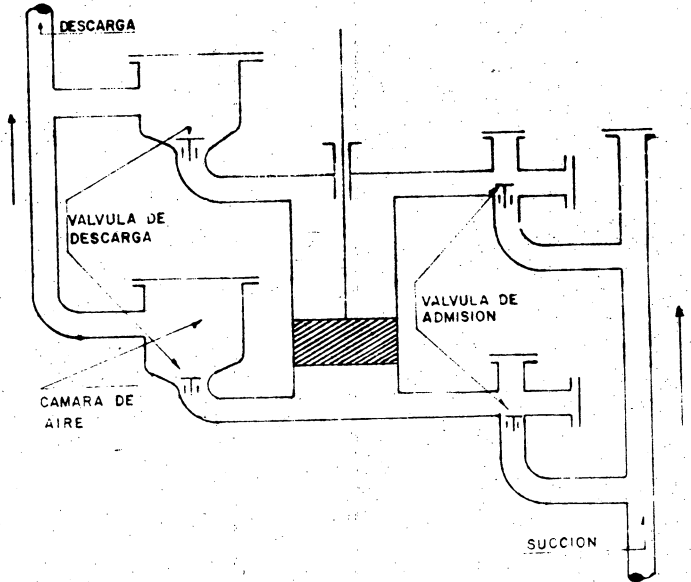


FIG. III-10
Bomba de Doble Efecto de émbolo disco vertical

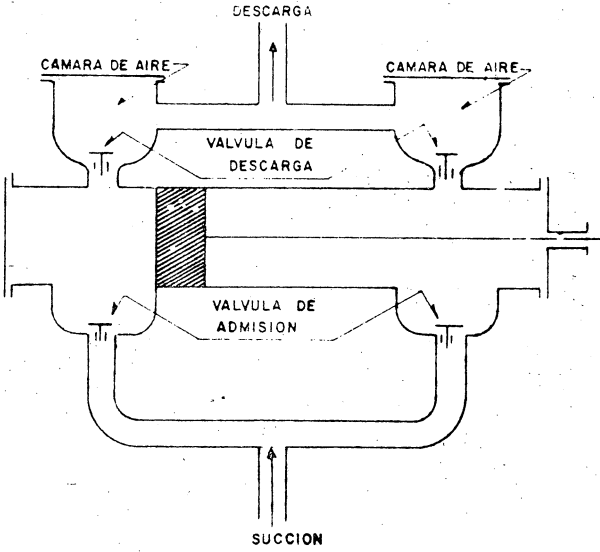


FIG. III-11

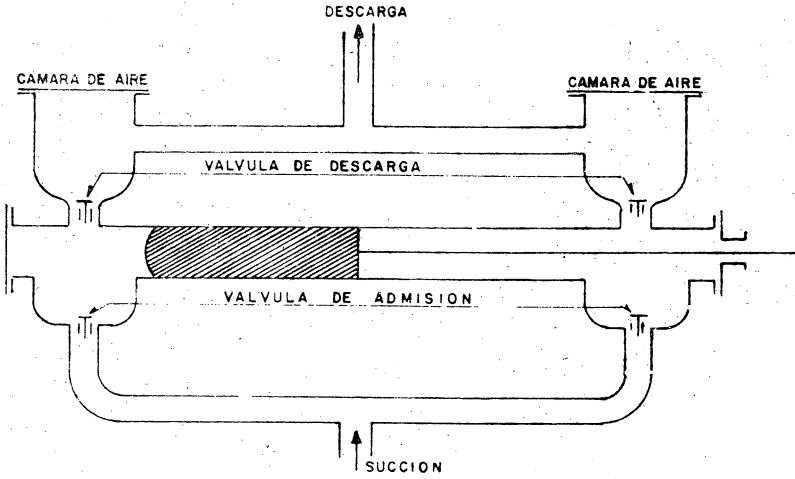


FIG. III-12
 Bomba de Embolo Buzo Doble Efecto Horizontal

Según el número de cilindros, las bombas de émbolo se clasifican en "simpex" cuando tienen un solo cilindro, "duplex" cuando tienen dos cilindros, "triplex" cuando tienen tres cilindros, etc. En cada caso pueden ser horizontales o verticales y de simple o de doble efecto.

La bomba de doble efecto es más complicada y sus émbolos menos accesibles que en una bomba de simple efecto, lo cual ha dado lugar a que la bomba de simple efecto con cilindros múltiples, tenga un considerable campo de utilización.

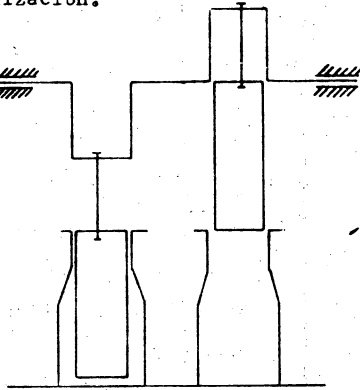


FIG. III-13 Duplex, cigüeñales a 180°

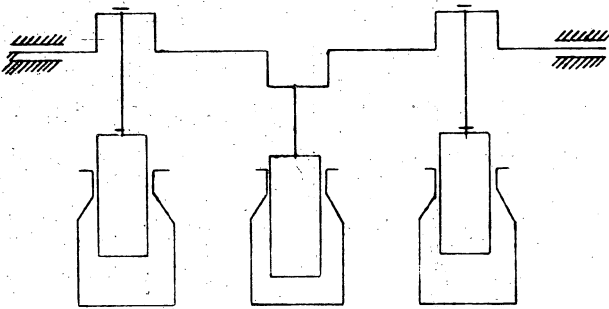


FIG. III-14 Triplex, cigüeñales a 120°

La forma como son impulsadas las bombas origina otra clasificación, se llaman "bombas de potencia", aquellas que se impulsan por medio de una máquina prima a través de un mecanismo de biela y manivela. En estas bombas el número de R.P.M. es menor que el de la máquina que las impulsa, lográndose esto, por medio de engranes, por banda o por combinación de ambos sistemas.

Se llaman "bombas de vapor" aquéllas impulsadas por una máquina de vapor y en las cuales los cilindros de líquido y vapor son parte de la misma máquina, y están unidos directamente por el mismo vástago.

Cámaras de Aire-

Todas las bombas de émbolo deberán proveerse de cámaras de aire en el lado de descarga, y de cámaras de aire o de vacío en el lado de succión, a fin de absorber las irregularidades en la succión del líquido debido a los cambios intermitentes en la velocidad de los émbolos. Sin estas cámaras, se producirían golpes consecutivos que podrían llegar a destruir las bombas. Las cámaras de aire, deberán ser colocadas lo más cerca posible de los émbolos, de tal modo de limitar la columna de líquido que sigue la marcha variable de los mismos. La cámara en el lado de succión, debe colocarse de manera que, cuando la circulación del líquido dentro de la bomba se interrumpa al final de una embolada, el líquido fluya directamente dentro de la cámara de aire y esté disponible inmediatamente, para suministrar alimentación a la bomba mientras que otra parte del volumen de líquido está siendo acelerada en la tubería de succión. La Fig. III-15 muestra un arreglo conveniente debido a que, al comenzar la succión, el líquido fluirá tanto de la cámara de aire, como de la tubería de succión.

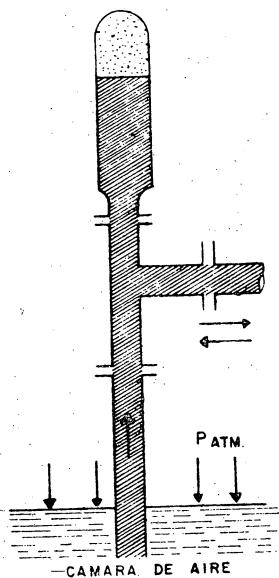


FIG. III-15

En el lado de succión se tienen presiones que no pesan de la atmosférica, y por lo tanto, pueden construirse cámaras de aire hechas de lámina troquelada y de espesor pequeño. En el lado de la descarga se tiene sobre la cámara de aire toda la presión hidrostática de la columna de líquido y por lo tanto, el espesor tiene que ser correspondiente con esas presiones.

En la descarga de la bomba, se instala tan cerca como sea posible una cámara de aire consistente en un recipiente cerrado, el cual contiene en su parte superior aire a presión. Durante el golpe de descarga cae todo el líquido que la bomba entrega en exceso del gasto medio, es desviado a la cámara de aire donde es almacenado hasta que tiene lugar el golpe de succión que sigue, que es cuando la descarga por medio del émbolo, es nula, siendo entonces cuando el gasto en la tubería es mantenido mediante el líquido entregado por la cámara de aire.

Los volúmenes de las cámaras de aire en función del desplazamiento del émbolo, son usualmente suficientes de seis a nueve veces este desplazamiento.

El tamaño de las cámaras que deben ser usadas dependerá de las condiciones de trabajo, y a mayores irregularidades en la circulación, mayor será la capacidad de las cámaras. Así, con bombas de gran velocidad, tubería de descarga de gran longitud, o con grandes alturas en el lado de descarga o de succión, las cámaras de aire serán más grandes que en el caso de bombas lentas que tengan alturas pequeñas de succión y de descarga.

En el lado de succión se tienen presiones que no pesan de la atmosférica, y por lo tanto, pueden construirse cámaras de aire hechas de lámina troquelada y de espesor pequeño. En el lado de la descarga se tiene sobre la cámara

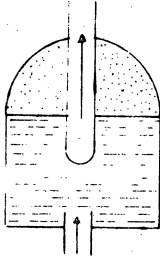
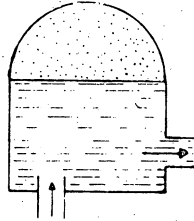
PARA LA
DESCARGAPARA LA
SUCCION

FIG. III-16

Rendimiento o Eficiencia Volumétrica-

En toda bomba tenemos que distinguir entre la cantidad teórica " Q " y la cantidad efectiva " Q_1 " que pasa por la bomba. Al ejercer presión el émbolo sobre el líquido, se cierra la válvula de admisión, pero una cantidad de líquido muy pequeña " Q_2 " regresa al depósito, entonces tendremos que:

$$Q = Q_1 + Q_2,$$

por definición:

$$\eta_v = \frac{Q_1}{Q} = \frac{Q_a}{Q_t}$$

Este rendimiento depende de la rapidez con que cierre la válvula de admisión. En la práctica se encuentran valores entre "0.94 y 0.98", es mayor en las bombas cuyo émbolo es de mayor diámetro y es tanto menor cuanto menor es la viscosidad del fluido.

En la clasificación general de bombas, las reciprocantes de émbolo quedan comprendidas en el grupo de bombas de desplazamiento positivo. En estas bombas, el fluido que se desplaza siempre está contenido entre el elemento impulsor que puede ser un émbolo, un diente de engrane, una aspa, etc., y la carcasa o el cilindro.

Principio del Desplazamiento Positivo-

En el interior del cilindro ilustrado en la Fig. III-17, un émbolo se desplaza con movimiento uniforme a la velocidad (v), impulsando el líquido encerrado a la presión (P). Se deberá suponer que tanto el cilindro, como el émbolo son rígidos e indeformables, y que el fluido es incompresible.

El movimiento del émbolo se debe a la fuerza aplicada (F). El émbolo al moverse, desplaza al fluido a través del orificio de la descarga. Si el émbolo recorre un espacio (l) hacia la izquierda, el volumen de la cámara ocupado por el líquido, se reducirá un valor igual al producto (Al), siendo (A) el área de la sección transversal del cilindro. Como el fluido es incompresible, el volumen de líquido que sale por el orificio será también (Al)

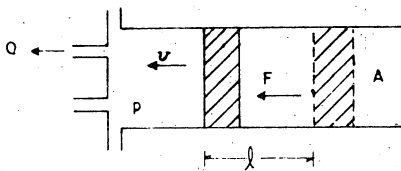


FIG. III-17

donde:

v = Velocidad media del émbolo

P = Presión del fluido en el interior del cilindro.

F = Fuerza que motive el desplazamiento del émbolo.

l = Espacio recorrido por el émbolo.

A = Área de la sección transversal del cilindro.

V = Volumen de líquido desplazado por el émbolo.

$$V = Al$$

El gasto (Q) o volumen desplazado en la unidad de tiempo, será:

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{Al}{t} \quad ; \quad \text{pero} \quad \frac{l}{t} = v$$

por lo que $Q = Av$.

Si no existe fricción, la potencia comunicada al fluido será:

$$N_M = Fv \quad ; \quad \text{pero} \quad F = P \cdot A$$

y entonces

$$N_H = P \cdot Av = QP$$

Según se aprecia en la Fig. (III-17), la máquina o dispositivo puede funcionar como bomba o como motor, es decir, puede absorber potencia mecánica (Fv) y restituir potencia hidráulica (QP) o viceversa (cilindro hidráulico). Tanto en un caso como en el otro, es evidente que "el principio de desplazamiento positivo" consiste en el movimiento de un fluido motivado por la disminución del volumen de una cámara. Por lo tanto, en una máquina de desplazamiento positivo, el elemento que origina el intercambio de energía, no tiene necesariamente movimiento alternativo (émbolo), sino que puede tener movimiento rotatorio (rotor). Sin embargo, en las máquinas de desplazamiento positivo, tanto recíprocas, como rotatorias, siempre hay una cámara que aumenta de volumen en la succión, y que disminuye igualmente en la impulsión; es por esto que dichas máquinas se llaman también volumétricas. En las mismas, el intercambio de energía de fluido se efectúa siempre con variaciones de presión. En una bomba de émbolo, el gasto no va a depender de la

carga del sistema (fricción en las tuberías, codos, etc.), sino que dependerá del desplazamiento y de la velocidad; además, si las paredes son suficientemente robustas, y el motor tiene suficiente capacidad, la bomba proporcionará toda la presión que se desea, o teóricamente, la gráfica (Q-H) de una bomba de desplazamiento positivo será una paralela al eje (H). Todas las máquinas basadas en el principio del desplazamiento positivo fundamentalmente son reversibles, el hecho de que algunas máquinas no lo sean en la práctica, no se debe a la mecánica del fluido, sino a la mecánica del aparato. Las bombas de desplazamiento positivo tienen un amplio campo de aplicación en las transmisiones y controles, por ejemplo, en el accionamiento hidráulico de una excavadora. Las bombas de desplazamiento positivo y en especial las bombas de émbolo, no tienen límite de presiones; actualmente se construyen para presiones de más de 15,000 lb/pg².

Para aumentar la presión basta construir una bomba más robusta y accionarla con un motor más potente. El "principio de desplazamiento positivo", demuestra que cualquier presión es alcanzable; sin embargo, las bombas rotatorias con excepción de las de tornillo, no son adecuadas para presiones mayores de 500 lb/pg². Las bombas de émbolo sólo son adecuadas para gastos limitados. Para aumentar el gasto en éstas, se requiere aumentar el tamaño de la bomba, ya que, siendo el flujo pulsatorio en estas máquinas, los fenómenos de inercia impiden aumentar el gasto mediante el aumento de velocidad.

Determinación del gasto en una Bomba de Embolo-

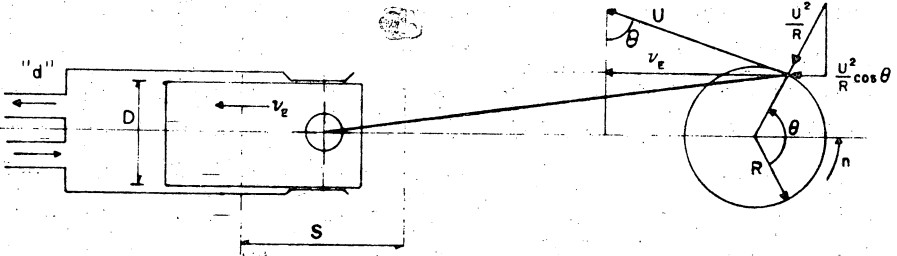


FIG. III-18

En la Fig. (III-18) se muestra una bomba simplex de émbolo, de simple efecto y de potencia, ya que la transmisión del movimiento de motor a bomba se efectúa por medio de un mecanismo de biela-manivela. Al moverse el émbolo hacia afuera del cilindro, crea un vacío en la cámara y la presión atmosférica que se ejerce en el depósito del cual se succiona, empuja el líquido por la tubería de succión al interior de la bomba. Al volver el émbolo en su carrera de regreso hacia dentro del cilindro, se cierra la válvula de succión y se abre la de descarga permitiendo que el líquido fluya por la tubería.

A cada revolución del muñón de la manivela corresponden dos carreras del émbolo, una hacia su punto muerto posterior (afuera), y otra hacia su punto muerto anterior (adentro); pero solamente en una de ellas se realiza desplazamiento del líquido.

El volumen de líquido desplazado en cada carrera de impulso llamado también volumen por embolada, será:

$$V = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot 2R = A \cdot S$$

(III-9)

Nótese de la misma figura que $2R$ es igual a la longitud de carrera del émbolo (S).

En condiciones ideales el gasto teórico será:

$$Q_t = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot \frac{2Rn}{60} \quad (\text{III-10})$$

Lo anterior comprueba que el gasto proporcionado por una bomba de émbolo, no depende de la presión sino del área del émbolo, de la carrera del mismo, y de la velocidad de giro del muñón de la manivela.

La regulación del gasto en las bombas de émbolo no se hace mediante cierre parcial de la válvula en la línea de descarga, sino variando el número de r.p.m. del motor. La válvula general de descarga de una bomba de émbolo, solamente se podrá cerrar al parar la bomba y nunca mientras que ésta se encuentre en marcha; de lo contrario, la presión crecería hasta tal punto que la potencia que el motor pudiera suministrar, sería insuficiente, existiendo siempre la posibilidad de un riesgo grave.

Gasto Real Proporcionado por la Bomba-

El gasto real proporcionado por la bomba es menor que el teórico, a causa de las fugas debidas al retraso en el cierre de las válvulas de la bomba, a que dichas válvulas no sellan herméticamente y a las pérdidas hidráulicas entre el prensa-estopas y el vástago del émbolo. Además, el caudal disminuye a causa del aire mezclado con el líquido succionado, que se desprende debido al vacío creado por la salida del émbolo.

El gasto real estará dado por la expresión:

$$Q_e = Q_t \cdot \eta_v$$

Gasto Instantáneo-

El gasto que fluirá por la tubería de descarga es bastante variable; en una bomba simplex de émbolo y de simple efecto, tiene un valor de cero durante toda la carrera de succión y aumenta hasta un máximo durante la carrera de descarga.

Puesto que el caudal que fluye por la tubería de descarga es en términos generales:

$$Q = v_f \cdot A,$$

siendo (v_f) la velocidad de flujo en la tubería de descarga y (A), el área de la sección transversal de la misma tubería; se hace necesario para determinar el gasto instantáneo, conocer en el mismo instante el valor de la velocidad de flujo (v_{fi}) en el tubo de descarga.

En la Fig. (III-19) se muestra la fluctuación de la velocidad del líquido en el tubo de descarga.

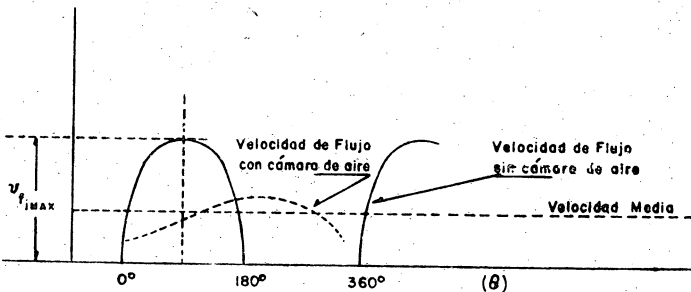


FIG. III-19

Si para la Fig. (III-18):

v_{fi} = Velocidad instantánea de flujo en el tubo de descarga en cualquier instante.

v_E = Velocidad del émbolo en ese mismo instante.

θ = Angulo de giro de la manivela, desde la posición de punto muerto posterior hasta la correspondiente al instante considerado.

u = Velocidad tangencial o periférica uniforme del muñón de la manivela.

d = Diámetro interior del tubo de descarga.

D = Diámetro del émbolo.

R = Radio de giro del muñón de la manivela.

n = Velocidad de giro del muñón de la manivela (RPM).

La velocidad instantánea del émbolo es igual a la componente horizontal de la velocidad del muñón de la manivela.

$$v_E = u \operatorname{sen} \theta \quad (III-1)$$

Es decir, que el émbolo se desplaza con un movimiento armónico simple.

La cantidad de líquido desplazado por el émbolo en un intervalo corto de tiempo, es igual, en condiciones ideales o teóricas, a la cantidad de líquido que fluye por la tubería de descarga en el mismo tiempo, lo cual se expresa de la manera siguiente:

$$\frac{\pi}{4} D^2 \cdot v_E = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot v_{fi}$$

Lo que es lo mismo:

$$D^2 \cdot v_E = d^2 \cdot v_{fi}$$

de donde despejamos a la velocidad de flujo en la tubería de descarga:

$$v_{fi} = v_E \cdot \frac{D^2}{d^2};$$

como: $v_E = u \operatorname{sen} \theta$, se tendrá substituyendo:

$$v_{fi} = u \operatorname{sen} \theta \frac{D^2}{d^2}$$

$$\bar{y} \text{ como } u = \frac{2 \pi Rn}{60} \quad (\text{III-12})$$

se tiene que:

$$v_{f1} = \frac{2 \pi Rn}{60} \operatorname{sen} \theta \cdot \frac{D^2}{d^2} \cdot$$

El valor máximo de la velocidad instantánea de flujo en la tubería de descarga, se tendrá cuando θ sea igual a 90° y se expresa como se indica enseguida:

$$v_{f1 \max.} = \frac{2 \pi Rn}{60} \cdot \frac{D^2}{d^2}$$

Este valor máximo de la velocidad instantánea de flujo resulta (π) veces mayor que la velocidad media, cuya magnitud está dada por:

$$\bar{v}_f = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{2Rn}{60} \cdot \frac{\frac{\pi}{4} D^2}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{2Rn}{60} \cdot \frac{D^2}{d^2} \quad (\text{III-13})$$

Presión Dinámica o de inercia que tiene lugar en las tuberías de Descarga y de Succión de una Bomba de Embolo-

Las variaciones de velocidad del líquido en las tuberías, dan lugar a que en ellas se produzcan presiones dinámicas o de inercia, cuya intensidad es necesario, conocer y que pueden calcularse encontrando en cualquier instante la aceleración o retardamiento que sufre la velocidad del líquido en las tuberías, y llevando este valor a la ecuación que exprese el de la presión dinámica correspondiente a dicha variación de velocidad.

Aceleración o retardamiento que sufre la velocidad del líquido en las tuberías = $\frac{dv_f}{dt}$

se sabe que:

fuerza de inercia = masa x aceleración

o sea:

$$\underbrace{P_i}_{F} \cdot \underbrace{\frac{\pi}{4} d^2}_{m} = \underbrace{\frac{\gamma}{g} \cdot \frac{\pi d^2 \cdot L}{4}}_m \times \underbrace{\frac{dv_{f1}}{dt}}_a$$

en donde; P_1 = presión de inercia
 L = longitud de la tubería
 γ = peso específico del líquido manejado
 $\frac{\gamma}{g}$ = densidad del líquido manejado

Haciendo reducciones en la expresión anterior queda;

$$P_1 = \frac{\gamma L}{g} \times \frac{dv_{f1}}{dt} \quad (\text{III-14})$$

Por otra parte, para la determinación de $\frac{dv_{f1}}{dt}$ se tiene que:

$$\frac{dv_{f1}}{dt} = \frac{dv_{f1}}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt};$$

como ya se conoce que:

$$v_{f1} = u \sin \theta \cdot \frac{D^2}{d^2},$$

resulta derivando que:

$$\frac{dv_{f1}}{d\theta} = u \cos \theta \cdot \frac{D^2}{d^2}$$

y como $\frac{d\theta}{dt}$ es precisamente la velocidad angular del muñón de la manivela, misma que a su vez es: $\frac{d\theta}{dt} = \frac{2\pi n}{60}$,

entonces:

$$\frac{dv_{f1}}{dt} = u \cos \theta \cdot \frac{D^2}{d^2} \cdot \frac{2\pi n}{60} \quad (\text{III-15})$$

y como: $u = \frac{2\pi Rn}{60}$;

substituyendo en la Ec. III-15, se tendrá:

$$\frac{dv_{f1}}{dt} = \frac{2\pi Rn}{60} \cos \theta \cdot \frac{D^2}{d^2} \cdot \frac{2\pi n}{60} \quad (\text{III-16})$$

Para la determinación de $\frac{dv_{f1}}{dt}$ se debe tener siempre presente que la velocidad del líquido en las tuberías, por efecto del movimiento armónico del émbolo, pasa del valor cero al valor (v_c) en un tiempo (t); -

la relación con la cual el líquido se acelera o desacelera será (v_f/t) y en un instante dado será $\frac{dv_f}{dt}$.

Substituyendo la Ec. (III-16) en la Ec. (III-14), quedará:

$$P_i = \frac{\gamma L}{g} \left(\frac{2 \pi n}{60} \right)^2 \cdot R \cos \theta \cdot \frac{D^2}{d^2} \quad (\text{III-17})$$

la misma que para agua a temperatura ordinaria se reduce a:

$$P_i = KLRn^2 \cos \theta \cdot \frac{D^2}{d^2}, \quad (\text{III-17 (a)})$$

donde $K = 0.000112$, si (L), (R), (D) y (d) están en metros y (P_i) en Kg/cm².

Efectos por la Presión Dinámica o de Inercia en las Bombas de Émbolo-

El efecto producido por la presión dinámica o de inercia en una bomba de émbolo, puede tener lugar tanto en el lado de descarga como en el lado de succión debido a la existencia de las tuberías de descarga y de succión. Por lo tanto, será necesario analizar el efecto producido en uno y otro lado de la bomba.

En el lado de la descarga, el efecto producido consiste en aumentar la presión de descarga con el valor de la presión de inercia, ejerciéndose la presión así aumentada sobre las paredes interiores del cuerpo de la bomba; por tal motivo, y con el fin de que la bomba pueda ser capaz de resistir la sobrecarga a que se le somete, será necesario reforzar convenientemente todas las partes de la misma sujetas a tal sobrecarga.

El efecto producido en el lado de succión, es completamente distinto al anterior; cuando por cualquier circunstancia se hace trabajar una bomba de émbolo a una velocidad de rotación mayor que la debida, se provocan en ella dos fenómenos, a saber:

a) Se hace crecer la presión de inercia, tal como se puede comprobar observando la expresión (III-17):

$$P_i = \frac{\gamma L}{g} \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 R \cos \theta \cdot \frac{D^2}{d^2}.$$

El valor máximo de "P_i" tiene lugar cuando "cos θ = ± 1" o sea cuando θ = 0° y θ = 180° es decir, cuando el golpe o carrera del émbolo llega a su fin.

b) Se provoca dentro de la bomba el fenómeno llamado "separación" de la vena líquida, cuya existencia puede explicarse de la siguiente manera:

La única fuerza disponible para acelerar la velocidad del líquido en la tubería de succión, y para elevarlo contra la altura estática de suc-

ción (H_{LS}), es la presión atmosférica que obra sobre la superficie del líquido en el depósito. Así pues, por ningún motivo podrá la presión máxima de inercia aumentada en la succión con la presión debida al peso de la columna de líquido, ser mayor que la presión atmosférica del lugar.

Ahora bien, si la bomba por cualquier circunstancia, es movida a una velocidad que exige una mayor relación de aceleración que lo que la presión atmosférica puede producir en el líquido, el émbolo se moverá dentro del cilindro más rápidamente; pero el líquido no podrá seguirlo, despegándose de él para alcanzarlo nuevamente hasta que el émbolo, después de haber llegado al final de su carrera ha comenzado su recorrido de regreso, produciéndose en el momento de contacto, un golpe seco, especie de martilleo. Este fenómeno destructivo es conocido como ya se dijo, con el nombre de separación.

Con el fin de evitar o prevenir la presencia de ese fenómeno destructivo se podrá, tal como puede deducirse de lo antes dicho, recurrir se a dos procedimientos:

- 1) Reducir la velocidad de rotación de la bomba.
- 2) Reducir la altura de succión con que se está haciendo trabajar la bomba.

Al primer procedimiento, en general no debe recurrirse, puesto que tiene el inconveniente de reducir al mismo tiempo el gasto de descarga de la bomba, por tanto, es de aconsejarse procurar reducir la altura de succión.

Para mejor comprensión, véase el ejemplo siguiente:

(Ejemplo III-2)- Una bomba de simple efecto, y de un solo cilindro - trabaja a 45 R.P.M.; su diámetro es de 0.125 m. y su carrera de 0.30 m.; la tubería de succión es de 0.10 m. de diámetro y de 15.60 m. de longitud. Calcular la altura máxima de succión posible suponiendo que no se

tiene instalada cámara de aire o de vacío en la succión, y que la bomba está instalada en un lugar que se encuentra sensiblemente al nivel del mar.

Solución:

De la Ec. (III-17a)

$$P_i = KLRm^2 \cos \theta \frac{D^2}{d^2},$$

en la que $K = 0.000112$ si "L", "R", "D" y "d" están expresados en metros y "P_i" en Kg/cm².

$$P_i = 0.000112 \times 15.60 \times \frac{0.30}{2} \times (45)^2 \left(\frac{0.125}{0.10} \right)^2 \\ = 0.892 \text{ Kg/cm}^2$$

Por consecuencia, la presión disponible para hacer subir el agua en la bomba será igual a:

Presión atmosférica - 0.892 = 1.033 - 0.892 = 0.141 Kg/cm²,
que representa una carga equivalente a 1.40 m. de columna de agua.

Bombas de Varios Cilindros-

Estas bombas llamadas "múltiplex" tienen la ventaja de aminorar las pulsaciones y las presiones de inercia. Comparando dos bombas de la misma velocidad angular y del mismo gasto, una de ellas con un sólo cilindro de diámetro (D), y la otra con dos cilindros más pequeños de diámetro ($D' = \frac{D}{\sqrt{2}}$), condición que expresa la igualdad de velocidad de rotación, arregladas para alimentar alternativamente a la tubería de descarga, estando ambas bombas desprovistas de cámaras de aire, puede verse mediante el análisis de la Ec. (III-17a), que la bomba de dos cilindros sólo produce una presión de inercia de la mitad del valor que la producida por la bomba de un cilindro, como puede ser comprobado substituyendo en la Ec. (III-17a) el valor de (D) por la de ($D' = \frac{D}{\sqrt{2}}$).

Si hacemos: $K' = KLRn^2 \cos \theta$

tendremos: $P_i = K' \frac{D^2}{d^2}$, entonces: $P_i = K' \frac{(D')^2}{d^2}$

y: $P_i = K' \frac{(D/\sqrt{2})^2}{d^2} = K' \frac{D^2}{2d^2}$ (III-17(b))

Características de las Bombas Recíprocas-

El gasto en la descarga de bombas centrífugas y bombas rotatorias es constante, uniforme, en tanto que en las bombas recíprocas, el flujo es pulsante, con la característica de que la pulsación depende del tipo de bomba, sea que tenga o no cámara amortiguadora.

Bomba Simplex de Accionamiento Directo-

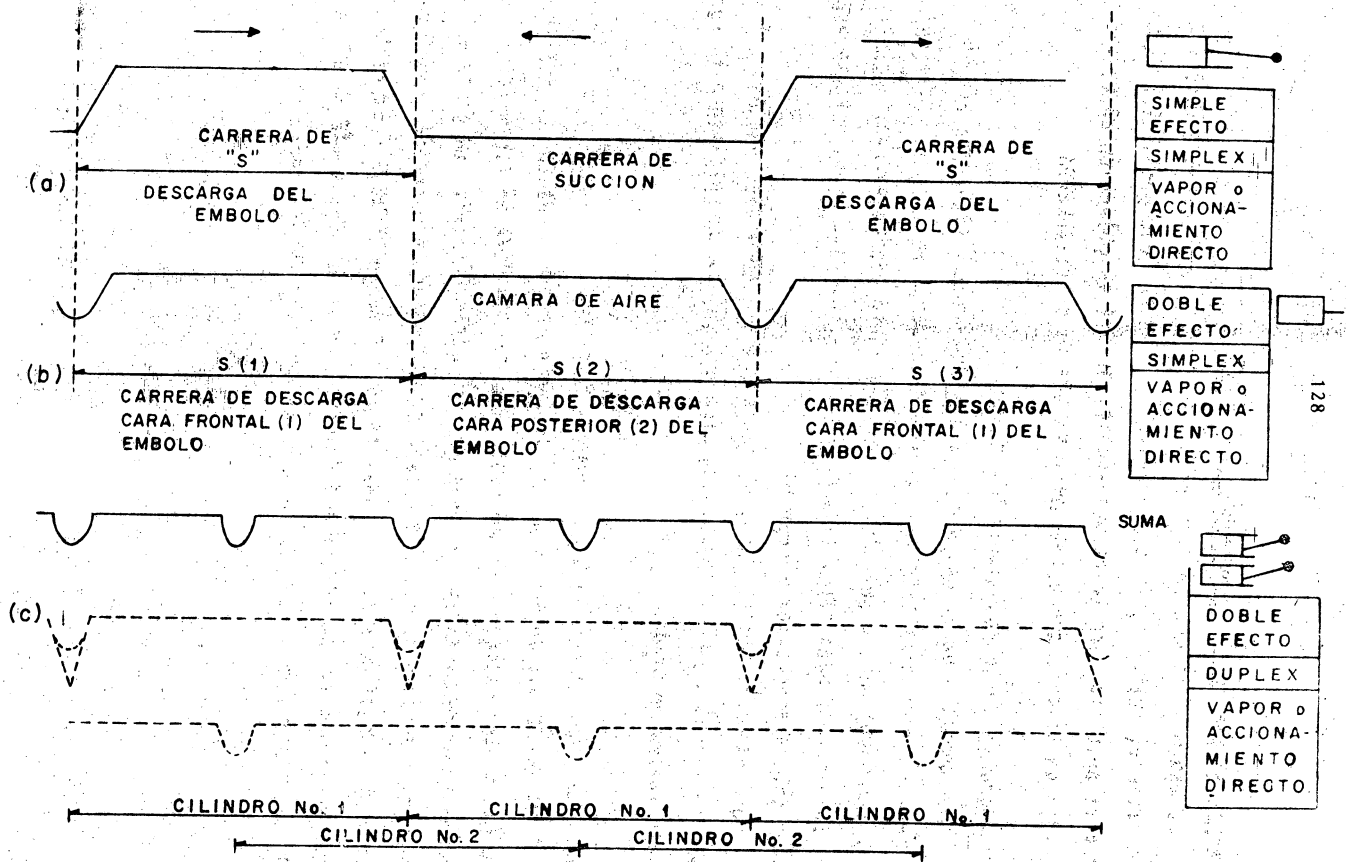
Una bomba de vapor operando a velocidad normal tiene una gráfica de descarga característica como la que se muestra en la Fig. (III-20-a) y III-20-b) para bombas de simple y de doble efecto respectivamente. El flujo es uniforme (Fig. III-20,b) hasta el extremo de la carrera donde el émbolo se detiene y regresa.

Sin cámara amortiguadora, el flujo teóricamente cesa cuando el émbolo se detiene, pero la cámara de aire previene esto originando la característica mostrada.

Bomba de Vapor Duplex de Accionamiento Directo-

En una bomba de vapor duplex de accionamiento directo, la descarga de uno de los cilindros se encuentra desplazada "1/2 S" (la mitad de la carrera) en relación con la descarga del otro cilindro. La gráfica característica correspondiente a los dos cilindros en operación conjunta, (Fig. III-20,c) presenta el doble de partes bajas (valles o depresiones) que una bomba de un cilindro (simplex), pero los puntos más bajos no lo son tanto como en una bomba simplex de accionamiento directo.

FIG. III- 20



Bombas de Potencia-

Las curvas de descarga para estas bombas toman la forma de ondas senoidales porque los émbolos son impulsados por un mecanismo de biela-manivela. La descarga no cambia tan abruptamente como en las bombas de accionamiento directo.

Bombas de Potencia Simplex de Doble Efecto-

La bomba de potencia simplex de doble efecto para la cual se tiene la curva característica que se muestra en la Fig. (III-21,a), tiene un régimen de flujo máximo de 60% arriba del régimen promedio, y el flujo mínimo/abajo del promedio es de 100%. Esto quiere decir que en algún punto durante cada ciclo de bombeo, el flujo de la bomba es cero, pero el flujo de la línea de descarga puede ser aproximadamente constante dependiendo de la disposición de la tubería y de la clase y capacidad de amortiguamiento empleado.

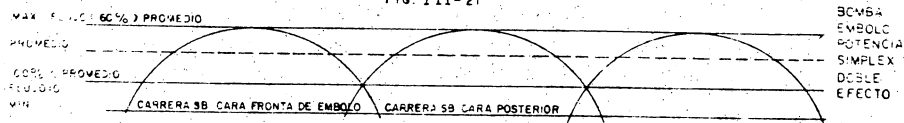
Bomba Duplex de Doble Efecto-

La bomba duplex de doble efecto, Fig. (III-21,b), tiene un régimen de flujo máximo de 26.7% arriba de su régimen promedio de flujo; el régimen de flujo mínimo es de 21.6% abajo del gasto promedio. De esta manera, siempre existe flujo en el tubo de descarga mientras la bomba está en operación.

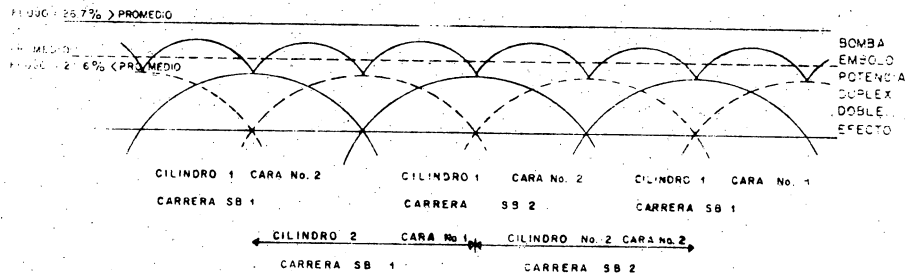
Bomba Triplex de Simple Efecto-

Una bomba triplex de simple efecto tiene una característica de descarga más uniforme. El régimen de flujo máximo arriba del valor promedio es de 6.64% y el mínimo abajo del promedio es de 18.4%. La característica correspondiente se muestra en la Fig. (III-21,c).

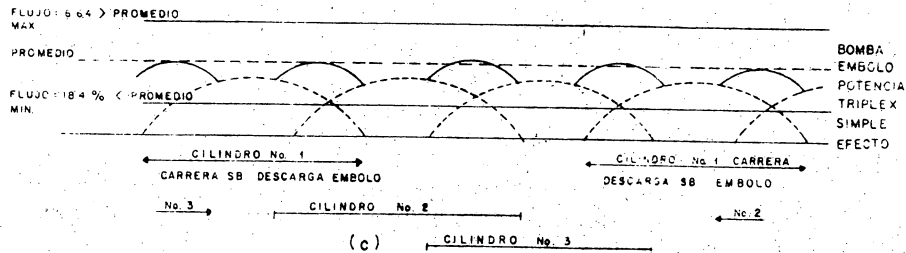
FIG. III-21



(a)



(b)



(c)

Con cualquier bomba recíproca, la diferencia entre la descarga máxima y la descarga promedio, es almacenada en la cámara de amortiguamiento hasta que la descarga cae abajo del promedio.

Las bombas quintuplex y sextuplex dan una descarga todavía más uniforme, sin embargo, la prueba real de una bomba está en la operación de la misma. Pulsaciones grandes pueden ser de menor importancia en una instalación dada, en tanto que en otra pueden no tener significación.

Debe tenerse en cuenta que los porcentajes dados antes para flujo máximo y flujo mínimo, se aplican únicamente a las gráficas dadas en cada caso. El diseño de la bomba, el ángulo de la manivela y algunos otros factores hacen diferente el flujo en una unidad con respecto a otra; sin embargo, los valores dados representan la práctica común y la variación de éstos de un fabricante a otro, no es usualmente grande.

Bombas de Potencia de Baja Capacidad-

La mayoría de estas bombas son de capacidad variable, según se muestra en las curvas características de las mismas, Figs. (III-22, a, b, y c).

Bomba Simplex de Simple Efecto-

Una bomba simplex de simple efecto tiene un flujo pulsante como se muestra en la Fig. (III-22, a) sin descarga durante la carrera de succión. Cuando la capacidad de descarga disminuye, la curva característica se vuelve más plana.

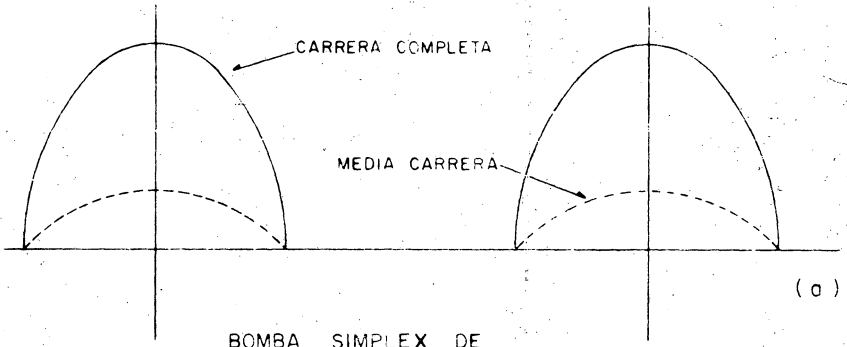
Bomba Duplex de Simple Efecto-

La bomba duplex de simple efecto entrega el doble de la cantidad de líquido que una simplex y sus curvas de descarga son similares; cuando un émbolo deja de entregar líquido, el otro inicia la entrega si los émbolos están colocados a 180° . De ésta manera no existen períodos du-

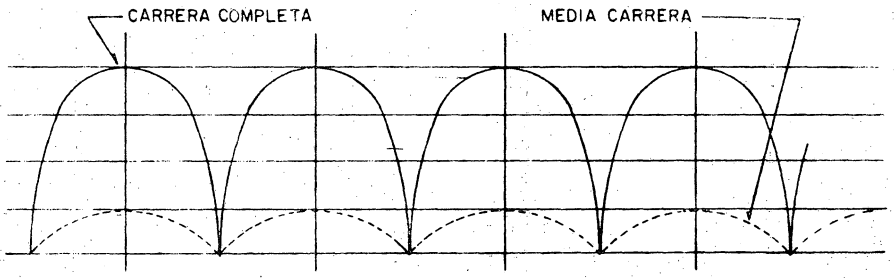
rante los cuales el flujo de la bomba es cero, (Fig. III-22, b).

Cuando una descarga constante es deseable, sin pulsación, como la gráfica mostrada en la Fig. (III-22, c), un diseño especial de bomba debe ser usado. Nótese como la gráfica de la descarga es constante, sea que la bomba opere a carrera completa, media carrera o a menor proporción.

Es importante recordar que la curva de descarga de una bomba de émbolo no es una medida de su eficiencia, sino una representación gráfica sencilla de lo que está pasando en la descarga de la bomba. La importancia final de la forma de la curva es la medida de los requerimientos de trabajo para crear flujo en la tubería.



BOMBA SIMPLEX DE
SIMPLE EFECTO



BOMBA DUPLEX DE
SIMPLE EFECTO

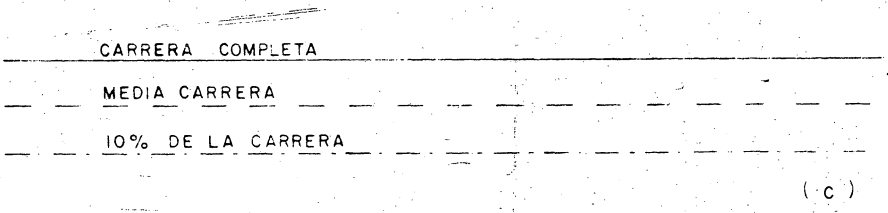


FIG. III - 22

Causas que Motivan el Mal Funcionamiento de las Bombas Reciprocantes-

- 1) No se obtiene agua en la descarga.
 - a) Cebamiento incorrecto.
 - b) Tubo de succión obstruido.
 - c) Altura de succión exagerada.
 - d) No hay suficiente carga de succión para agua caliente o líquidos volátiles.

- 2) Se obtiene poco líquido en la descarga.
 - a) Cebamiento incorrecto.
 - b) Poca velocidad.
 - c) Materias extrañas en la válvula de pie.
 - d) Obstrucciones parciales en la tubería de succión.
 - e) Altura de succión elevada para líquidos volátiles y agua caliente.
 - f) Defectos mecánicos: Válvulas defectuosas, carbonizadas, oxidadas, que no permiten un asiento correcto, empaques incorrectos o malos, discos o émbolos buzos defectuosos.

- 3) La bomba golpea.
 - a) Aire en el líquido.
 - b) Altura de succión excedida.
 - c) Altura de succión inapropiada para agua caliente o líquidos volátiles.
 - d) Velocidad alta.
 - e) Velocidad elevada para agua caliente o líquidos viscosos (de manera que no se llena el cilindro).
 - f) Presión de descarga mayor que la especificada.
 - g) Defectos mecánicos: Chumaceras defectuosas o flojas, cabezas flojas, pernos y cuñas flojas.

- 4) No desarrolla la presión necesaria.
- a) Aire en el líquido.
 - b) Materias extrañas en el líquido.
 - c) Defectos mecánicos: Empaques malos, discos o émbolos
buzos defectuosos.
- 5) La bomba consume demasiada potencia.
- a) Velocidad alta.
 - b) Presión alta, superior a la especificada.
 - c) Líquido de mayor peso específico.
 - d) Defectos mecánicos: Chumaceras muy ajustadas, engranes
inadecuados, etc.

III-3

BOMBAS ROTATORIAS

Las bombas esencialmente son unidades de desplazamiento positivo, las cuales consisten esencialmente de dos elementos giratorios dentro de un cuerpo de bomba. Existen varios tipos de ellas, como son, las de engranes; las de tornillos; las de levas o camas y las de paletas o álabes, (Fig. III-23). Para ilustrar el principio de funcionamiento de las bombas rotatorias, recuérdese la acción de una bomba de émbolo; el émbolo en la primera carrera aspira el líquido y luego lo expulsa en su carrera contraria, durante este ciclo el líquido permanece encerrado dentro del cilindro. Las bombas rotatorias también se valen de este principio.

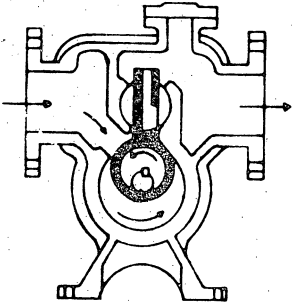
Cuando el líquido que es incompresible queda acumulado dentro del cuerpo de la bomba, y es arrastrado hacia la descarga, el efecto mecánico casi es el mismo que el del émbolo; pero debido a que este principio de bombeo puede aplicarse a un mecanismo giratorio, puede ser obtenido en una revolución el mismo efecto que en un ciclo completo del émbolo. El impulso de las partes en rotación provistas de rebordes y girando a alta velocidad, equivale a una multitud de émbolos produciendo descarga uniforme y constante.

Las bombas rotatorias pueden trabajar con todos los líquidos siempre y cuando se encuentren libres de materias abrasivas, ya que éstas destruirían lentamente las paredes en las partes móviles de la bomba. Los líquidos que pueden manejar se clasifican en líquidos pesados y ligeros. Los líquidos pesados son asfalto, resinas, aceite lubricante, aceites combustibles, etc. Con esta clase de líquidos las bombas tienen un ajuste perfecto incluyendo las partes rotatorias y el cuerpo de la bomba, obteniéndose con ello un vacío perfecto. La velocidad periférica tendrá que ser baja y las tuberías de succión y de descarga de di-

ensiones tales, que la velocidad sea de "0.5 a 1.0 pies/seg." dependiendo de la temperatura del líquido.

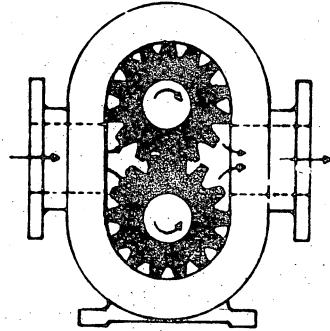
Los líquidos ligeros son agua, gasolina, diáfano, bencina, alcohol, kerosina, aceites lubricantes ligeros, aceites combustibles ligeros, melazas. Estos líquidos permiten velocidades periféricas más altas.

El cebamiento de cualquier tipo de estas bombas es prácticamente automático, ya que por sí solas originan un alto vacío dentro de la bomba.



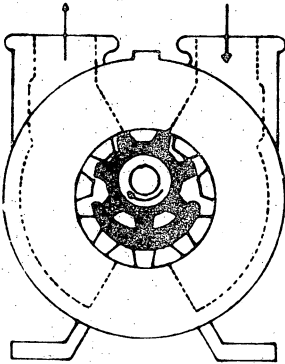
Bomba rotatoria
de leva y pistón

(a)-



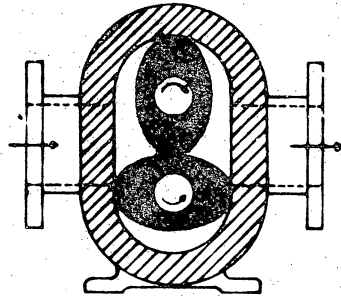
Bomba rotatoria
de engranes ex-
ternos

(b)



Bomb. de engranes
internos

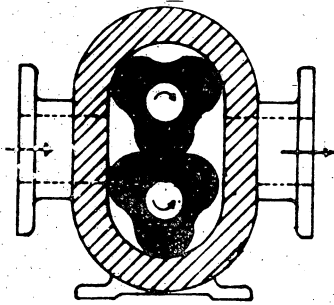
(c)



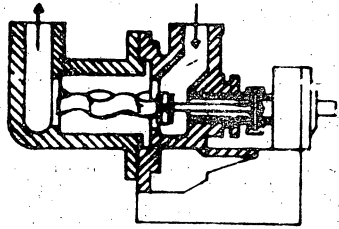
Bomba rotatoria
de dos lóbulos

(d)

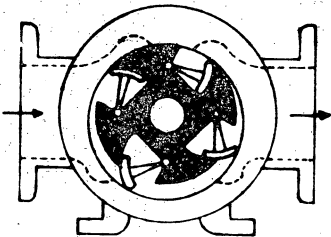
Fig. III-23



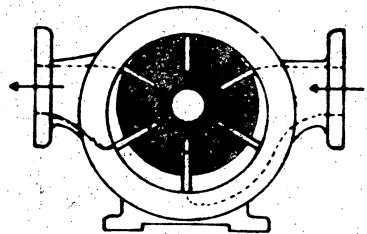
Bomba rotatoria
de tres lóbulos
(e)



Bomba de un
tornillo
(f)



Bomba de paletas
oscilantes
(g)



Bomba de paletas
deslizantes
(h)

III-4

BOMBAS CENTRIFUGAS

Las bombas se clasifican según dos consideraciones generales diferentes:

1. La que toma en consideración las características de movimiento de líquidos.
2. La que se basa en el tipo o aplicación específica para los cuales se diseñó la bomba.

Existen al presente tres clases de bombas en uso común; las centrífugas, las rotatorias y las reciprocantes, de las cuales, las dos últimas ya se han tratado en estos apuntes; nótese que los términos mencionados se aplican solamente a la mecánica de movimiento del líquido y no al servicio para el que se ha diseñado una bomba. Esto es importante porque muchas bombas se construyen y se venden para un servicio específico, y, en el complejo problema de elegir la que tenga mejores detalles de diseño, pueden perderse de vista los problemas básicos de clase y tipo. Cada clase se divide a su vez en un número de tipos diferentes; por ejemplo, en la clasificación de rotatorias, como ya se mencionó antes en la parte correspondiente de estos apuntes, quedan comprendidas las de leva, tornillo, engranes y las de paletas o álabes; cada una es un tipo particular de bomba rotatoria.

El Instituto de Hidráulica de Estados Unidos, recomienda que la clasificación normal se considere como aplicada solamente al tipo, dejando al constructor el uso de los detalles que haya desarrollado, normalizado para tal tipo de bombas.

Las bombas centrífugas son llamadas así, debido a que en su operación utilizan una fuerza centrífuga o una variación de presión debida a la rotación de un impulsor o roquete dentro de una cámara de presión o carcasa.

En pocas palabras, la bomba centrífuga consiste de un impulsor que

gira dentro de una cámara de presión, Fig. (III-24).

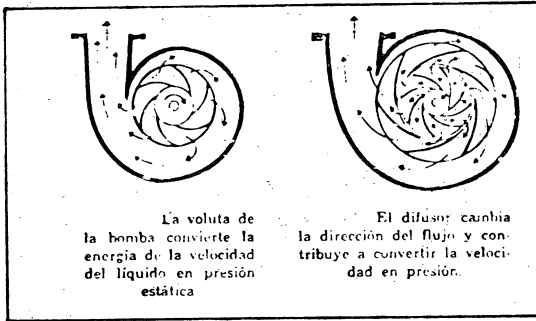


FIG. III-24

El líquido penetra al impulsor por el centro, circula radialmente hacia fuera, y es descargado de la circunferencia del rodete a la carza. Durante esta circulación, el líquido ha recibido energía de los álabes del rodete, dando por resultado un aumento tanto en la presión como en la velocidad. Puesto que gran parte de la energía del fluido en la descarga del impulsor es energía cinética, se deduce que en cualquier bomba eficiente es necesario conservar esta energía y transformarla en presión.

CLASIFICACION DE BOMBAS

El Instituto de Hidráulica, clasifica las bombas centrífugas de la siguiente manera:

De acuerdo con la trayectoria del líquido:

1. De flujo centrífugo o radial
2. De flujo mixto
3. De flujo axial

En relación con el número de pasos:

1. De un solo paso (1 impulsor)
2. De pasos múltiples (varios impulsores)

De acuerdo con el tipo de carcaza:

1. De voluta
2. De carcaza circular
3. De difusor o rueda directriz

Con respecto a la posición de la flecha:

1. Horizontal
2. Vertical

Según la succión:

1. Succión sencilla
2. Doble succión

En relación con los materiales de construcción, el Instituto de Hidráulica hace la clasificación siguiente:

1. Con partes de bronce
2. Toda de bronce
3. Composición especial de bronce
4. Con partes de acero inoxidable
5. Toda de acero inoxidable
6. Toda de hierro

1. Las bombas con partes de bronce tienen carcaza de hierro colado, impulsores de bronce, arillos de desgaste del impulsor y mangas de la flecha en caso de existir, también de bronce.
2. En una bomba hecha toda de bronce, todas las partes en contacto directo con el líquido están hechas de bronce normal.
3. En la bomba hecha toda de composición especial de bronce, las partes son de bronce, cuya composición está de acuerdo con la aplicación que va a tener la bomba.

4. En la bomba con partes de acero inoxidable, la carcaza está hecha de un material adecuado para el servicio, mientras que los impulsores, los anillos del impulsor y las mangas de la flecha, si estas últimas se usan, están hechos de acero inoxidable, resistente a la corrosión de acuerdo con el líquido manejado.
5. En una bomba hecha toda de acero inoxidable, las partes en contacto con el líquido están hechas de acero inoxidable resistente al ataque corrosivo de dicho líquido, en tanto que la flecha está hecha de acero inoxidable de grado más resistente a la corrosión y a esfuerzos mecánicos que las demás partes de la bomba.
6. En la bomba hecha de hierro, las partes en contacto con el líquido son de metal ferroso.

BOMBA CENTRIFUGA DE VOLUTA

La bomba de voluta, también llamada de tipo espiral o centrífuga ordinaria, tiene la carcaza o cámara de presión en forma de un espiral que se expande progresivamente, de tal modo, que la velocidad del líquido se reduce gradualmente al ir abandonando el impulsor hacia la tubería de descarga, efectuándose de esta manera, la transformación de la energía de velocidad en energía de presión.

BOMBAS CON DIFUSOR O RUEDA DIRECTRIZ

En la bomba con difusor, el impulsor está rodeado por una rueda directriz o difusor, que tiene álabes directrices o directores. Estos álabes proporcionan pasajes que se ensanchan gradualmente, y cuya función es reducir la velocidad del líquido que abandona al impulsor, y de esta manera, transformar la carga de velocidad en carga de presión. Otra subdivisión de las bombas centrífugas sería según su altura hidráulica de elevación o carga manométrica, en bombas de baja, de media y de

alta presión, aunque los límites respectivos no pueden precisarse exactamente debido a que la altura de elevación depende de la forma de los álabes, del diámetro del rodete, y de su número de revoluciones por minuto.

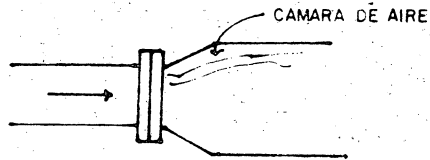
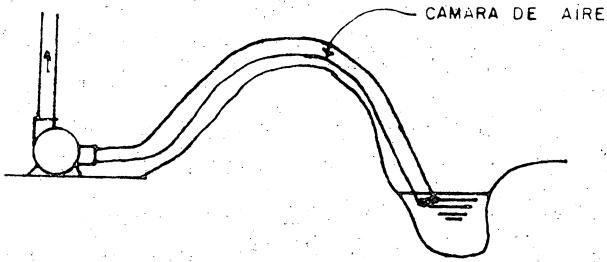
FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

Como ya se dijo anteriormente, en el interior de la bomba gira un rodete o impulsor a gran velocidad. El líquido que se encuentra entre los álabes de tal impulsor, es arrastrado por éstos en su movimiento de rotación, transmitiéndole una fuerza centrífuga, la cual le anima de un movimiento continuo, impulsándolo contra las paredes de la carcasa, hacia la tubería de descarga, mientras que una nueva cantidad de líquido es aspirada por la tubería de succión, estableciendo de este modo, una elevación constante. Como en las bombas de émbolo, la succión se efectúa por empuje de la presión atmosférica que obra sobre la superficie del líquido, impulsándolo por la tubería de succión.

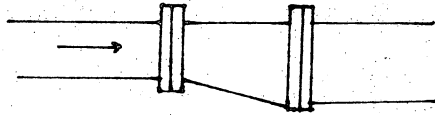
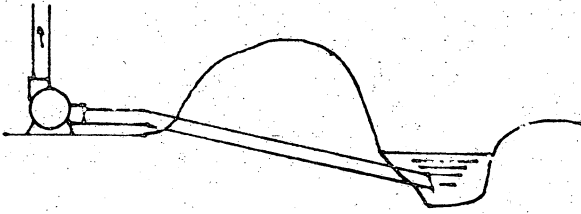
Como la presión atmosférica equivale a una columna de agua de 10.33 m. al nivel del mar, esta cifra representará la altura máxima teórica de elevación. La altura práctica de succión tendrá que ser menor debido a las resistencias hidráulicas que se desarrollan en la tubería de aspiración y a la entrada del rodete, así como la pérdida que se produce para acelerar la masa del líquido.

Una bomba centrífuga normal solo funciona cuando el rodete y tubería de aspiración, se encuentran llenos de líquido (cebamiento o purga), no pudiéndose lograr una aspiración "seca" como en las bombas de émbolo.

Para que una bomba centrífuga trabaje correctamente, debe evitarse que dentro de la carcasa, rodete y tubería de succión, se encuentren burbujas que puedan llegar a formar una cámara de aire, debiéndose hacer una instalación correcta de la tubería de succión, de los codos y uniones de la línea de inundación de la bomba.



INSTALACION INCORRECTA



INSTALACION CORRECTA

FIG. III-25

Las bombas centrífugas dan su mejor rendimiento " η " cuando funcionan en los caudales para los cuales fueron diseñadas, es decir, a su caudal " Q ", su altura de elevación " H " y su número de RPM " n ", sin embargo, esto no quiere decir que no puedan ser usadas en otros caudales.

Si variamos el número de "RPM", la altura de elevación " H " variará con el cuadrado de este número puesto que en la ecuación fundamental*, " U_2 " y " C_2 " varían con el valor de " n ". Si llamamos " H_1 " a la nueva altura " n_1 " al nuevo número de RPM, se tendrá:

$$\frac{H_1}{H} = \frac{n_1^2}{n^2} \quad \therefore \quad H_1 = H \frac{n_1^2}{n^2}$$

El gasto " Q " varía proporcionalmente al número de "RPM" puesto que no aumenta la sección del paso: es decir:

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{n_1}{n} \quad \therefore \quad Q_1 = Q \frac{n_1}{n}$$

y la potencia correspondiente " N_1 " considerando por el momento que el rendimiento " η " es constante:

$$\frac{N_1}{N} = \frac{Q_1 H_1}{Q H} ;$$

substituyendo en esta expresión los valores de " H_1 " y " Q_1 " dados anteriormente se tiene:

$$\frac{N_1}{N} = \frac{Q \frac{n_1}{n} H \frac{n_1^2}{n^2}}{Q H} = \frac{A n_1 H n_1^2}{Q n H n^2} ,$$

de donde; $\frac{N_1}{N} = \frac{n_1^3}{n^3}$ y $N_1 = N \frac{n_1^3}{n^3}$;

es decir, la potencia varía con el cubo del número de RPM.

* Ver Movimiento de líquido en bombas centrífugas.

El rendimiento o eficiencia varía al aumentar o disminuir el número de RPM, ya que las pérdidas por rozamiento y por fugas serán mínimas únicamente para un valor de la velocidad y la presión. Llamándose " η_1 " al nuevo rendimiento e introduciéndolo en la relación de las potencias se tiene:

$$N_1 = \frac{\eta}{\eta_1} N \frac{n_1^3}{n^3} \quad \therefore \quad \eta > \eta_1$$

Todas estas relaciones corresponden a los procesos teóricos. Para conocer el funcionamiento de las bombas ya construidas deben compararse estas variaciones.

VENTAJAS QUE PRESENTAN LAS BOMBAS CENTRIFUGAS EN COMPARACION CON LAS DE ÉMBOLO.

1. Notable reducción del espacio ocupado.
2. Menor precio de adquisición, en bombas grandes hasta $1/3$ del valor de las de émbolo.
3. Reducción de los gastos de mantenimiento.
4. Ausencia de válvulas en la bomba.
5. Cimentación sencilla.
6. Funcionan a altas revoluciones, lo cual permite su acoplamiento directo a motores eléctricos o turbinas.
7. Regulación fácil del caudal entre límites muy amplios.
8. Facilidad de elevación de líquidos sucios o fangos.

En cambio, presenta las desventajas siguientes:

1. Rendimiento 10 a 15% menor que el correspondiente a bombas de émbolo.
2. Succión más difícil.
3. No se adapta a cualquier altura, dependiendo del número de R.P.M. y del caudal "Q" de líquido, debiendo emplearse un tipo para cada caso.
4. No pueden competir con las de émbolo, cuando se trata de elevar pequeñas cantidades de líquido a grandes alturas.

DESCRIPCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS.

Rodete Impulsor- El impulsor es el corazón de la bomba centrífuga. - Es fundido en una sola pieza normalmente de bronce; pero también se usan otros metales. El impulsor se coloca en la flecha ligeramente ajustado y se le fija en ella por medio de cuña, reteniéndosale en su sitio, mediante tuercas de presión, por la manga de la flecha o algún accesorio similar.

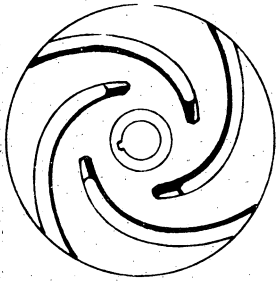
Algunos impulsores son de succión simple, con el "ojo" o entrada únicamente por un lado. Un impulsor de admisión o succión simple opera con empuje axial, hacia el ojo de admisión, es decir, tiende a moverse o mover el elemento giratorio hacia la succión. En bombas de varios pasos los impulsores de admisión simple se colocan alternadamente uno -- opuesto al otro con objeto de contrarrestar uno, el empuje que el otro produce. Los impulsores de doble admisión o succión tienen un "ojo" en cada lado y no se considera apreciable el empuje axial que transmiten a la flecha; por lo tanto, su uso en bombas de un solo paso es preferido y constituye el "comodín" en bombas con número impar de impulsores. - Estos impulsores son del tipo cerrado.

En los impulsores del tipo abierto, los álabes se encuentran descubiertos, empotrados en el mamelón del impulsor, y en los del tipo semiabierto, los álabes están cubiertos por un lado. (Fig. III-26).

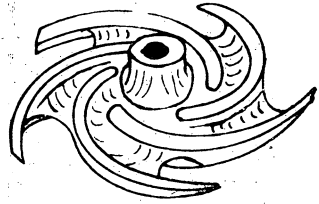
Los impulsores pueden ser:

- A- Tipo abierto
- B- Tipo semiabierto
- C- Tipo cerrado simple
- D- Tipo cerrado doble succión
- E- Diseño de paletas para manejar pulpa de papel
- F, G- Diseño de flujo mixto para manejar pulpa de papel

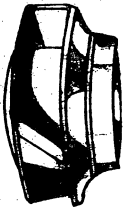
IMPULSORES TÍPICOS



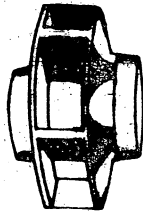
a



b



c



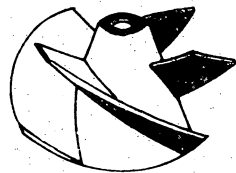
d



e



f



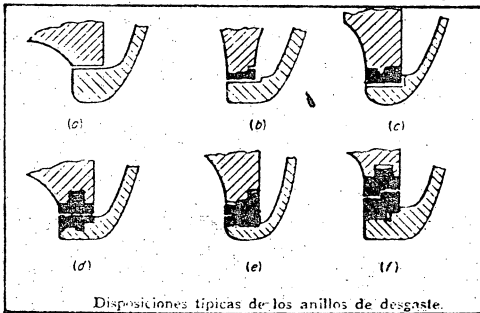
g

FIG III-26

Anillos de Desgaste-

Los Anillos de Desgaste se encuentran en bombas centrífugas, en juegos de dos piezas compañeras, el anillo del impulsor y el anillo de la carcaza. El propósito de estos anillos es prevenir escapes de un paso a otro de la bomba, o desde la descarga del impulsor a la succión del mismo. Estos escapes, cuando existen, se traducen en pérdida de eficiencia de la bomba. Por tal motivo, los claros o espacios radiales entre anillos de desgaste, se mantienen al mínimo, usualmente de 0.0015 a 0.002 plgs. por cada pulgada de radio del anillo. Normalmente los anillos deben ser reemplazados cuando el espacio de referencia sea el doble del espacio especificado, (Fig III-27).

El anillo de la carcaza es frecuentemente de hierro colado y el anillo del impulsor de acero de aleación con tratamiento térmico, en operación normal dos anillos compañeros no están en contacto; pero lo estarán por falla del cojinete, cambio notable en la temperatura, o vibración excesiva. La diferencia señalada en los materiales de construcción de los anillos intenta evitar que estos se peguen en caso de entrar en contacto.



Disposiciones típicas de los anillos de desgaste.

- a) Unión plana simple
- b) C/anillo plano de carcaza
- c) C/ranura en la carcaza
- d,e,f) Anillos c/ajuste en la carcaza e impulsor (la forma varía en la descarga de la bomba, servicio etc.)

Fig. (III-27)

Flecha-

Sobre la flecha se encuentran montadas todas las partes giratorias de una bomba. El diámetro no es constante en toda la longitud de la flecha; usualmente, es mayor en el centro donde se localizan los impulsores, y se reduce en diferentes pasos hacia los extremos, siendo mayor en la sección de los cojinetes que en el extremo del cople.

Mangas-

Estas son usadas para proteger la flecha del ataque de líquidos corrosivos o desgaste causado por la empaquetadura. Cuando se manejan líquidos corrosivos, se usan mangas construidas de acero inoxidable o monel. Cuando se intenta prevenir el efecto abrasivo de la empaquetadura, se emplean mangas construidas de acero inoxidable endurecido, recubiertas de stellite o metalizaciones con depósitos de aleaciones endurecidas, cromo, colmonoy, etc.

Empaques o sellos-

Los empaques o sellos son usados en bombas centrifugas para evitar fugas de líquido entre la flecha y la carcasa. En bombas de alta presión, la empaquetadura es altamente comprimida con envoltura a base de metal babbitt o plomo en laminillas muy delgadas para reducir la fricción con la manga de la flecha. Cuando se usan empaques metálicos deberán mantenerse fríos para evitar fusión o expulsión.

Buje de Garganta-

En bombas de alta presión, el fabricante logra reducir la presión sobre los empaques, colocando un Buje de Garganta entre carcasa y flecha, en la cual queda ajustado. El claro radial entre flecha y buje es aproximadamente de 0.0015 a 0.002 plgs, por cada plg. de diámetro de la

flecha, con un claro mínimo de aproximadamente 0.008 plgs., para flechas con diámetro menor a 2.000 plgs.

Buje de Estrangulamiento-

El propósito principal del Buje de Estrangulamiento o Buje Destructor de presión, consiste en causar una fuerte caída de presión en el líquido que fluye desde el interior de la bomba en el lado de alta presión, a la recámara de empaques, los que de este modo quedan sujetos a una presión mínima. El escape de líquido a través del claro muy reducido entre el Buje de estrangulamiento y la flecha o manga de la misma, se recolecta y extrae por medio de la tubería auxiliar de alivio en la que se puede emplear una válvula para regular el flujo.

Cámara de Empaques o Estopero-

En bombas de alta presión, el Estopero está usualmente rodeado por una camisa o chaqueta a través de la cual se circula agua fría, o el mismo líquido manejado por la bomba, a baja temperatura, con objeto de enfriar el estopero y llevar fuera el calor producido por la fricción de los empaques con la manga de la flecha.

Anillo de Jaula o Farol-

Colocado en el interior de cada columna de empaques en el estopero, normalmente en el centro de la empaquetadura, cumple tres propósitos:

- 1) Permitir la recolección y extracción del fluido que ha estado en contacto con las paredes del estopero, eliminando de este modo el calor producido por la fricción entre la empaquetadura y la manga de la flecha.
- 2) En estoperos muy largos donde se usan varios anillos de empaque, el anillo de jaula ayuda a mantener la empaquetadura en

posición.

- 3) En columnas largas de empaquetadura, el anillo de laula constituye un medio de distribución de lubricante desde una fuente exterior.

Frensa-estopas-

El Frensa-estopas es usado para mantener comprimidos los anillos de empaque, en bombas de alta presión; tiene un taladro que se continúa en canales interiores para introducir y distribuir líquido de enfriamiento alrededor de la flecha. El calentamiento en el prensa-estopas proviene de la empaquetadura sobre la manga de la flecha.

Chunaceras-

Varios tipos de chunaceras son usados en las flechas de bombas centrífugas. En bombas de un solo paso o de varios pasos pero con diámetros de flecha pequeños, se usan extensamente chunaceras con baleros de bolas o de rodillos. En bombas muy grandes que operan a altas velocidades, con diámetros de flecha grandes, se usan chunaceras de caja en función de que las cargas transmitidas por la flecha a las chunaceras, son considerablemente altas y se hace necesario aumentar la superficie de rodamiento para disminuir la presión. Las chunaceras se localizan fuera de la carcasa de la bomba para hacerlas más accesibles para mantenimiento y reparación, y evitar la entrada del líquido que está siendo bombeado.

Balero de Alineamiento-

Mantiene la flecha en su lugar en el sentido radial, a lo largo de la línea de centros de la bomba, con el objeto de centrar la flecha en las cajas de empaque, y evitar que cualquiera de las partes giratorias

entre en contacto con la carcaza.

Balero de Empuje-

Los baleros de empuje mantienen al elemento giratorio en su lugar en el sentido longitudinal. Las fuerzas de empuje soportadas por los baleros son producidas por el desbalanceo hidráulico de las fuerzas que actúan sobre el impulsor. Alguna parte del empuje puede provenir del motor de la bomba.

En los baleros de empuje tipo de bolas, las pistas son perfiladas de manera que las fuerzas axiales hacen que las bolas carguen en un lado sobre la pista estacionaria, y contra la pista giratoria en el otro lado, pueden usarse baleros de doble hilera de bolas, o dos baleros con una hilera.

Balero de Bolas-

Los baleros de bolas son comúnmente usados con doble hilera lubricados con aceite ligero. Los baleros no deben trabajar inundados en aceite, sino que el aceite de lubricación se deberá mantener constante al centro de la bola más baja del balero, de donde el esparcidor del mismo lo subirá desde el colector y lo arrojara dentro del balero.

En bombas que deberán operar en estaciones de sistemas troncales, el fabricante a menudo construye alrededor de la caja de la chumacera, una chaqueta para circulación de agua de enfriamiento o de líquido, con el mismo objeto, que está siendo manejado por la bomba; en algunos casos resulta satisfactorio usar grasa para lubricación del balero, particularmente, cuando se trata de pequeñas cargas sobre los baleros y bajas velocidades.

Chunaceras de Caja o Manga-

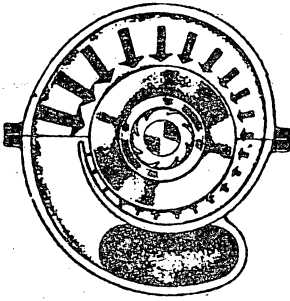
Usualmente son vaciadas o enmetaladas con babbitt o hechas de bronce para bombas pequeñas, estas chunaceras son lubricadas con aceite ligero, y de la misma manera que los baleros de bolas no operan inundados, sino que tienen un anillo de lubricación que continuamente levanta el aceite desde el colector y lo arroja a la chunacera.

Empuje Radial-

Ejemplo: Bomba marca "Byron Jackson", vertical de 15" y 26 pasos, doble voluta. En bombas de una sola voluta actúan sobre el impulsor -- presiones uniformes o casi uniformes, cuando la bomba opera a su capacidad de diseño que coincide con la mayor eficiencia; a capacidades diferentes, mayores o menores, las presiones no son uniformes y se origina una reacción radial resultante (F). Esta fuerza se transmitirá a la -- flecha, empaques y cojinetes.

Estas fuerzas radiales se encuentran totalmente balanceadas en una bomba de doble voluta como es el caso de las bombas 15"-HA-Tipo "Hydropress". En este caso, todas las fuerzas radiales que actúan sobre el impulsor quedan balanceadas por fuerzas iguales y opuestas, (flechas negras, Fig. III-28, b). En estas condiciones, toda posibilidad de flexión en la flecha ha sido eliminada.

Las bombas de una sola voluta se caracterizan por el origen de presiones radiales desbalanceadas, actuando sobre el impulsor cuando la bomba opera a capacidades mayores o menores que la de diseño. Por esta razón, la bomba de una sola voluta resulta especialmente insatisfactoria cuando se requieren altas presiones, pues la bomba deberá ser de varios pasos siendo por esta razón necesario, que la flecha sea muy larga, y consecuentemente, mayor el peligro de flexionarse más de lo permitido por los claros de la bomba, resultando en estas condiciones, desgaste -



a)

Bomba centrífuga de una sola voluta. Se muestran las fuerzas radiales desbalanceadas.

b)

Bomba tipo "Hydropress" con doble voluta.

Nótese como se encuentran balanceadas las fuerzas radiales:

(flechas negras) y como el líquido bombeado, ejerce a la presión de descarga una compresión uniforme sobre la carcasa (flechas blancas).

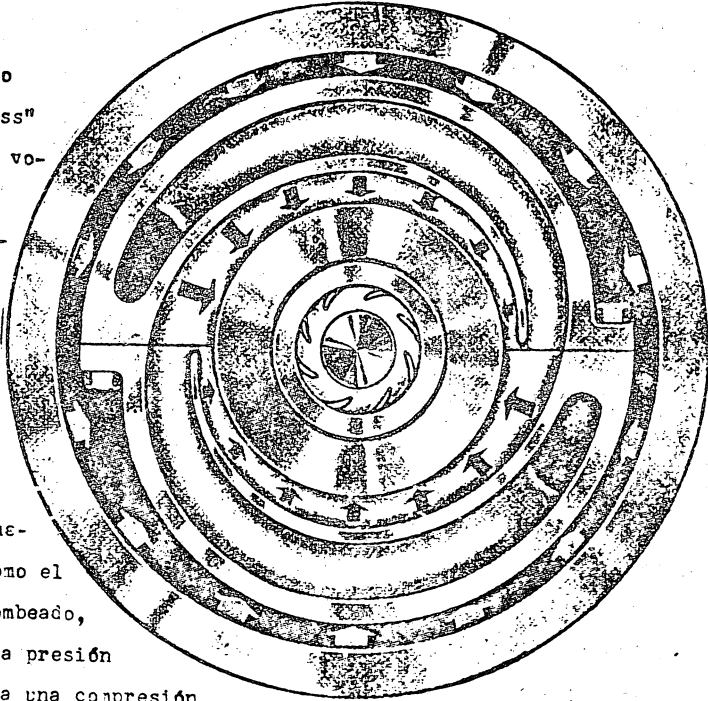


Fig. III-28

excéntrico en las partes estacionarias y siempre posible que se presente falla prematura de la flecha. Referencia: Fig. III-29.

Estos problemas no existen en las bombas de 15" - HA - "Hydropress" de doble voluta. En la Fig. (III-28 a) puede verse también que la carcasa de la bomba es axialmente bipartida y que dicha carcasa se encuentra dentro de una cámara de presión.

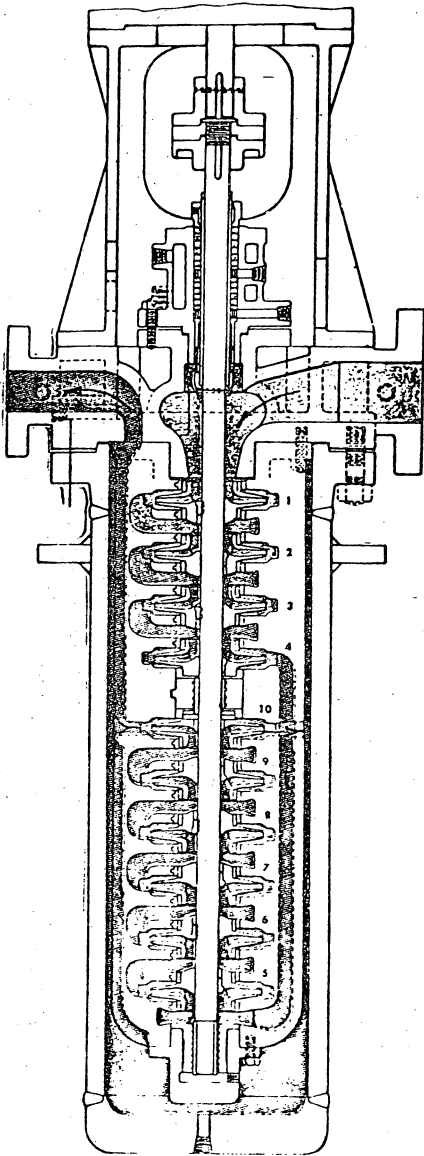
Empuje Axial-

Las fuerzas de empuje axial en las bombas "Hydropress", han sido totalmente balanceadas oponiendo un grupo de impulsores, 9 de ellos que podríamos llamar de la etapa de succión, a otro grupo de impulsores, 17, que podrían ser de la etapa de descarga (Fig. III-29).

En la Fig. III-29, se aprecia en sección longitudinal, así como en la Fig. III-28, sección transversal, que la bomba descarga directamente a la cámara de presión por dos salidas diametralmente opuestas, de manera que el espacio libre entre la cámara y la carcasa de la bomba, siempre se encuentra lleno con el líquido bombeado a la presión de descarga. De este modo, las dos mitades de la carcasa quedan sujetas a grandes -- fuerzas radiales dirigidas al centro de la bomba, flechas blancas, que ayudan a mantener unidas contra sí mismas las dos mitades de la carcasa, por lo que los tornillos de unión solo cumplen con una función de armado.

Ventajas de la bomba tipo "Hydropress":

- Alta eficiencia a baja capacidad y alta presión.
- Espacio mínimo para instalación.
- Cimentación simple.
- No hay vibración ni ruido.
- Flujo continuo, uniforme, sin pulsaciones.
- Fácil desmantelamiento y armado.



Esquema de la sección longitudinal de la bomba tipo "Hydro-press". Los números del 1 al 10 indican los pasos de la bomba, en este caso, una 15"-HA-10 pasos.

A la altura del paso No. 10, se muestran las descargas opuestas 180° , desde la bomba hasta llenar el espacio libre entre la carcasa interior y la cámara de presión. La región sombreada indica el flujo interior en la bomba y la intensidad de tono, las regiones de mayor presión.

El empuje axial debido a las fuerzas o cargas axiales, incluyendo el peso del elemento giratorio, se encuentra balanceado oponiendo a los cuatro primeros pasos de la bomba; serie de succión; una segunda serie compuesta de los seis pasos restantes, con sentido de flujo contrario a los cuatro primeros. La segunda serie podría llamarse serie o etapa de descarga.

Fig. III-29

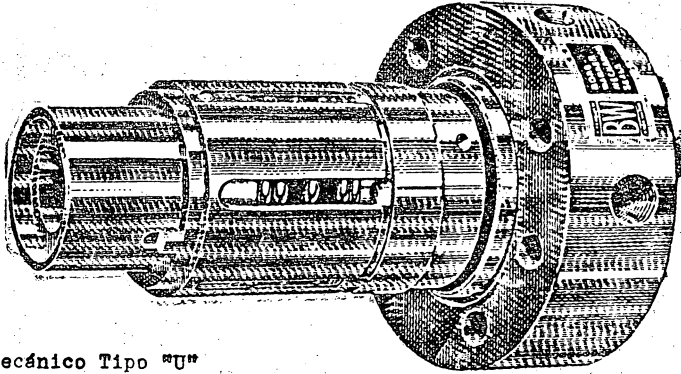
- Solamente un estopero, el cual queda sujeto a la presión de succión.
- Claros de rodamiento mantenidos a temperatura constante.
- La flecha vertical significa mínimo desgaste.
- Empuje radial balanceado.
- Empuje axial balanceado.
- Carcaza interior de la bomba sellada por la presión de descarga.

En bombas de varios pasos, las lengüetas de volutas simples en pasos separados, pueden alternarse en relación con la flecha, con el objeto de equilibrar el empuje radial. Esta disposición elimina la necesidad de doble voluta en bombas horizontales "Multiplex".

Sello mecánico-

Figs. (III-30, a, b, c). Esencialmente un sello mecánico consiste de una cara rotatoria fijada mecánicamente a la flecha, girando en contacto con una cara estacionaria fijada a la cámara del estopero. La superficie de contacto entre las dos caras constituyen el sello, y evitan fugas del líquido bombeado desde el interior de la bomba hacia la atmósfera. Las bombas 15" - "Hydropress" - 26 pasos, tienen sellos mecánicos, los cuales, son enfriados con el mismo producto manejado que al mismo tiempo proporciona una película de líquido entre las dos caras. El producto de enfriamiento del sello, se toma del primer paso de la bomba y a través de tubería auxiliar provista de filtros, que retienen partículas que pudieran dañar las caras en contacto del sello, se introduce a la cubierta del mismo, la cual, tiene su propio estopero y prensa-estopas auxiliares.

En relación con las Figs. (III-30 b, y III-30c), las partes componentes del sello mecánico tipo "U" son:



Sello Mecánico Tipo "U"

Fig. III-30 A

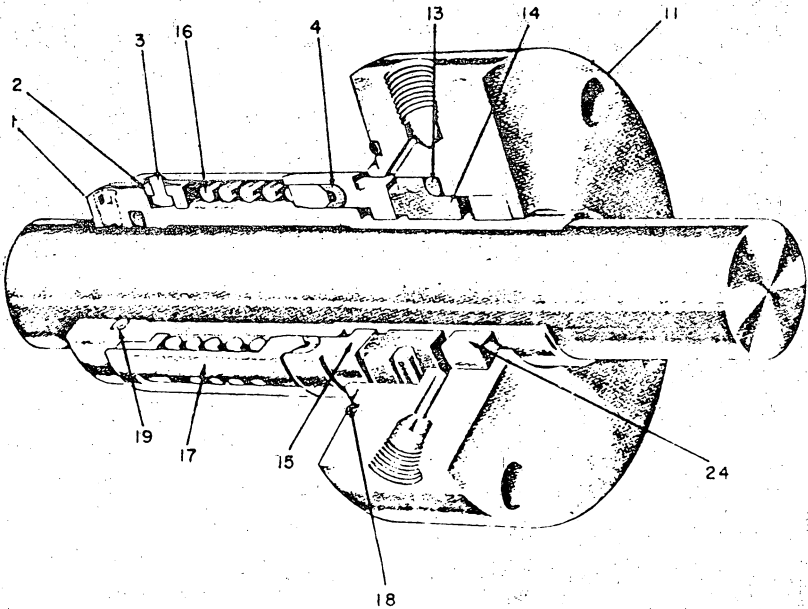


Fig. III-30 b

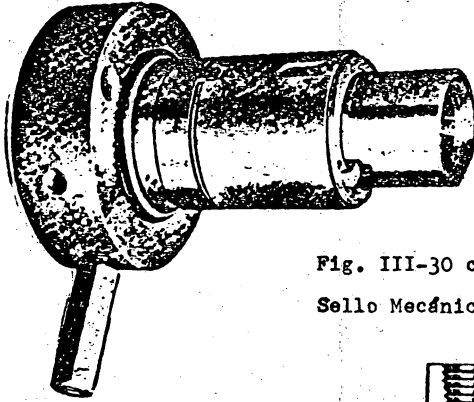
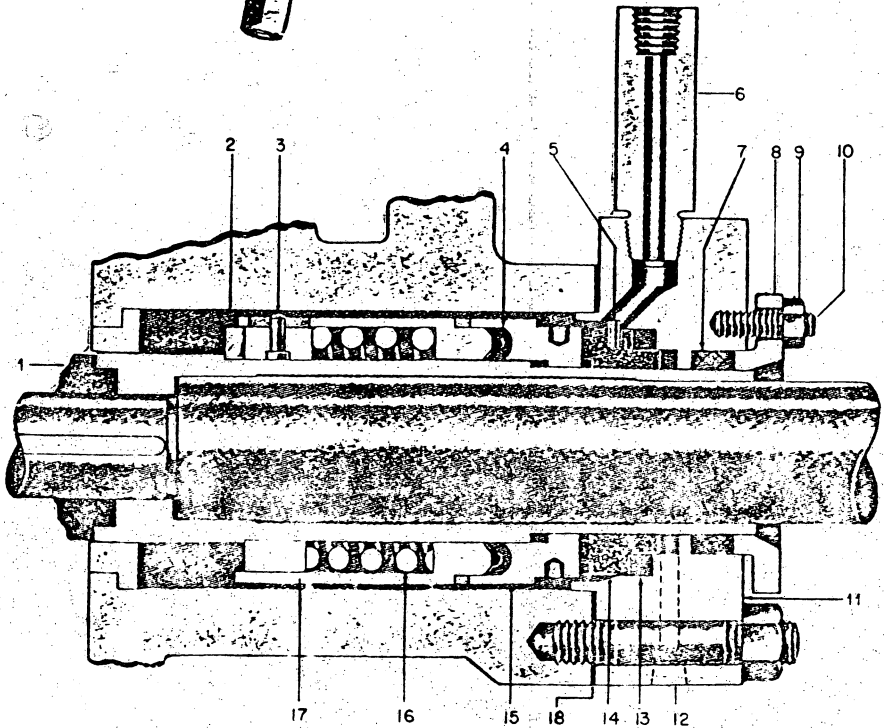


Fig. III-30 c

Sello Mecánico Tipo "U"



- 1.- Manga de la flecha.
- 2.- Collarín de arrastre.
- 3.- Espiga de arrastre.
- 4.- Empaque tipo "U" para evitar fugas bajo la cara rotatoria. Actúa como un miembro flexible. Se construye de hule sintético, teflón o asbesto, dependiendo de la temperatura y naturaleza del líquido.
- 5.- Espiga pasador de seguro. Evita que la cara estacionaria gire durante la operación del sello.
- 6.- Estrangulador. El tamaño se selecciona para que una mínima parte del líquido bombeado tenga flujo a través del estrangulador, para enfriamiento de las caras estacionaria y giratoria. Se construye de acero con 11-1/2 a 13% de cromo.
- 7.- Empaque. Usualmente Garlock No. 237.
- 8.- Prensa-estopas auxiliar.
- 9.- Tuercas de presión para ajuste del empaque.
- 10.- Birlos auxiliares. Acero inoxidable.
- 11.- Cubierta del sello. Provista con conexiones de entrada y salida de líquido de enfriamiento cuando se producen gases por calentamiento.
- 12.- Conexiones de entrada y salida (punto 11).
- 13.- Empaque. Evita fugas alrededor de la cara estacionaria, y actúa como un miembro flexible. Se construye de hule sintético, teflón o cuero tratado dependiendo de la naturaleza del líquido bombeado.
- 14.- Elemento estacionario. Protegido contra daños durante la instalación y manejo, por la cubierta del sello, a la cual se encuentra asegurado. Usualmente se construye de carbón adecuado a la naturaleza y temperatura del líquido bombeado.

- 15.- Elemento o cara rotatoria. Provista con dos agujeros para facilitar sacarla con ganchos del estopero. Se construye del material más apropiado para las condiciones de presión, temperatura y naturaleza del líquido bombeado; pero siempre de materiales - resistentes a la corrosión, 11-1/2% de cromo o más alto.
- 16.- Resorte espiral. La sección transversal incluye tolerancia por corrosión. Acero inoxidable.
- 17.- Sujetador del resorte. Provisto de dos agujeros para facilitar sacarlo con ganchos.
- 18.- Empaque de la cubierta del sello.
- 19.- Empaque de la manga de la flecha.
- 24.- "Bushing". Para evitar chispa.

Tuberías Secundarias (Fig. III-31)

Los sistemas de tuberías auxiliares de pequeño diámetro usualmente requeridos en bombas de líneas de transporte son:

- a) Venteo y purga de la carcaza.
- b) Líquido de enfriamiento a las camisas de las chumaceras.
- c) Líquido de enfriamiento a las camisas de los estoperos y prensa-estopas.
- d) Igualador o alivio de presión de las cámaras de los estoperos.
- e) Líquido de enfriamiento a las cámaras del sello mecánico cuando se usa.
- f) Alivio de presión en las cámaras del sello mecánico cuando se usa.

La conexión de la tubería para venteo se encuentra en la parte más alta de la bomba. La purga, en la parte más baja.

En la mayoría de las estaciones de bombeo, se introduce agua a --

las camisas envolventes de las chumaceras de las bombas para prever el enfriamiento requerido; sin embargo, cuando el agua no se tiene fácilmente disponible, se usa el líquido bombeado como agente de enfriamiento; igualmente se procede con los estoperos. En bombeo de crudo se utiliza agua o aceite para enfriar el prensa-estopas.

Cuando se usan sellos mecánicos es deseable controlar la presión sobre los mismos y mantenerlos funcionando en líquido limpio. En algunos casos, se tienen conexiones de salida de líquido de la descarga de la estación, mismo que se hace pasar por filtros y se introduce en la cámara del sello; en otros casos, se dispone de un sistema separado con una bomba pequeña para suministrar líquido limpio a los sellos.

Cuando se emplean sellos mecánicos se puede mantener la presión constante en el estopero si la presión en la bomba permanece constante, en cambio, si ocurren variaciones en la presión de la bomba, será necesario prever una válvula para regular el flujo y controlar la presión en el estopero.

DIAGRAMA DE UNA BOMBA CON TUBERIAS AUXILIARES

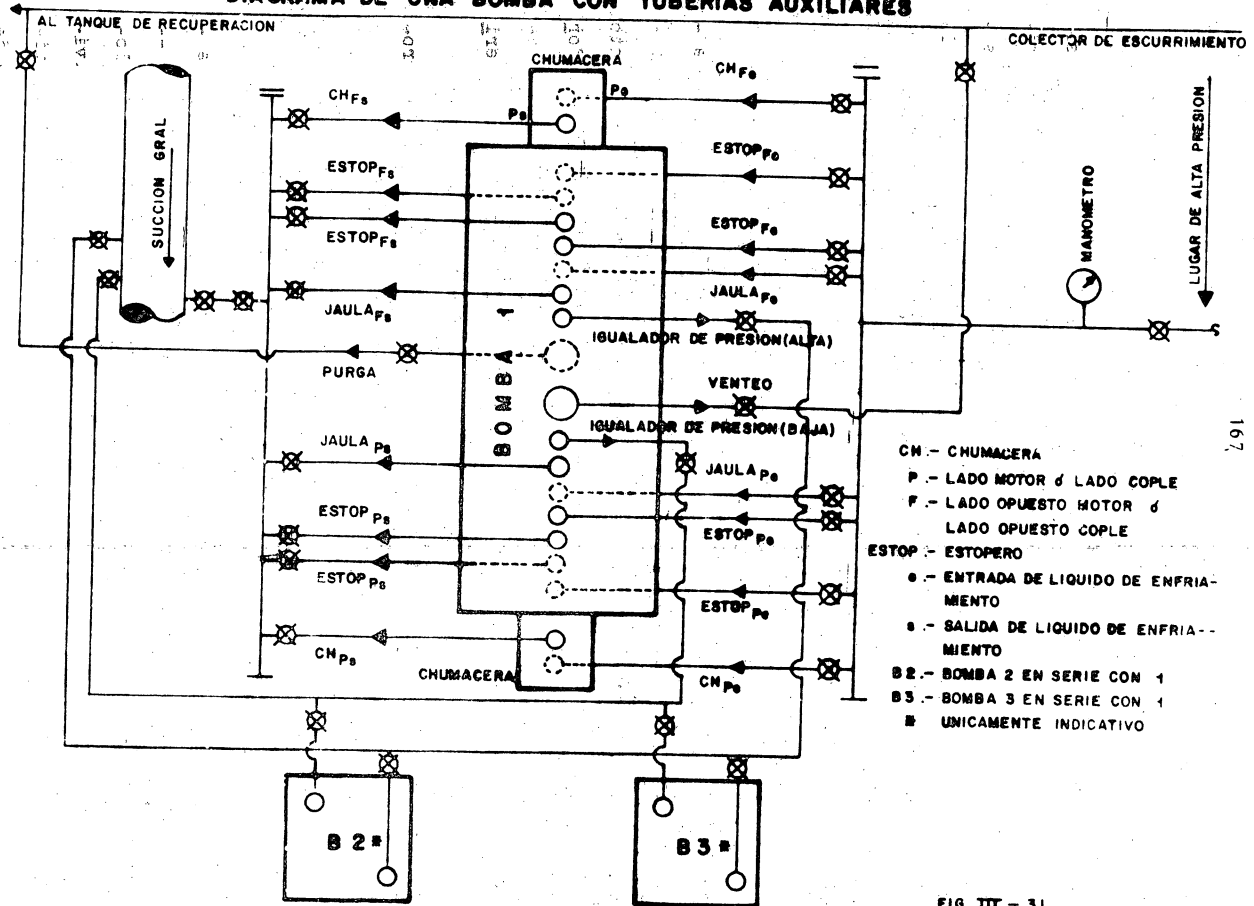


FIG. III - 31

MOVIMIENTO DEL LIQUIDO EN LAS BOMBAS CENTRIFUGAS.

Al estudiar el movimiento del líquido en las bombas centrífugas, lo mismo que en las turbinas, es necesario distinguir entre la velocidad absoluta, que es la que percibiría un observador quieto a través de un cuerpo transparente de bomba, y la velocidad relativa, que es la que percibiría un observador que fuera transportado por el rodete.

Se usará la siguiente notación:

U = Velocidad periférica o tangencial.

W = Velocidad relativa.

C = Velocidad absoluta.

Se designará por un índice cero, un punto anterior a la entrada del rodete; por un índice uno, un punto a la entrada del rodete; por índice dos, un punto a la salida del rodete; por índice tres, un punto posterior a la salida del rodete. Se llamará como " α ", el ángulo formado entre la velocidad absoluta "C" y la velocidad periférica "U". " β ", al ángulo formado por la dirección negativa de la velocidad periférica "U" y la velocidad relativa "W". (Fig. III-32).

Se llama componente tangencial de la velocidad absoluta a la proyección de ésta sobre la periférica, y se expresa como:

$$C \cdot \cos \alpha = C_u ;$$

a la componente radial de la velocidad absoluta se le expresa como:

$$C \sin \alpha = C_m .$$

A la entrada del rodete se produce primeramente una desviación de la corriente líquida, la cual, pasa de la dirección axial a la radial, -- siendo "C", la velocidad absoluta de entrada al rodete. Como la velocidad tangencial a la entrada es "U", la velocidad absoluta se divide en dos, una de las cuales es "C", y la otra, la velocidad relativa de entrada "W", según la cual, el líquido fluye por la superficie de los álabes. Para que el líquido penetre sin choque, es necesario que

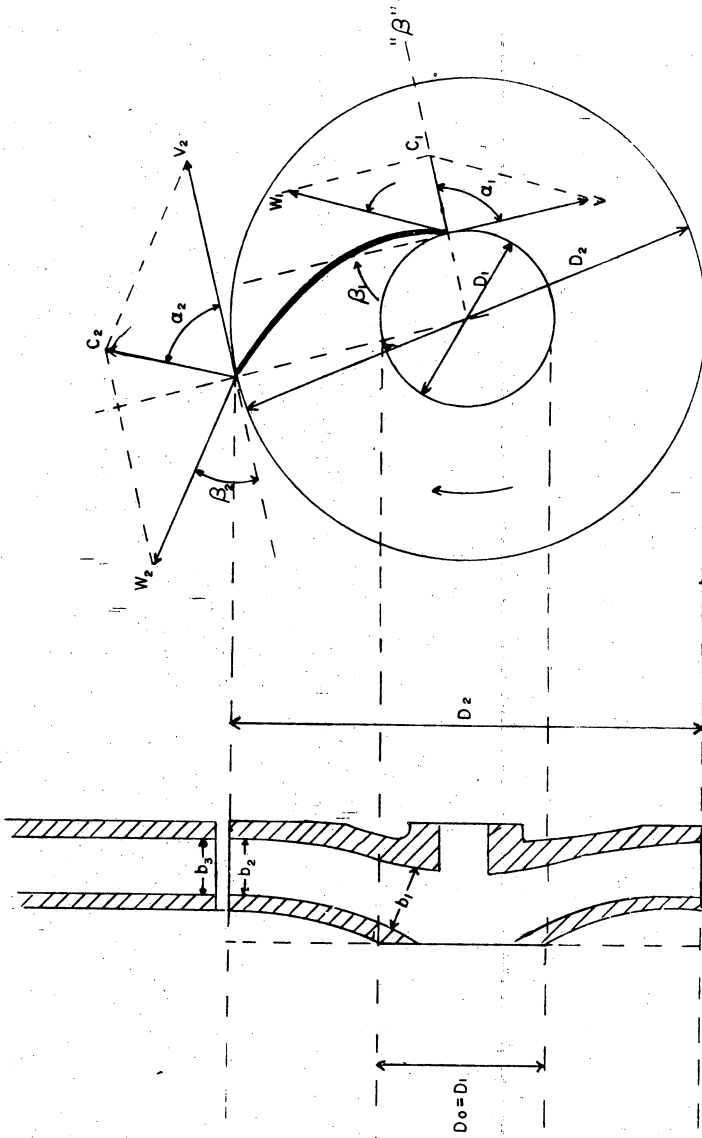


FIG. - III - 32

la superficie de los álabes esté inclinada un ángulo " β ".

Como consecuencia del cambio de sección de la vena líquida y de la curvatura de los álabes, la "velocidad relativa" se modifica pasando de " w_1 ", a " w_2 ", correspondiendo esta última a la salida del rodete y la cual está dirigida por un ángulo " β_2 ". Esta velocidad " w_2 " se compone con la velocidad tangencial " U_2 " para obtener por medio del paralelogramo de velocidades, la velocidad absoluta " C_2 " con que el líquido sale del rodete y penetra a la cámara de presión de la bomba.

Si la bomba está provista de rueda directriz, los álabes directores de la misma han de tener aproximadamente la inclinación " α_2 " de la velocidad absoluta " C_2 ".

ECUACION PRINCIPAL DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS.

Como se dijo antes, el trabajo necesario para elevar un líquido se obtiene por medio de una fuerza centrífuga que se desarrolla por el movimiento del rodete y está expresada por:

$$F_c = m w^2 r \text{ en la cual:}$$

m = masa

$w^2 r$ = aceleración angular del rodete

Si consideramos 1 Kg. de líquido, la masa del mismo es:

$$m = \frac{1}{g}, \text{ donde:}$$

g = aceleración de la gravedad

y si se toma el radio medio:

$$r = \frac{R_1 + R_2}{2};$$

sustituyendo queda:

$$F_c = \frac{w^2 (R_1 + R_2)}{2g}.$$

El trabajo debido a la fuerza centrífuga será:

$$T_c = F_c (R_1 - R_2)$$

Substituyendo el valor de " F_c " se tiene:

$$T_c = \frac{w^2 (R_1 + R_2)}{2g} (R_2 - R_1)$$

$$T_c = \frac{w^2 R_2^2 - w^2 R_1^2}{2g} \quad \text{y como } \frac{U = wR}{; w^2 R^2 = U^2}$$

$$T_c = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} \quad (\text{III-18})$$

También se puede llegar a esta fórmula integrando la expresión de la fuerza centrífuga entre R_1 y R_2

$$\int_{R_1}^{R_2} mw^2 r dr = \frac{mw^2}{2} \left[r^2 \right]_{R_1}^{R_2} = \frac{mw^2}{2} (R_2^2 - R_1^2) =$$

$$= \frac{mw^2 R_2^2 - mw^2 R_1^2}{2} = \frac{w^2 R_2^2 - w^2 R_1^2}{2g} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g};$$

este trabajo debido a la fuerza centrífuga se utiliza en transformar la energía representada por " H_1 " correspondiente a la entrada del rodete, y la cual tiene un valor negativo, en otra de valor positivo " H_2 " a la salida del mismo.

Considerando la presión al nivel del mar, que es 10.33 m. columna de agua, la presión en los diferentes puntos marcados en la Fig. (III-33) será, en el punto "a", igual a la presión atmosférica menos la pérdida debida al aceleramiento del líquido " $C_0^2/2g$ ".

$$a) 10.33 - \frac{C_0^2}{2g}$$

En el punto "b" tendremos la misma presión atmosférica menos la pérdida por aceleramiento y menos la carga hidráulica o altura manométrica de succión.

$$b) 10.33 - \frac{C_1^2}{2g} - H_{LS}$$

En el punto "c" a la salida del rodete se necesita tener:

$$c) 10.33 - \frac{C_2^2}{2g} + H_D$$

y por último en la descarga (punto "d") tendremos:

$$d) 10.33 - \frac{C_d^2}{2g} ;$$

ahora bien, los manómetros en los puntos "b" y "c" nos indicarán las presiones relativas:

$$H_1 = - \frac{C_1^2}{2g} - H_{LS} \quad \dots (1)$$

$$H_2 = - \frac{C_2^2}{2g} + H_D \quad \dots (2)$$

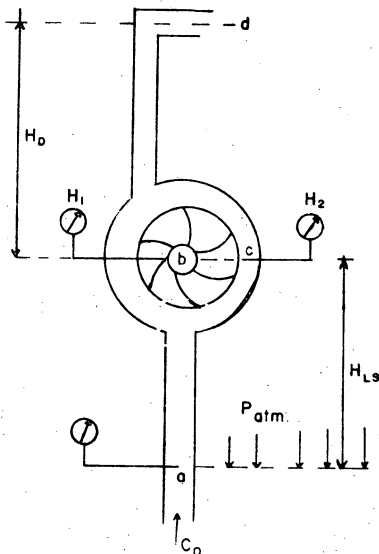


Fig. III-33

Debido a que la velocidad relativa pasa en el rodete de W_1 a W_2 produciéndose una reducción de la misma, se dispone de una fracción de energía cinética: $\frac{W_1^2 - W_2^2}{2g}$

que contribuye al aumento de " H_2 ", por lo tanto, el trabajo requerido para pasar de " H_1 a H_2 " será:

$$H_2 - H_1 = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g}$$

Por otro lado tenemos que la carga manométrica de descarga o total de descarga es $H_{TD} = H_{LS} + H_D$ (III-6) o lo que es lo mismo, de las expresiones (1) y (2) despejamos a " H_{LS} " y a " H_D " respectivamente;

$$\text{de (1); } H_{LS} = -\frac{C_1^2}{2g} - H_1 \quad (\text{III-3a})$$

$$\text{de (2); } H_D = H_2 + \frac{C_2^2}{2g} \quad (\text{III-5a})$$

Substituyendo las Ecs.(III-3a) y (III-5a) en la expresión de la altura de elevación, Ec.(III-6), se tiene;

$$H_{TD} = H_2 - H_1 + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g};$$

substituyendo el valor de $(H_2 - H_1)$ en la expresión anterior queda:

$$H_{TD} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \quad (\text{III-19})$$

El primer término del segundo miembro es el trabajo debido a la fuerza centrífuga; el segundo término es la energía debida a la reducción de la velocidad relativa, y el tercer término es el valor correspondiente a la transformación de la velocidad absoluta a la entrada del rodete (C_1 en C_2) a la salida del mismo.

La Ec. III-19 nos representa a la vez la altura manométrica o carga hidráulica de elevación y la energía total que debe transmitirse a 1 kg. de líquido para elevarlo a dicha altura. De esta ecuación se desprende que la energía no depende únicamente del trabajo correspondiente a la fuerza centrífuga, sino que, además de la pequeña energía debida a la reducción de la velocidad relativa.

En resumen, por efecto de la rotación del rodete, el líquido recibe cierta energía que sumada a la correspondiente a la fuerza centrífuga, dan la carga total " H_{TD} ".

Para la determinación de " H_{TD} " tendremos que eliminar los valores de " w_1 " y " w_2 " que son desconocidos, dibujando los siguientes diagramas de velocidad.

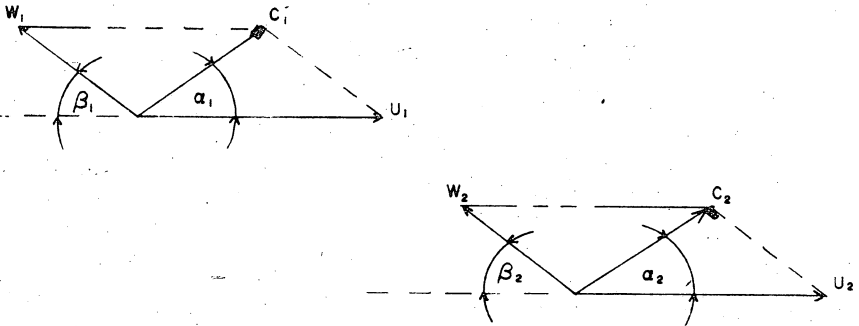


FIG. III-34

De la Fig. III-34 se tiene que;

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2 c_1 u_1 \cos \alpha_1$$

y

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2 c_2 u_2 \cos \alpha_2 ;$$

substituyendo estos valores en la Ec. III-19 y eliminando términos tenemos;

$$H_{TD} = \frac{C_2 U_2 \cos \alpha_2 - C_1 U_1 \cos \alpha_1}{g}$$

Generalmente $\alpha_1 = 90^\circ$, entonces $\cos \alpha_1 = 0$ y consecuentemente, el segundo término del numerador es igual a cero, quedando por lo tanto:

$$H_{TD} = \frac{C_2 U_2 \cos \alpha_2}{g}$$

y puesto que por definición, $C_2 \cos \alpha_2 = C_{u2}$,

nos queda finalmente:

$$H_{TD} = \frac{U_2 C_{u2}}{g} \quad (\text{III-20})$$

Esta expresión es la ecuación general de las bombas centrífugas y expresa la altura teórica de elevación que se puede alcanzar con un determinado rodete no tomando en cuenta sus pérdidas.

Esta fórmula será válida para un fluido ideal y para un rodete con un número infinito de álabes: como el número de álabes es limitado, debemos incluir un coeficiente llamado de reducción y que se designará por la letra "k"; por otro lado se debe tomar en cuenta las resistencias interiores debidas a rozamiento en el interior de la bomba, especialmente, en los canales de los álabes, las pérdidas por cambio de sección y velocidad, todo lo cual origina una reducción de la altura teórica. Esto se toma en cuenta introduciendo en la fórmula el rendimiento hidráulico " η_h ", el cual varía de 0.7 a 0.9, quedando la ecuación III-20 de la siguiente manera:

$$H_{TD} = \eta_h \frac{k U_2 C_{u2}}{g} \quad (\text{III-20a})$$

La variación del rendimiento " η_h " depende del tipo de bomba. Las bombas provistas de rueda directriz tienen un rendimiento que es gene-

ralmente superior al de las demás, pero en las bombas con rodete en hélice se puede alcanzar un rendimiento de 0.9 o más, aunque carezcan de este elemento.

El rendimiento total de una bomba se denomina " η_o " y corresponde al producto de " η_h " por el rendimiento mecánico " η_m ", relativo al rozamiento en los prensaestopas y cojinetes, el cual, varía entre 0.7 y 0.85 de modo que:

$$\eta_h \times \eta_m = 0.7 \text{ a } 0.85$$

Este es el rendimiento que debe tomarse en cuenta al calcular la potencia en caballos necesaria para accionar la bomba y como ya se ha visto es:

$$N_e = \frac{SG Q H TD}{75 \eta_o}$$

En la Tabla III-6 se proporcionan los valores del coeficiente "k" para diferentes ángulos " β_2 ".

TABLA III-6 Valores de "k" para bombas c/Rueda Directriz

D_2/D_1	β_2		
	40°	30°	20°
1.5	0.68	0.73	0.80
2.0	0.75	0.78	0.84
2.5	0.77	0.80	0.86

Valores aproximados del coeficiente de reducción "k" para bombas centrífugas ordinarias.

D_2/D_1	β_2		
	30°	20°	15°
1.25	0.55	0.63	0.69
1.50	0.63	0.71	0.77
2.00	0.70	0.77	0.82

Los valores de la Tabla III-6 son para rodantes de 3 álabes; para un número menor de álabes, se van reduciendo los valores hasta un 10% y por el contrario, para un número mayor de álabes aumentan en la misma proporción.

INFLUENCIA DEL ANGULO " β_2 " EN LA ALTURA DE ELEVACION

El ángulo " β_2 " y por consiguiente la forma de los álabes influye notablemente sobre la velocidad relativa " W_2 ", y en consecuencia, también sobre la altura de elevación " H_{TD} ". Se estudiarán tres casos límites para lo cual, a fin de facilitar el estudio, se considerará que la velocidad radial de salida " C_{m2} " es igual a la velocidad absoluta de entrada " C_1 " lo cual se puede lograr dando un ancho adecuado al rodete.

Primer Caso.- Alabe fuertemente curvado hacia atrás.

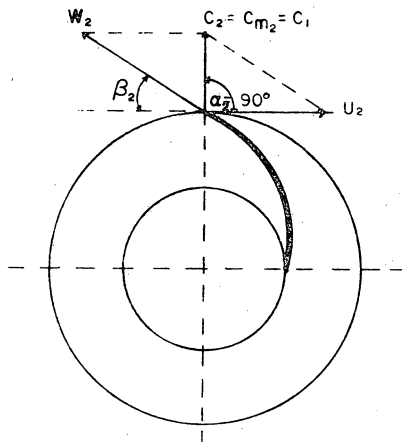


FIG. III-35

En este caso $\alpha_2 = 90^\circ$ y por lo tanto la ecuación general teórica:

$$H_{TD} = \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2}{g} = 0$$

Para " α_2 " mayor de 90° , " H_{TD} " sería menor que cero, lo cual es inadmisibles. Comparando los diagramas de velocidades a la entrada y a la salida (FIG: III-36) se tiene que:

$$C_1^2 = W_1^2 - U_1^2 \quad \text{y}$$

$$C_2^2 = W_2^2 - U_2^2$$

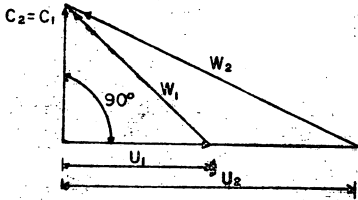


FIG. III-36

lo cual quiere decir que todo el trabajo de la fuerza centrífuga es igual al correspondiente a la variación de la velocidad relativa y no se desarrolla ninguna presión ($H_2 - H_1$) efectiva, y por lo tanto, el líquido abandona el rodete sin energía para elevarse. Este caso nos representa el valor mínimo posible para " β_2 " en la construcción de bombas.

Segundo Caso.- Alabe radial o Rittinger.

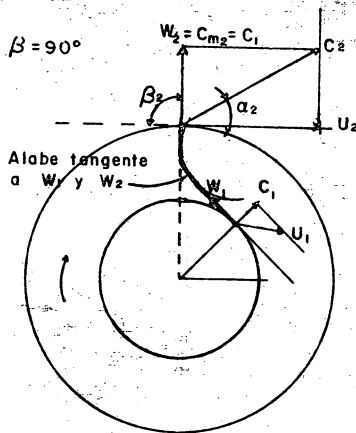


FIG. III-37

y puesto que " C_1 " y " C_2 " son iguales, se podrán igualar los segundos miembros de las ecuaciones anteriores y se tendrá: $W_1^2 - U_1^2 = W_2^2 - U_2^2$ o de igual modo;

$$U_2^2 - U_1^2 = W_2^2 - W_1^2$$

y dividiendo entre "2g" queda;

$$\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} = \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g}$$

Del diagrama de velocidades a la salida (Fig. III-37), se tiene que: $C_2 \cos \alpha_2 = U_2$, quedando la ecuación fundamental;

$$H_{TD} = \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{U_2^2}{g};$$

también del diagrama se tiene que; $C_2^2 - C_1^2 = U_2^2$ y si dividimos entre $2g$, se tiene;

$$\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} = \frac{U_2^2}{2g} = \frac{H_{TD}}{2}.$$

Esto quiere decir que la mitad de la altura se obtiene por el cambio de las velocidades absolutas, para determinar la otra mitad de la altura recordemos que;

$$H_{TD} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}, \quad (\text{III-19})$$

$$\text{entonces; } H_{TD} = H_2 - H_1 + \frac{H}{2},$$

donde $H_2 - H_1$, es la otra mitad y representan la diferencia de presiones entre dos puntos, uno a la entrada y otro a la salida del rodete.

Tercer Caso.- Alabe fuertemente curvado hacia adelante.

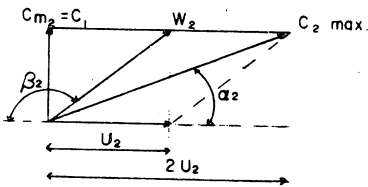
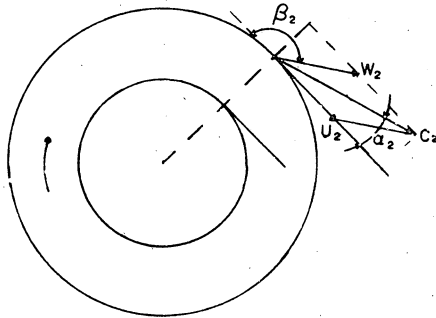


FIG. III-38

Del diagrama de velocidades a la salida (Fig. III-38) se tiene que; $C_2 \cos \alpha_2 = 2 U_2$, y por lo tanto la ecuación fundamental;

$$H_{TD} = \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{2 U_2^2}{g}$$

Esto quiere decir que con un flabe fuertemente curvado hacia adelante, se obtiene el doble de la altura que con un flabe radial o Ritteringer.

Por otro lado; $C_2^2 - C_1^2 = 4 U_2^2$
dividiendo entre $2g$ se tiene;

$$\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} = \frac{2 U_2^2}{g} = H_{TD} ,$$

lo que significa que la altura de elevación " H_{TD} ", depende únicamente del incremento de energía correspondiente a la transformación de la velocidad absoluta, y que por lo tanto; $H_2 - H_1 = 0$.

El valor de " β_2 " en este caso representa el máximo posible, pues to que si fuese mayor, " $H_2 - H_1$ " sería menor que cero, lo cual, originaría una depresión en la bomba que disgregaría los filetes líquidos.

De todo lo anterior podría deducirse que el rodete con flabes fuertemente curvados hacia adelante, es el tipo más ventajoso, sin embargo, estos presentan el inconveniente de acelerar excesivamente al líquido, lo que origina fuertes pérdidas por rozamiento, las cuales, se aumentan a las debidas a la transformación de estas fuertes velocidades en presión. Todo esto hará que los rodetes de flabes curvados hacia adelante tengan un rendimiento muy bajo. Por el contrario, con flabes curvados hacia atrás, no se logra una aceleración tan grande del líquido, y en cierto modo puede decirse que éste es impelido por un plano inclinado con lo que ya se obtiene cierta presión, no presentando dificultad alguna la transformación de la velocidad absoluta " C_2 " en presión, con lo cual se reducen considerablemente las pérdidas por rozamiento.

Por las razones anteriores, en la mayoría de los casos las bombas centrífugas se construyen con álabes curvados hacia atrás con un ángulo " β_2 " que varía entre 25° y 50° .

FORMA Y TRAZADO DE LOS ALABES DEL RODETE.

La forma de los álabes depende de las velocidades y ángulos a la entrada y a la salida. El arco de círculo es la forma más ventajosa debiéndose procurar que la curvatura hacia atrás no sea exagerada.

Estos álabes se construyen de la siguiente manera.

Primer Método:

- (1) Desde "A" se traza un ángulo " β_2 ".
- (2) Desde "M₁" que puede ser cualquiera se traza un arco de círculo con radio "M₁A"
- (3) Desde "B" se traza un ángulo " β_1 ", se determina "M₂" que también puede ser cualquiera, y se traza otro arco de círculo tangente al anterior y que caiga en el punto "B".

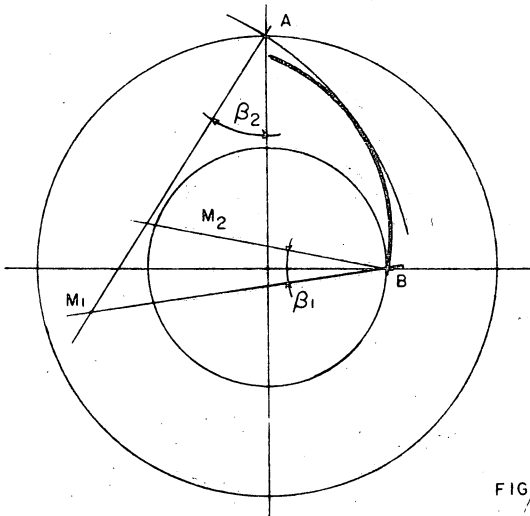


FIG. III-39

En este método hay varias funciones, según se elijan "M₁" y "M₂"; pero se debe procurar que no resulte un álabe de longitud excesiva.

Segundo Método:

- (1) Desde el punto "A" se traza el ángulo " β_2 ".

- (2) Desde el centro "C" se traza un ángulo igual a " $\beta_1 + \beta_2$ " y se determina el punto "B" sobre la circunferencia interior del rodete.
- (3) Se traza "AB" hasta encontrar el punto "D".
- (4) Se divide "AD" en dos partes iguales y se localiza el punto "M" que será el centro del arco de círculo.

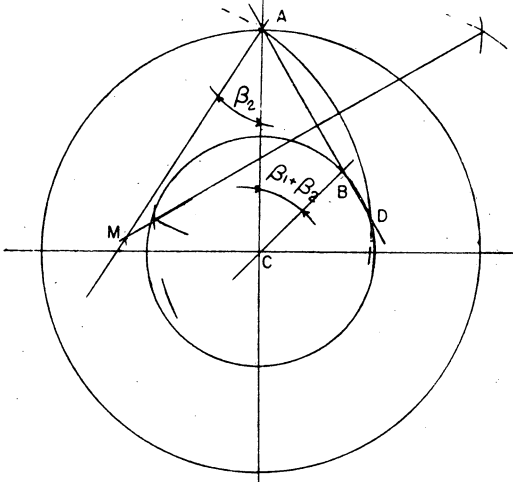


FIG. III-40

Ejemplo.- III-3. Se vá a construir un rodete "Rittinger" con (6) -- álabes con los datos siguientes:

$$\frac{R_2}{R_1} = 2.5 ; U_2 = 25 \text{ m/seg}$$

El líquido sube por la tubería de succión con una velocidad -- " $C_0 = 2\text{m/seg}$ ", con un gasto " $Q=50 \text{ lts./seg}$ " y entra con la misma velocidad en sentido radial al rodete. La velocidad radial de salidas 1.2 veces la de entrada ($C_{m2} = 1.2 C_1$); $k = 0.89$ y $\eta_h = 0.8$, determinar la forma de los álabes, la altura teórica y la altura práctica de elevación.

DATOS:

$$R_2/R_1 = 2.5$$

$$U_2 = 25 \text{ m/seg}$$

$$C_0 = 2\text{m/seg}$$

$$U_1 = \frac{2\pi R_1 n}{60} \quad (1)$$

$$U_2 = \frac{2\pi R_2 n}{60} \quad (2)$$

$$Q = 50 \text{ Lts/seg}$$

$$C_1 = C_0 = 2 \text{ m/seg}$$

$$C_{m2} = 1.2C_1$$

$$k = 0.89$$

$$\eta_h = 0.8$$

Dividiendo (2) entre (1) se tiene:

$$\frac{U_2}{U_1} = \frac{R_2}{R_1} = 2.5$$

De donde:

$$U_1 = \frac{U_2}{2.5} = \frac{25}{2.5} = 10 \text{ m/seg}$$

Con estos datos se puede trazar enseguida el diagrama de velocidades (Fig. III-41)

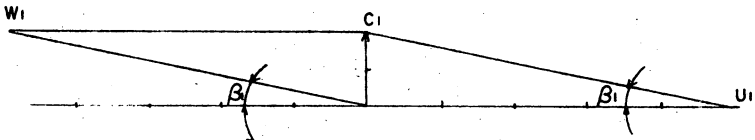


FIG. III-41

$$\text{De donde: } \tan B_1 = \frac{C_1}{U_1} = \frac{2}{10} = 0.2$$

Que corresponde a un ángulo $B_1 = 11^\circ 20'$ que es el ángulo de entrada, y como en álabes "Rittinger" el ángulo de salida es de 90° entonces $B_2 = 90^\circ$.

Como se conoce el gasto " $Q = 50 \text{ Lts/seg}$ " y " $v = C_0$ " se tiene:

$$Q = S v = S C_0 = \frac{\pi}{4} D_1^2 \times 2 = 0.7854 D_1^2 \times 2$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{Q}{0.7854 \times 2}} = \sqrt{\frac{0.05}{1.571}} = 0.178 \text{ m}$$

$$\text{Entonces: } R_1 = \frac{0.178}{2} = 0.089 \text{ m}$$

y de $\frac{R_2}{R_1} = 2.5$ se tiene que:

$$R_2 = 2.5R_1 = 2.5 \times 0.089 = 0.2225 \text{ m}$$

$$H_{TD} = \frac{U_2^2}{g} = \frac{25^2}{9.81} = 63.7 \text{ m}$$

$$H_{TDE} = K \frac{U_2^2}{g} \eta_h = 0.89 \times 63.7 \times 0.8 = 45.35 \text{ m}$$

$R_1 = 0.089 \text{ m.}$
 $R_2 = 0.225 \text{ m.}$
 $\beta_1 = 11^\circ 20'$
 $\beta_2 = 90^\circ$
 6 ALABES

CIRCUNFERENCIA DE
 CENTROS DE ARCO
 DE CIRCULO PARA
 TRAZADO DE LOS
 ALABES.

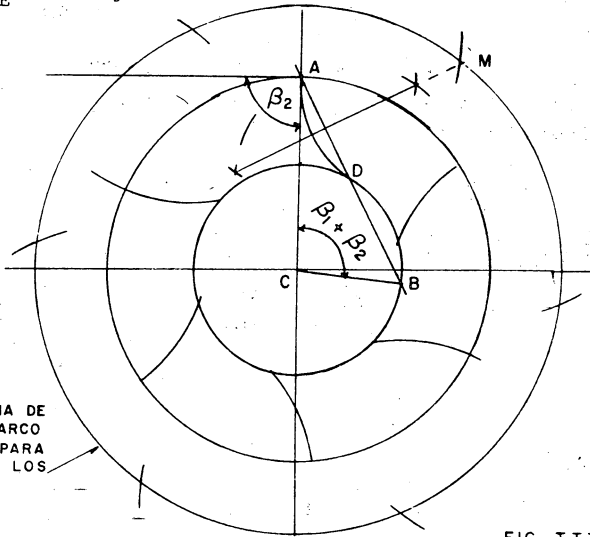


FIG. III-42

ALABES DE LA RUEDA DIRECTRIZ.-

Los álabes directores tienen por objeto recoger, sin choques ni torbellinos, el líquido que sale del rodete con una velocidad absoluta " C_2 ", y convertir esta velocidad en presión. Se ha admitido teóricamente que la circulación del líquido es uniforme a través de las cámaras que forman los álabes del rodete; sin embargo, esto no sucede en la práctica, debido a que la presión es superior en la cara anterior del álabe que en su cara posterior, sucediendo precisamente lo contrario en la velocidad, que es menor en la cara anterior que en la posterior. Debido a la falta de uniformidad del líquido, la velocidad relativa w_2 sufre una pequeña desviación reduciéndose su ángulo α_2 a un valor α_3 . Esta modificación del ángulo α , origina un cambio en el valor de la velocidad absoluta que pasa de C_2 a C_3 deformándose por esta causa, el-

paralelogramo de velocidades a la salida, como se indica a continuación. (Fig.III-43)

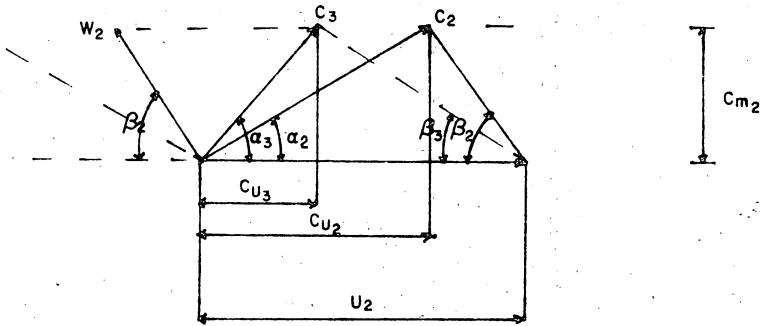


FIG. III-43

Entonces para que el líquido entre a la rueda directriz, -- sin choques ni torbellinos, la inclinación de los álabes directores debe ser un ángulo α_3 . Los valores de C_3 y de α_3 se obtienen partiendo de la ecuación de la altura manométrica, carga manométrica o carga hidráulica, es decir, que

$$H_{TD} = \frac{U_2 C_{u2}}{g} \quad k$$

En esta fórmula " U_2 ; η_h ; g ; H_{TD} ", son constantes y puesto que " k ", es un factor que toma en consideración la falta de -- uniformidad de la corriente líquida, se tendrá que

$$k c_{u2} = c_{u3}$$

por ser constante la cantidad de líquido que pasa por el rodete, -- la componente radial C_{m2} no varía, y por lo tanto, se puede determinar el valor de " α_3 ".

$$\tan \alpha_3 = \frac{C_{m2}}{C_{u3}}$$

Los álabes directores deben ser tangentes a C_3 , es decir, como ya se mencionó antes, deben tener una dirección α_3 . Estos álabes se construyen en forma de envolvente (si alrededor de un círculo lo gira sin deslizarse una línea recta de una longitud igual a la semicircunferencia, el extremo de esta línea genera una envolvente).

ENVOLVENTE

$$d = 4 \text{ cm}$$

$$l = \frac{\pi d}{2} = \frac{4\pi}{2} = 6.28 \text{ cm}$$

El círculo primitivo de la envolvente es de un diámetro $d_3 = D_2 \sin \alpha_3$. Los álabes directores no deben llegar hasta el círculo del diámetro " D_2 ", puesto que debe existir cierta holgura entre el rodete y la rueda directriz.

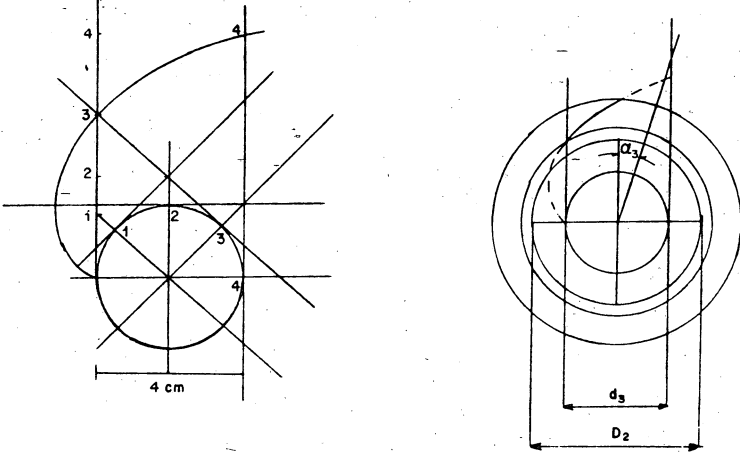


FIG. III-44

DEFINICION DE LAS DIMENSIONES EN BOMBAS CENTRIGUGAS

Para determinar el diámetro de entrada del rodete " D_0 ", se elige una velocidad " C_0 " igual o mayor que la velocidad de flujo en la tubería de succión (2 a 4 m/seg). Debido a que el eje y el cubo del rodete ocupan parte de la sección de entrada (entre 10 y 25% de la sección total), el líquido sufre un estrangulamiento. En bombas de varios escalones la sección ocupada puede ser hasta un 30%. Al pasar el líquido de la tubería de succión al rodete, se presenta cierta pérdida en el intersticio que puede variar desde 3 hasta 10%, y para tener en consideración dicha pérdida, será necesario aumentar el gasto "Q" en la misma proporción. Si se toma en consideración un estrangulamiento de 15% y una pérdida de líquido de 5% en el intersticio, se tendrá:

$$0.85 \frac{\pi}{4} D_0^2 C_0 = 1.05 Q$$

El diámetro exterior " D_2 " se calcula en función del diámetro de entrada " D_0 ".

$$D_2 = (1.2 \text{ a } 2.0) \cdot D_0 \text{ para bombas de baja presión.}$$

$$D_2 = (1.5 \text{ a } 2.5) \cdot D_0 \text{ para bombas de alta presión.}$$

Por ejemplo:

$$U_2 = 21 \text{ m/seg}$$

$$W_2 = 7 \text{ m/seg}$$

$$\beta_2 = 25^\circ$$

$$K = 0.9$$

$$\eta_h = 0.8$$

$$H_{TD} = k \frac{U_2 C_{u2}}{g} \eta_h$$

$$X = W_2 \cos \beta_2 = 7 \cos 25^\circ = 7 \times 0.9063 = 6.344$$

$$C_{u2} = 21 - 6.344 = 14.656 \text{ m/seg}$$

$$H_{TD} = 0.9 \times 0.8 \times \frac{21 \times 14.656}{9.81} = 22.589 \text{ m}$$

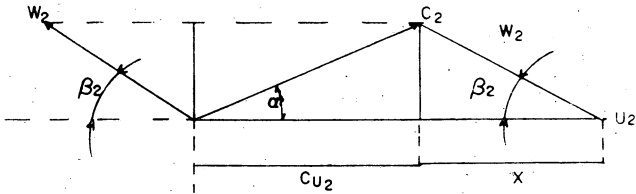


FIG. III-45

Ejemplo III-4

Se construirá una bomba con rueda directriz y rodete de álabes curvados hacia atrás con los siguientes datos:

$$\frac{U_2}{U_1} = \frac{D_2}{D_1} = 1.5$$

$$U_2 = 20 \text{ m/seg}$$

El líquido entra al rodete con una velocidad $C_1 = 2.5 \text{ m/seg}$ en sentido radial, y un gasto $Q = 30 \text{ Lts/seg}$, La velocidad radial de salida $C_{m2} = 1.2 C_1$ y el ángulo de salida $\beta_2 = 40^\circ$.

Determinense los elementos necesarios para el trazado de los álabes, tanto del impulsor como de la rueda directriz, y la carga total de descarga o altura manométrica que puede esperarse de la bomba S_1 $k = 0.88$ y $\eta_h = 0.8$

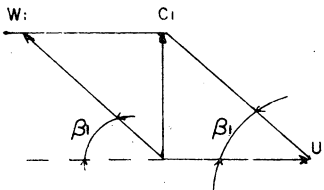


FIG. III-46

$$C_1 = 2.5 \text{ m/seg}$$

$$Q = 30 \text{ Lts/seg}$$

$$C_{m2} = 1.2 C_1$$

$$\beta_2 = 40^\circ$$

$$\frac{U_2}{U_1} = \frac{D_2}{D_1} = 1.5$$

$$U_2 = 20 \text{ m/seg}$$

$$k = 0.88$$

$$\eta_h = 0.8$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{0.030 \times 4}{2.5 \times \pi}} = 0.1236 \text{ m} = 123.6 \text{ mm}$$

$$y \quad R_1 = \frac{D_1}{2} = \frac{123.6}{2} = 61.8 \text{ mm}$$

$$\text{De } \frac{U_2}{U_1} = \frac{D_2}{D_1} \text{ se tiene } R_2 = 1.5 R_1 = 1.5 \times 61.8 = 92.7 \text{ mm}$$

$$C_{u3} = k C_{u2} \dots \text{Para bombas centrífugas}$$

$$C_{u2} = U_2 - x ; \text{ para determinar "x":}$$

$$\tan \beta_2 = \frac{C_{m2}}{x} = \dots x = \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2} = \frac{1.2 \times 2.5}{\tan 40^\circ}$$

$$x = \frac{3}{0.8391} = 3.575$$

$$\text{Entonces: } C_{u2} = 20 - 3.575 = 16.425 \text{ m/seg}$$

$$y \quad C_{u3} = k C_{u2} = 0.88 \times 16.425 = 14.454 \text{ m/seg}$$

$$\frac{U_2}{U_1} = \frac{D_2}{D_1} = 1.5$$

$$U_1 = \frac{U_2}{1.5} = \frac{20}{1.5} = 13.33 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$\tan \beta_1 = \frac{C_1}{U_1} = \frac{2.5}{13.33} = 0.1875$$

$$\beta_1 = \text{arc tan } 0.1875 = 10^\circ 37'$$

$$Q = C_1 S_1 \text{ (sin tomar en cuenta la pérdida en el intersticio)}$$

$$Q = 0.030 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$Q = 0.030 = 2.5 \times \frac{\pi}{4} D_1^2 \rightarrow$$

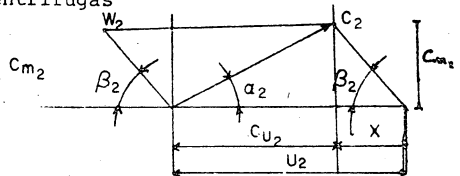


FIG. III-47

$$\text{y de aquí: } \tan \alpha_3 = \frac{C_{m2}}{C_{u3}} = \frac{3}{14.454} = 0.2076$$

$$\therefore \alpha_3 = \text{arc tan } 0.2076 = 11^\circ 43.5'$$

α_3 = Angulo de inclinación de los álabes directores.

El diámetro del círculo primitivo de la envolvente

$$\begin{aligned} d_3 &= D_2 \text{ sen } \alpha_3 = 2R_2 \text{ sen } \alpha_3 = 2 \times 92.7 \text{ sen } 11^\circ 43.5' \\ &= 185.4 \times 0.2032 = 37.676 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$H_{T_D} = k \eta_h \frac{U_2 C_{u2}}{g} = 0.88 \times 0.8 \times \frac{20 \times 16.425}{9.81} = 23.574 \text{ m}$$

La velocidad tangencial se determina según el número de revoluciones. Conocida la velocidad tangencial, se admiten valores para los ángulos de salida α_2 y β_2 y se traza el diagrama de velocidades, obteniéndose de esta manera, la carga o altura manométrica de elevación correspondiente al rodete empleado:

$$H_{T_D} = k \eta_h \frac{U_2 C_{u2}}{g} \quad \text{en la cual: } C_{u2} = C_2 \cos \alpha_2$$

Para β_2 , se eligen ángulos entre 25° y 50° , y para α_2 , entre 8° y 15° . Para obtener resultados suficientemente exactos, se toman valores de "k" algo menores que la unidad.

Esta ecuación de " H_{T_D} " es buena cuando $\alpha_2 = 90^\circ$. Para bombas con rodetes muy grandes, velocidades tangenciales también muy grandes, y que lo mismo dan lugar a canales estrechos entre los álabes, no se puede hacer el ángulo $\alpha_2 = 90^\circ$ sino que se hace menor de 90° ; en este caso, para determinar la carga hidráulica o altura manométrica, se utiliza la ecuación fundamental en su forma general:

$$H_{T_D} = k \eta_h \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2 - U_1 C_1 \cos \alpha_1}{g}$$

El ángulo β_1 se deduce del paralelogramo de velocidades a la entrada (Fig. III-48)

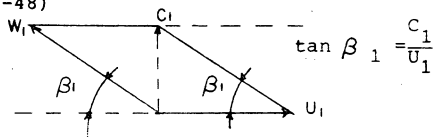


FIG. III-48

Los anchos del rodete " b_1 " y " b_2 " se obtienen de la manera siguiente:

Para determinar " b_1 ", se atiende a una velocidad " C_1 " de valor semejante a " C_0 "; se toma en cuenta el estrangulamiento debido a los álabes, el que depende de su número y espesor y que varía entre 5 y 15%. Se toma también en cuenta la pérdida de líquido en el intersticio que puede ser 5% de Q .

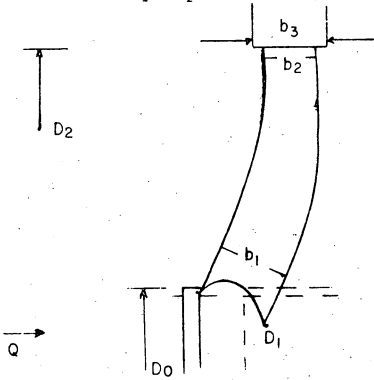


FIG. III-49

$$(\pi D_1 b_1) (0.85 \text{ a } 0.95) C_1 = 1.05 Q$$

El ancho " b_2 " se determina por medio de la componente radial " C_{m2} " de C_2 ,

$C_{m2} = C_2 \text{ sen } \alpha_2$, y teniendo en cuenta además el estrangulamiento en la parte exterior del rodete, el que se estima en 5% como máximo, y la pérdida de líquido en el intersticio, se tiene:

$$(\pi D_2 b_2) (0.95 \text{ a } 1.00) C_{m2} = 1.05 Q$$

El ancho del canal que forman los álabes directores " b_3 ", es ligeramente mayor que el ancho " b_2 " con el fin de que el líquido penetre a la rueda directriz sin choque.

El espesor " t " de los álabes dependerá del material que se fabriquen, dependiendo además dicho espesor, del diámetro del rodete impulsor.

Cálculo del eje de la bomba.-

Para calcular el diámetro del eje de la bomba cuando éste es de corta longitud, se emplean las fórmulas siguientes:

$$d = \sqrt[3]{\frac{N_M}{3000 \cdot \eta}}$$
; N_M en el eje de la bomba. Cuando el eje está expuesto a esfuerzos de flexión debidos al peso del impulsor y a esfuerzos de torsión, para determinar el diámetro se aplica la fórmula de Mariotte para un esfuerzo combinado.

$$M_R = \frac{3}{8} M_f + \frac{5}{8} \sqrt{M_f^2 + M_t^2}$$

Una vez obtenido el momento resultante, se calcula el diámetro como si el esfuerzo fuera únicamente de flexión.

$$\frac{M_R}{k_f} = z = \frac{\pi d^3}{32}$$

k_f = Coeficiente de trabajo a la flexión.

z = Módulo de sección.

El momento de flexión se determina atendiendo a la longitud del eje

$$M_f = \frac{F l}{4}$$

F = Fuerza aplicada al eje. (peso del rodete)

l = Longitud del eje

El momento de torsión se calcula de la manera siguiente:

El trabajo hecho por el par de torsión es:

$$T_t = \omega M_t = \frac{2 \pi n}{60} M_t$$

$$T_t = \frac{\pi n}{30} M_t$$

Si se divide esta expresión entre 75 se tendrá el valor de la potencia

$$N_M = \frac{\pi n}{30 \times 75} M_t$$

$$\begin{aligned} \therefore M_t &= \frac{30 \times 75}{\pi} \frac{N_m}{n} = 716.2 \frac{N_m}{n} \text{ Kg-m; (N, en el eje de la bomba)} \\ &= 71620 \frac{NM}{n} \text{ kg-cm.} \end{aligned}$$

CALCULO DEL NUMERO CRITICO DE REVOLUCIONES.

El número crítico de revoluciones debe ser bastante más alto que el número de revoluciones a que funciona el eje.

Cuando sobre un árbol o eje largo y por consiguiente flexible, se fija un rodete cuyo centro de gravedad no coincide con el del eje, la fuerza centrífuga desarrollada por el elevado número de revoluciones, originará una flexión transversal, que puede provocar la ruptura, es necesario pues, equilibrar cuidadosamente el árbol o eje con los rodetes que se fijan en el mismo.

El número crítico de revoluciones se calcula por la fórmula siguiente:

$$n_c = 300 \sqrt{\frac{F}{G}},$$

siendo "F" la fuerza que provoca una flexión de 1 cm y "G" el peso de las piezas que giran. En la práctica se procede de la siguiente manera; se calcula el diámetro del eje y se determina la fuerza "F" que origina una flexión transversal de 1 cm.

$$f = \frac{5}{384} \frac{F l^3}{EI}$$

$$F = \frac{384}{5} \frac{EI f}{l^3} \quad \text{para} \quad f = \text{flexión} = 1 \text{ cm}$$

E = Módulo de elasticidad del material de la flecha

I = Momento de inercia

Una vez determinado "F" se calcula "G" o sea el peso de las piezas que giran, y finalmente el número crítico de revoluciones. Para que no se origine una presión inadmisibile, el número de revoluciones de giro del eje debe ser por lo menos el 50% del número crítico de revoluciones, es decir

$$n = 50\% n_c$$

Efecto de la gravedad específica en la presión de bombeo.-

La carga desarrollada por una bomba centrífuga depende de la velocidad periférica del rodete impulsor, lo cual se expresa de la siguiente manera:

$$H = \frac{U^2}{2g} \quad , \quad (\text{III-21})$$

donde:

H = Carga total a capacidad o gasto cero, desarrollada por la bomba en pies o metros de líquido.

U = Velocidad tangencial o periférica del rodete impulsor, en metros/seg o pies/seg.

g = Aceleración debida a la gravedad = 9.81 m/seg² o 32.2 - pies/seg².

Como ejemplo, vamos a intentar determinar la carga total desarrollada por una bomba horizontal de tres pasos cuya velocidad angular es de 2975 R.P.M. El diámetro del impulsor es de 11.520 plgs.

Para la expresión anterior determinaremos la velocidad periférica del rodete impulsor. Trabajando en el sistema inglés.

$$\text{Diámetro del impulsor, en pies} = \frac{11.52}{12} = 0.96 \text{ pies}$$

$$\text{Velocidad periférica:} \quad U = \frac{2\pi n}{60} \quad R = \frac{\pi Dn}{60} \quad (\text{III-12})$$

$$U = \frac{0.96 \times 2975}{60} = 149.54 \text{ pies/seg}$$

$$\text{Elevando al cuadrado esta velocidad;} \quad U^2 = (149.54)^2 = 22362 \frac{\text{pies}^2}{\text{seg}^2}$$

$$\text{Aplicando en la expresión de H} = \frac{U^2}{2g} = \frac{22362}{2 \times 32.2} = \frac{22362}{64.4} = 347.24 \text{ pies.}$$

Recordando que como la bomba es de tres pasos, entonces la carga total es

$$H_{TD} = 347.24 \times 3 = 1042 \text{ pies}$$

Como se verá, la carga total desarrollada por la bomba es independiente del peso específico del líquido y por lo tanto independiente también de la gravedad específica del líquido.

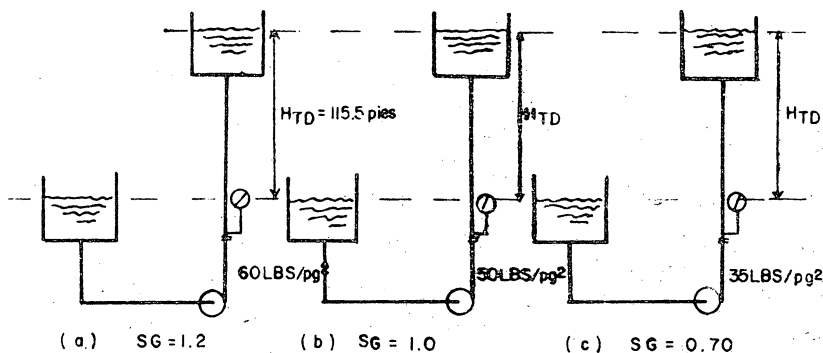


DIAGRAMA III-4

Por lo tanto, en el diagrama III-4, la carga total H_{TD} en pies, será la misma cuando la bomba esté manejando agua con grav. esp. = 1.0; gasolina con grav. esp. = 0.70 o salmuera con grav. esp. = 1.2; sin embargo, la presión indicada por el manómetro de la descarga será diferente en cada caso, puesto que, como ya se sabe, la presión es función del peso específico del líquido; por ejemplo en el caso del diagrama III-4:

$$h \text{ (pies gasolina)} = \frac{35 \text{ lbs/plg}^2 \times 2.31}{0.7} = 115.5 \text{ pies}$$

En todos los casos del diagrama III-4, el diámetro y velocidad del impulsor son idénticos.

En relación con el diagrama III-5, las tres bombas mostradas

están descargando líquidos de diferentes gravedades específicas en cada caso; pero a la misma presión en todos los casos. Como -

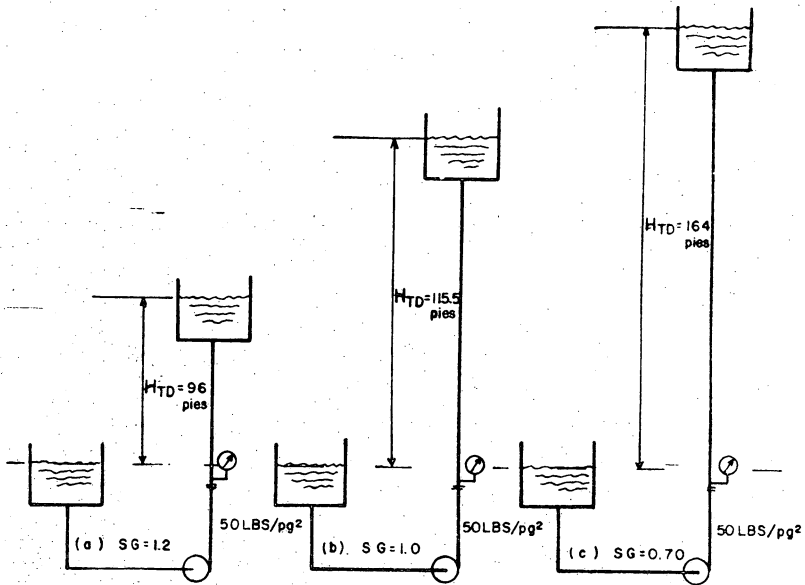


DIAGRAMA III-5

se vé la carga total (H_{TD}) en pies, desarrollada por la bomba es diferente en cada caso. Esto significa que si la velocidad es la misma para las tres bombas, la del diagrama III-5c deberá tener el impulsor de mayor diámetro y la bomba del diagrama III-5a el de menor diámetro.

CURVAS CARACTERISTICAS.

Las posibilidades de aplicación de una bomba ya construida a distintos gastos y alturas de elevación, pueden determinarse estableciendo sus curvas características que darán para cada valor del gasto " Q ", los valores de " H ", " N_M " y " η ".

Se emplea muy a menudo el agua, para construir, mediante pruebas sucesivas, las curvas de funcionamiento de las bombas. Con el empleo de estas curvas, es posible determinar la carga total (H_{TD}) en metros y pies, y la capacidad en LTS/seg. o en GPM deseadas para una aplicación particular de bombas, leyendo directamente dichos valores en las curvas de la bomba, construídas manejando agua, sin necesidad de hacer ninguna corrección, en tanto que la viscosidad del líquido no sea mayor que la del agua.

La curva correspondiente a la potencia en caballos métricos o de fuerza; (en las mismas gráficas) es aplicable a líquidos con gravedad específica de 1.0; de modo que para líquidos con gravedad específica diferente, deberá multiplicarse la potencia leída en la gráfica por la gravedad específica del líquido para determinar la potencia de bombeo requerida para el líquido de que se trate.

Para trazar esta curva se procederá de la siguiente manera:

- 1) El gasto " Q " se determinará por medio de recipientes de medición, vertederos u orificios calibrados.
- 2) La altura total de elevación " H ", fijándose la altura de succión por medio de un vacuómetro y la altura de descarga por medio de un manómetro.
- 3) La potencia " N_M " por medio de un dinamómetro o por la potencia que alcance el motor eléctrico de accionamiento tomando en consideración su rendimiento.

4) El número de revoluciones por minuto " n " se obtiene por medio de un tacómetro o por medio de un contador de revoluciones.

5) El rendimiento " η " se obtiene despejándolo de la fórmula de la potencia.

Con los valores así determinados se trazarán curvas características como las que se muestran en las figuras de las páginas siguientes.

Cada curva representa el comportamiento de la bomba a una velocidad particular para alturas de elevación variables, lo que en la práctica se consigue generalmente, obturando la válvula de descarga y observando el gasto de descarga y la potencia entregada a la flecha.

Los resultados obtenidos en las Figs. III-50 y III-52, pueden combinarse de tal modo de obtener una sola figura construyendo curvas de igual eficiencia.

Trazando sobre la Fig. III-52 una horizontal que nos represente, por ejemplo, una eficiencia de 60% se pueden encontrar los valores de los gastos de descarga donde esta línea corte a las curvas de "Eficiencia-capacidad" para distintas velocidades y pasando estos valores a la Fig. III-50, podrán encontrarse las cargas o alturas correspondientes para esos gastos. Un trazo que pase por todos los puntos así determinados dará una línea de igual eficiencia, en este caso de 60%.

Repetiéndose esta operación se obtendrá la Fig. III-53. Un solo punto sobre ella nos dará toda la información necesaria respecto a la velocidad, carga, gasto y eficiencia de la bomba.

Si se considera en el ejemplo III-5, un gasto de 220 lts/seg para ser elevado a una altura de 25 m, la velocidad será encontrada interpolando entre las velocidades 880 y 960, encontrándose aproximadamente 905 RPM y puesto que la eficiencia cae aproximadamente en la curva correspondiente a 76%, la potencia en la flecha deberá ser:

$$N_M = \frac{220 \times 25}{75 \times 0.76} = 96.5 \text{ C.V.}$$

Ejemplo III-6:

Una bomba centrífuga cuyas características están indicadas en la Fig. III-53, accionada por un motor eléctrico proporciona un gasto "Q = 288 lts/seg", contra una carga total de descarga de "H = 20 m" -- cuando trabaja a 995 R.P.M. Si se trata de reducir el gasto de la bomba a 120 lts/seg conservando la misma carga total de descarga; determinar la potencia mínima en caballos que debe tener el motor bajo las siguientes condiciones.

1) El motor es de corriente alterna y por consiguiente tiene una velocidad constante de 995 R.P.M., y se supone que la reducción -- del gasto se hace mediante la válvula de descarga.

2) El motor es de corriente continua y por lo tanto de velocidad variable.

Solución:

1) Si la bomba trabaja a 995 R.P.M., y la válvula se obtura parcialmente hasta lograr una descarga de 120 lts/seg, se encuentra en -- las curvas características que la carga generada es de 36.6 m, y que -- la eficiencia es de " η " = 71% consiguientemente la potencia será:

$$N_M = \frac{120 \times 36.6}{75 \times 0.71} = 82.5 \text{ C.V.}$$

Deberá notarse que aunque la carga que se requiere es de 20 m, la bomba tiene que desarrollar 36.6m; la diferencia de 16.6 m se utiliza en vencer el estrangulamiento debido a la obturación parcial de la válvula de descarga.

2) Cuando se utiliza un motor de corriente continua cuya velocidad puede variarse, el motor y la bomba pueden reducir su velocidad --

hasta obtener 120 lts/seg a la carga de 20 m. Se entra a la gráfica de la Fig. III-53 con estos valores y se encuentra un punto que da 725 R.P.M. y una eficiencia de 76%, la potencia necesaria en la flecha será:

$$N_M = \frac{120 \times 20}{75 \times 0.76} = 42 \text{ C.V.}$$

Para una velocidad constante pueden obtenerse curvas características como las de la Fig. III-54, de la manera siguiente:

Se cierra la válvula de descarga y se hace funcionar la bomba a su número normal de R.P.M., por ejemplo, 1200 R.P.M. En este caso "Q = 0"; pero en la bomba se establece una presión que alcanza aproximadamente unos 39 m para lo cual, se requiere una potencia de 23 C.V. Se abre progresivamente la válvula de descarga y empieza la elevación de líquido subiendo ligeramente la curva "H - Q" hasta un máximo, y -- vuelve a bajar debido a que solo progresivamente se puede establecer una circulación uniforme en la bomba. La parte de la curva "H - Q" entre su punto inicial y su máximo, se llama zona de turbulencia.

Las curvas " N_M " y " η " van aumentando a medida que aumenta el gasto. Continuando la abertura de la válvula, disminuye el valor de "H" y aumentan los valores de "Q", " η ", y " N_M ".

El valor máximo de " η " corresponderá a los valores de "Q" y "H" para los cuales se construyó la bomba.

En este caso para Q = 6000 lts/seg y H = 37m siendo " η "_{max} = 85%.

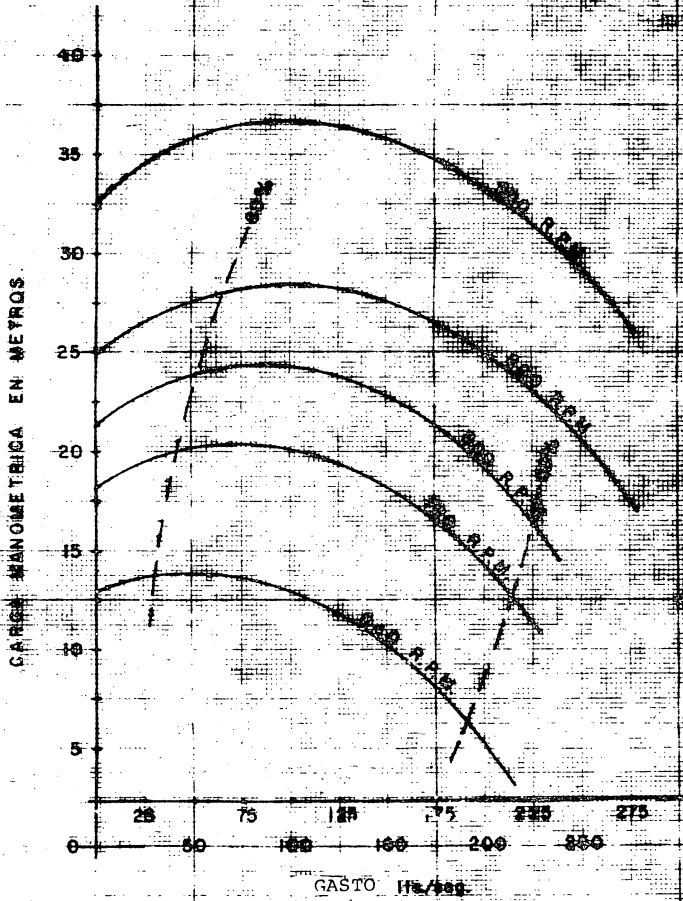


DIAGRAMA CARGA-CAPACIDAD

FIG. III-50

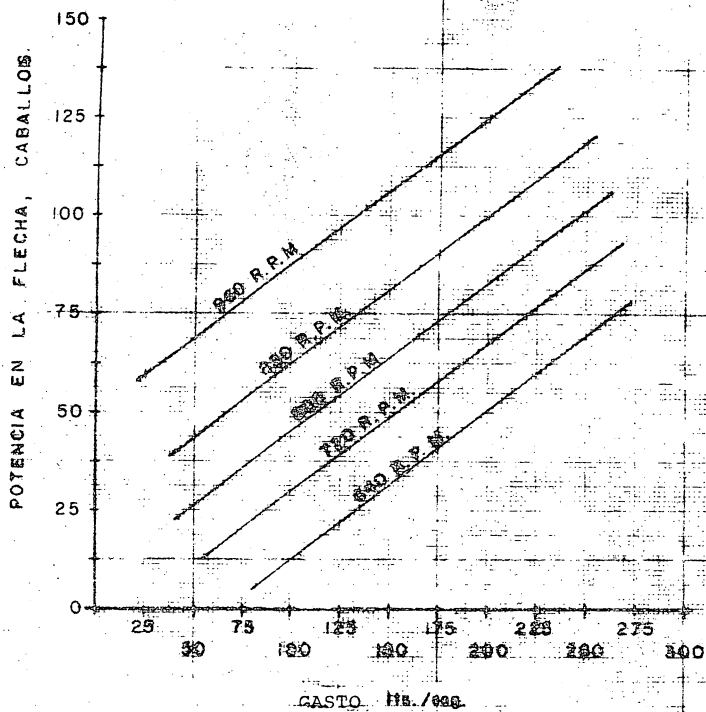


DIAGRAMA POTENCIA-CAPACIDAD.

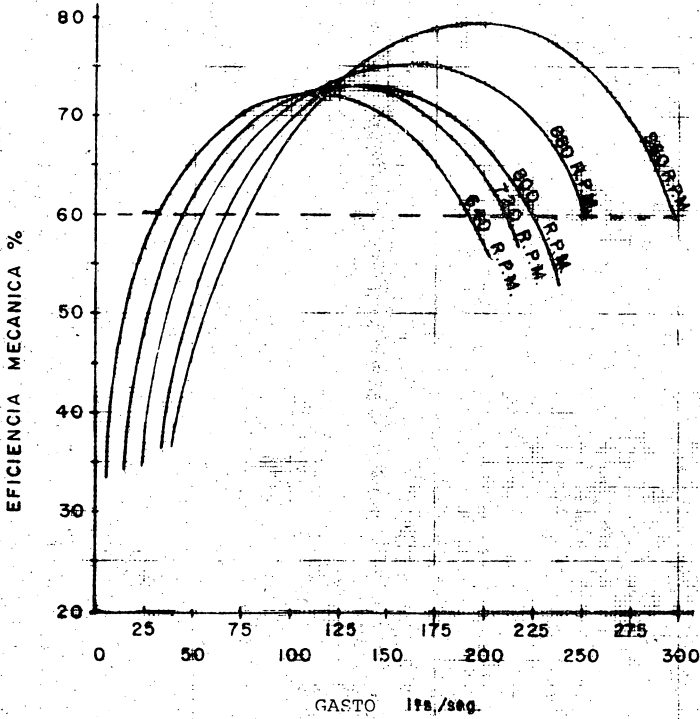


DIAGRAMA EFICIENCIA-CAPACIDAD

FIG. III- 52

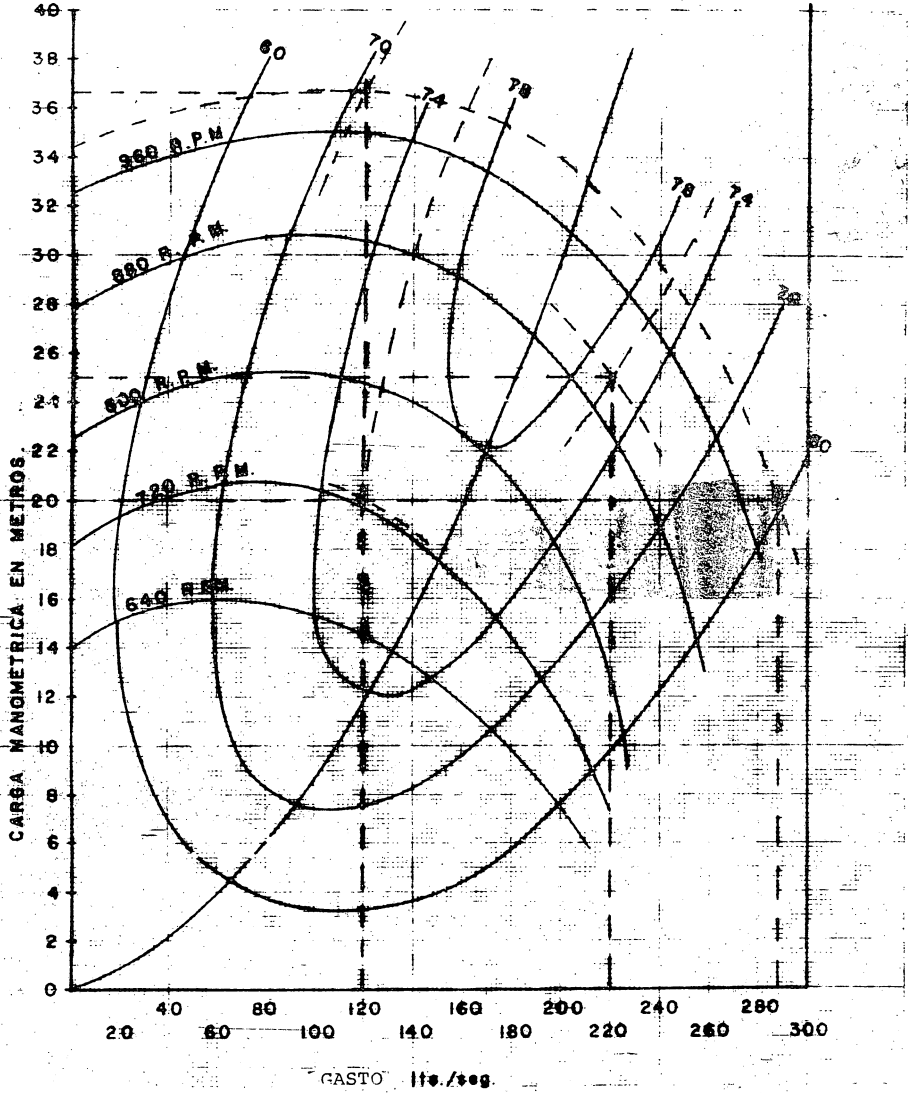
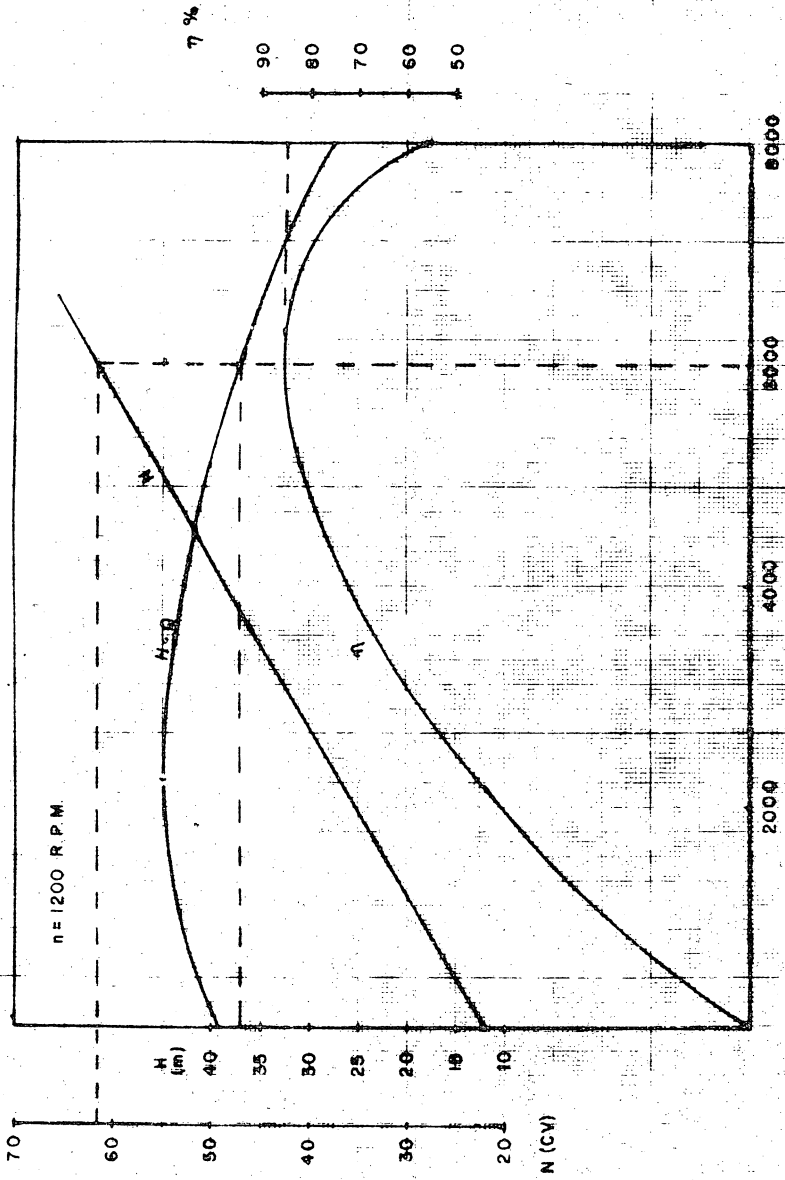


FIG. III-53



CASO No. 1200

FIG. 11-54

Pérdidas en bombas centrífugas.

La potencia que la bomba recibe del motor no es transmitida íntegramente al líquido que maneja, sino que parte de ella se consume en otros conceptos relacionados con la operación. Estos conceptos se designan como pérdidas. Las pérdidas disminuyen la eficiencia de la bomba y aumentan los costos de operación. Se pueden clasificar como sigue:

- 1.- Pérdidas Hidráulicas
- 2.- Pérdidas por fugas interiores
- 3.- Pérdidas por rozamiento
- 4.- Pérdidas mecánicas

Pérdidas Hidráulicas.- Son causadas por choque, remolinos y fricción. Las pérdidas por choque y remolino son aquéllas que resultan de cambios en la dirección del flujo, tal como sucede a la entrada y a la salida del impulsor. Las pérdidas por choque también ocurren en la lengüeta de la voluta. Las pérdidas por fricción están siempre presentes cuando existe flujo a través de conductos cerrados como los pasajes internos del impulsor y la voluta de una bomba, y dependen de la longitud, tamaño y forma del conducto, de la velocidad de flujo, de la rugosidad de las paredes del conducto y de las características particulares del fluido.

Pérdidas por fugas interiores.- Estas pérdidas pueden presentarse por escapes a través de los espacios libres entre el elemento giratorio y las partes estacionarias de una bomba. Pueden tener lugar en varios puntos:

- a) A través de los claros existentes entre anillos de desgaste de carcasa e impulsor.
- b) A través de los bujes de garganta y estrangulamiento usados pa

ra reducir la presión sobre la empaquetadura.

c) Entre dos pasos adyacentes de una bomba de varios pasos.

d) A través del estopero.

e) A través de cualquier alivio de presión ó salida que utiliza fluido de la bomba como agente de enfriamiento.

Pérdidas por rozamiento. - Cuando un impulsor está girando dentro de la carcaza llena de líquido, se originan en éste, flujos entre las paredes del impulsor y la carcaza, del tipo indicado por los remolinos de la Fig. III-55. El fluido inclusive incrementa su temperatura. Estos dos cambios físicos significan energía recibida de la flecha. La energía --

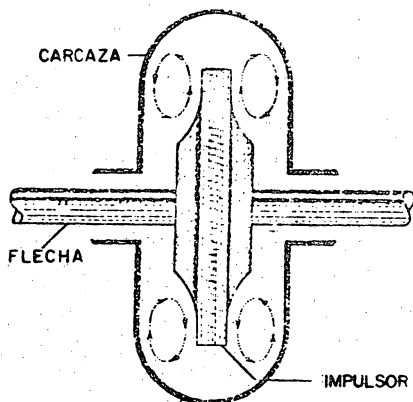


FIG. III-55

consumida para hacer girar un impulsor dentro de una bomba llena de líquido, se llama pérdida por rozamiento de disco. Esta pérdida se incrementa rápidamente si se aumenta la velocidad o el diámetro del impulsor. Inclusive crece dicha pérdida, si aumenta el espacio libre entre el impulsor y la carcaza de la bomba. Cuando más lisas sean las paredes interiores de la carcaza, y las exteriores del impulsor, tanto más se podrá reducir este tipo de pérdida.

Pérdidas Mecánicas. - Las pérdidas mecánicas, son causadas por la fricción en las chumaceras y en los estoperos. En bombas grandes estas pérdidas son normalmente pequeñas; pero a menudo son más grandes de lo que fuera deseable. Por ejemplo, si se aprieta un prensa-estopas para reducir una fuga, las pérdidas mecánicas se incrementan. Las pérdidas en las chumaceras, aunque pequeñas, son afectadas por chuma-

ceras ajustadas y desalineamiento de la flecha. Materia extraña en las chumaceras, o el uso de aceite de grado pobre o impropio, incrementa las pérdidas por fricción.

Efecto de la viscosidad.-

El funcionamiento de las bombas centrífugas se ve afectado cuando se manejan líquidos viscosos. Los efectos son: marcado incremento en la demanda de potencia, reducción de la carga de descarga y reducción de la capacidad con viscosidades comparativamente altas con relación a la del agua.

Efecto de la temperatura.- Puesto que el peso específico de los líquidos cambia con la temperatura, es muy importante mencionar temperatura del líquido a las condiciones de bombeo cuando se especifica la capacidad requerida. En lo que se refiere al agua, se considera para efectos de cálculo de bombeo que su peso específico es constante entre 4°C y 26°C; para líquidos diferentes del agua, la variación del peso específico a temperaturas elevadas o reducidas puede ser muy importante, así como sus efectos en las condiciones de bombeo. Por lo tanto, no se debe olvidar tener en cuenta la temperatura cuando se especifica la capacidad de bombeo.

Líquidos volátiles.- Un líquido volátil es cualquier líquido a temperatura cercana a su punto de ebullición. Hablando de líquidos volátiles se piensa de inmediato en líquidos tales como gasolina y propano por ejemplo, pero el agua a la presión atmosférica y a una temperatura cercana a 100°C (212°F) es justamente un líquido volátil.

En cualquier líquido a temperatura cercana a su punto de ebullición, habrá desprendimiento de vapor si se aumenta su temperatura manteniendo la presión constante y también si se mantiene la temperatura constante y se reduce la presión. Este efecto debe tenerse muy

en cuenta en las condiciones de succión de una bomba manejando líquidos volátiles. La presión absoluta en la succión de la bomba deberá ser menor que la presión absoluta en el depósito de suministro; si esto no sucede, no existirá flujo hacia dentro de la bomba.

Por lo tanto, en bombeo de líquidos volátiles es necesario que la presión absoluta en la succión de la bomba sea mayor que la presión absoluta de vapor a la temperatura de bombeo, del líquido que se bombea; en otras palabras, la "carga neta positiva de succión" (CNPS) disponible del sistema, debe exceder a la "carga neta positiva de succión" requerida de la bomba, si la vaporización ha de ser evitada.

Carga neta positiva de succión, de bombas manejando hidrocarburos líquidos volátiles. En estos casos la "carga neta positiva de succión se determina normalmente, suponiendo que la bomba está operando con agua, sin embargo, cuando se bombean hidrocarburos líquidos volátiles, la carga neta positiva de succión puede reducirse para obtener una operación satisfactoria en ciertas condiciones: la reducción permisible es función en cada caso particular, de la presión de vapor y de la gravedad específica del hidrocarburo que ha de ser bombeado.

CAVITACION:

El término cavitación, se refiere a las condiciones interiores de la bomba donde, debido a una caída de presión local, se forman cavidades o burbujas, las cuales, se llenan con vapor del mismo líquido que se está bombeando. Estas burbujas de vapor son altamente comprimidas tan pronto como alcanzan regiones de alta presión en su camino a través de la bomba. Para que las burbujas de vapor puedan formarse, se requiere que la presión disminuya por cualquier concepto, hasta el valor de la presión de vapor correspondiente a la temperatura del líquido. El hecho de que el líquido pudiera liberar aire que ha arrastrado, o bien que tenga lugar la formación de burbujas de aire o gas, no es motivo suficiente para producir cavitación, puesto que, el efecto debido a las burbujas de aire o gas en el funcionamiento y comportamiento de una bomba centrífuga, es diferente del producido por las burbujas de vapor.

La cavitación debe distinguirse de la separación del líquido, la cual se debe a la baja presión en la vena líquida cuando se forman remolinos. Experimentalmente, se ha encontrado que puede existir separación de la vena líquida sin que se presente cavitación y viceversa. La cavitación puede aparecer a lo largo de las partes estacionarias de una bomba, así como a lo largo de una vena líquida en movimiento como, por ejemplo, el impulsor de la bomba.

La reducción de la presión absoluta en el interior de la bomba, hasta aquella correspondiente a la presión de vapor, puede ser general para todo el sistema o únicamente local, esta última puede producirse sin que haya cambio en la presión promedio.

Una caída general de presión puede deberse a las causas siguientes:

- 1) Un incremento en la elevación estática de succión.
- 2) Una disminución de la presión atmosférica debida a un aumento de la

altitud sobre el nivel del mar, en la instalación de la bomba.

- 3) Una disminución en la presión absoluta del sistema, como sucede en el caso de succión hecha desde recipientes que operan con cierto vacío.
- 4) Un incremento en la temperatura del líquido que se bombea, lo cual tiene el mismo efecto que una disminución en la presión absoluta del sistema.

Una disminución local en la presión es debida a una cualquiera de las siguientes causas dinámicas:

- 1) Un incremento en la velocidad por aceleración de la bomba.
- 2) Separación y contracción del flujo (viscosidad).
- 3) Una desviación de la trayectoria normal de la corriente tal como sucede en un cambio de dirección, o pasando a través de una obstrucción (remolinos).

SIGNOS DE CAVITACION:

La cavitación se manifiesta por uno cualquiera de los siguientes signos, y en todos los casos afecta adversamente el funcionamiento de la bomba pudiendo dañar seriamente las partes de la misma.

a) Ruido y vibración: Esto es causado por el aplastamiento súbito de las burbujas de vapor, tan pronto como éstas alcanzan las zonas de alta presión dentro de la bomba. Estos signos de cavitación también pueden aparecer cuando la bomba se opera dentro de su rango normal, en caso de que la carga de succión no sea suficiente para suprimir la cavitación. En todas las bombas que operen en puntos notablemente diferentes de aquel de su mejor eficiencia, se encontrarán presentes ruido y vibración acompañatoria, en diferentes grados de intensidad, según que el punto actual de operación de la bomba se encuentre más cercano o más

lejaño de aquél de su mejor eficiencia. En estas condiciones, la admisión de pequeñas cantidades de aire dentro de la bomba en la succión, elimina completamente el ruido. El aire sirve de colchón amortiguador cuando sobreviene el aplastamiento de las burbujas de vapor, sin embargo, este procedimiento no es usado para eliminar ruidos de cavitación en bombas centrífugas, aunque sí es un procedimiento establecido en turbinas hidráulicas y en válvulas de mariposa de gran tamaño, donde el aire se admite automáticamente en cargas parciales. El efecto benéfico de la admisión de aire en la succión de la bomba bajo condiciones de cavitación, no se limita únicamente a la eliminación de ruido y vibración mecánica, sino que también se reduce la "picadura" sobre el impulsor, ya que dicho "picado" es causado por choque y aplastamiento de las burbujas de vapor.

b) Caída repentina en las curvas características de carga-capacidad y eficiencia: Esta señal aparece en grado diferente en bombas de diferentes velocidades específicas. En bombas de velocidad específica, baja (hasta 1,500), las curvas características de carga capacidad, eficiencia y potencia inclusive, caen súbitamente cuando la capacidad de la bomba se incrementa hasta el punto donde se alcanza la cavitación. Con velocidades específicas más altas (de 1,500 a 5,000), las curvas características caen gradualmente a lo largo del desarrollo de la curva hasta llegar al punto donde cae súbitamente, debido a la presencia de cavitación. El grado de caída en las curvas carga-capacidad y de eficiencia, depende de la velocidad específica y de la presión de succión, incrementándose para altas velocidades específicas y bajas presiones de succión.

En bombas multiplex. de varios pasos, la cavitación afecta únicamente al primer paso de la bomba, por lo tanto, la caída de las curvas carga-capacidad y de eficiencia, es menos pronunciada que en bombas de un

solo paso.

VELOCIDAD ESPECIFICA: Es un índice del tipo de bomba. Usando la capacidad y la carga en el punto de máxima eficiencia, se determina el perfil general o forma del impulsor. Numéricamente, la velocidad específica es "La velocidad en R.P.M. a la cual un impulsor debería girar si su tamaño es reducido para entregar 1 GPM contra una carga total de 1 pie. En unidades métricas, la capacidad será de un litro por segundo y la carga manométrica de 1 m. Impulsores para altas cargas de -- descarga tienen usualmente velocidad específica baja e impulsores para cargas reducidas tienen generalmente velocidad específica alta.

c) Destrucción de los álabes del impulsor: Si una bomba opera en condiciones de cavitación durante un lapso de tiempo más o menos largo, aparecerán picaduras en el metal de los álabes del impulsor. La cantidad de metal perdido dependerá de la clase de material del impulsor, y del grado de la cavitación. Experimentalmente, ha quedado demostrado de una manera concluyente, que el picado de los álabes del impulsor es debido únicamente a la acción mecánica del bombardeo o martilleo constante de las burbujas de vapor. Igualmente, se demostró que el aplastamiento de las burbujas de vapor es inofensivo cuando tiene lugar enteramente rodeado por la corriente de líquido.

La picadura del metal por cavitación como resultado del golpeteo repetido de las burbujas de vapor, debe distinguirse de la debida a corrosión y erosión del metal, la primera de las cuales, es causada exclusivamente por la acción química y electrolítica de los líquidos bombeados, mientras que la segunda consiste en el desgaste de todas las partes metálicas de una bomba debido a materias extrañas arrastradas por el líquido tales como arenas, granilla silícea carbón, etc.

ATAQUE SUFRIDO EN-EL METAL POR CAVITACION:

En bombas de diseño normal, las presiones más bajas ocurren en la parte de atrás del álabe del impulsor, ligeramente fuera del filo de succión. La picadura por cavitación aparece un poco más adelante, - - aguas abajo, donde las burbujas de vapor sufren aplastamiento, sin embargo, cuando una bomba está operando continuamente a capacidad considerablemente mayor que la normal, la picadura por cavitación puede aparecer en la parte frontal del álabe, en las puntas de succión del mismo.

Medios para evitar o reducir la cavitación:

- 1) Un conocimiento de las características de cavitación de bombas, es el requisito previo más importante para cualquier estudio de problemas de cavitación.
- 2) Segundo en importancia, es el conocimiento de las condiciones de succión existentes para la instalación, cuando se hace la selección de la bomba.
- 3) Un incremento en el diámetro de la tubería de succión, reducción de la longitud de la misma, eliminación de curvas, provisión de una buena campana a la entrada de la succión, en otras palabras, reducir las pérdidas en la tubería de succión, mejorará las condiciones de succión de una bomba, en lo que hace a problemas de cavitación.
- 4) Un aumento del área de succión en la entrada a la bomba.
- 5) Cuando no es posible eliminar o reducir la cavitación, podrán usarse materiales especiales para resistir la picadura del metal debida a cavitación.
- 6) El ruido y vibración causados por cavitación pueden ser reducidos o eliminados por la admisión de pequeñas cantidades de aire en la succión de la bomba.

TIPOS DE AGRUPAMIENTO DE BOMBAS CENTRIFUGAS

- Agrupamiento en serie.

Cuando un determinado volumen de líquido debe ser entregado a un sistema donde se requiere producir una carga total de descarga muy alta, pueden agruparse bombas centrífugas en serie, es decir, conectando la descarga de una primera, con la succión de una segunda bomba. La característica de un agrupamiento en serie reside en el hecho de que la carga total de descarga (H_{TD}) del grupo, es igual a la suma de las cargas totales de descarga particulares de cada una de las bombas.

Cuando dos bombas centrífugas de las mismas características de diseño se conectan en serie, la carga total de descarga del grupo es prácticamente el doble de la carga total de descarga de una de las bombas.

Cuando las cargas totales de descarga sean diferentes, de cualquier manera éstas se sumarán; pero es de especial importancia que las dos bombas sean de la misma capacidad, es decir, que puedan manejar la misma cantidad de líquido en la unidad de tiempo.

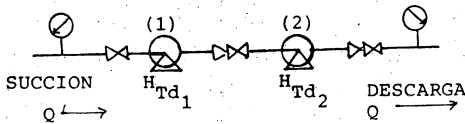


FIG. III-56

Esquema de un agrupamiento en serie.

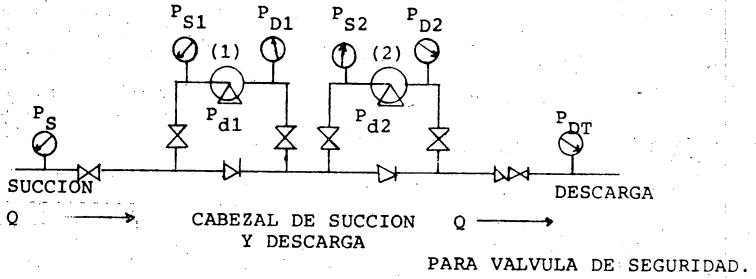


FIG. III-57

Diagrama de Flujo de un agrupamiento en serie.

quedando las presiones de la siguiente manera:

$$P_S = P_{S1}$$

$$P_{D2} = P_{DT}$$

$$P_{S1} + P_{d1} = P_{D1}$$

$$P_{d1} = P_{d2}$$

$$P_{D1} = P_{S2}$$

$$P_{S1} + P_{d1} + P_{d2} = P_{DT}$$

$$P_{S2} + P_{d2} = P_{D2}$$

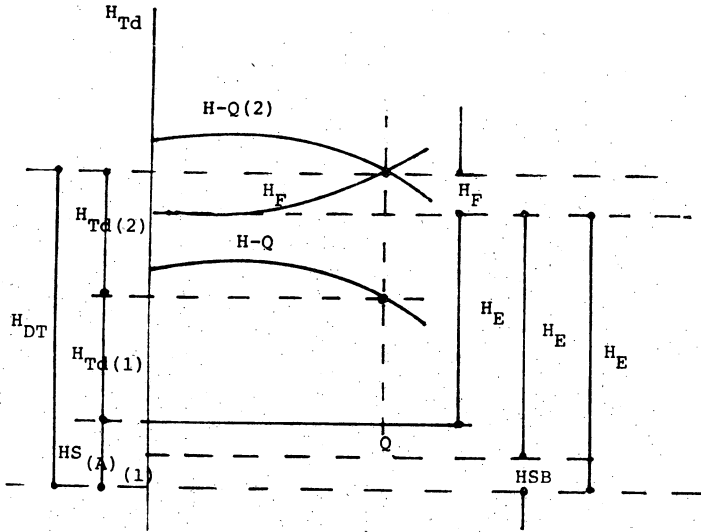


FIG. III-58

Curvas características de funcionamiento de dos bombas centrífugas en serie.

Donde: $H_{DT} = H_{S(A)} + H_{Td(1)} + H_{Td(2)} = H_F + H_E + H_{SB}$

H_{Td} = Carga total de descarga

$H_{S(A)}$ = Carga de succión bomba (A) (1) = $H_{S(A)}(1)$

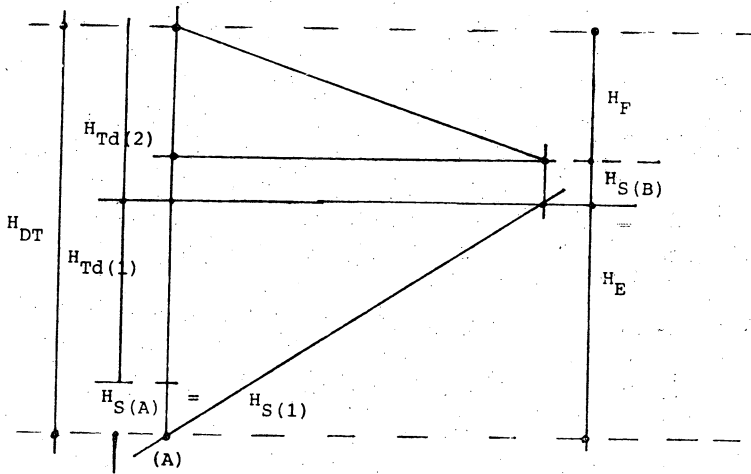
H_F = Carga de fricción del sistema

H_E = Carga estática del sistema

H_{SB} = Carga de succión del sistema (estación B)

H_{DT} = Carga de descarga total

$(H-Q)_2$ = Carga-capacidad de dos bombas en serie



$$H_{DT} = H_{S(A)} + H_{Td(1)} + H_{Td(2)} = H_f + H_{S(B)} + H_E$$

FIG. III-59

Diagrama hidráulico de un sistema (A-B) para dos bombas (1 y 2) en serie en estación (A)

AGRUPAMIENTO EN PARALELO.

Cuando de otro modo, lo importante es una capacidad mayor para una misma carga total de descarga determinada, dos bombas se conectan en paralelo. La característica de este agrupamiento consiste en la suma de las capacidades particulares de cada una de las bombas para dar la capacidad total del grupo, es decir, $Q = Q_1 + Q_2$; ($Q_1 = Q_2$). En este agrupamiento es mucho más conveniente que las dos bombas sean de la misma capacidad y que operen en un sistema que, en función de las cargas a vencer, no disminuya su capacidad normal. Tanto el agrupamiento en serie como el paralelo tienen sus limitaciones en cuanto al uso de bombas diferentes, por ejemplo, en este último caso, las protecciones por bajo gasto y extremo bajo gasto serían diferentes.

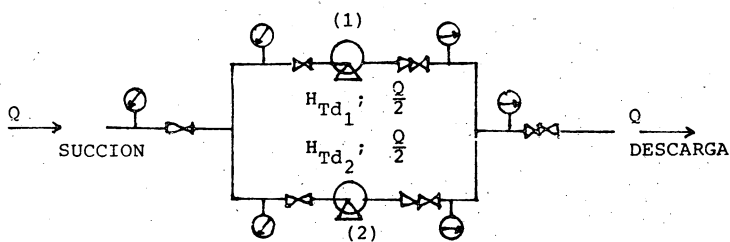


FIG. III-60

Esquema de un agrupamiento en paralelo.

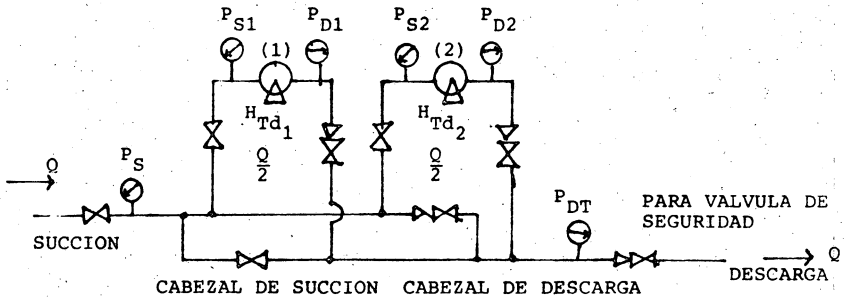


FIG. III-61

Diagrama de flujo de un agrupamiento paralelo

quedando las presiones de la siguiente manera:

$$P_S = P_{S1} = P_{S2}$$

$$P_{S1} + P_{d1} = P_{D1}$$

$$P_{S2} + P_{d2} = P_{D2}$$

$$P_{D1} = P_{D2} = P_{DT}$$

$$P_{d1} = P_{d2}$$

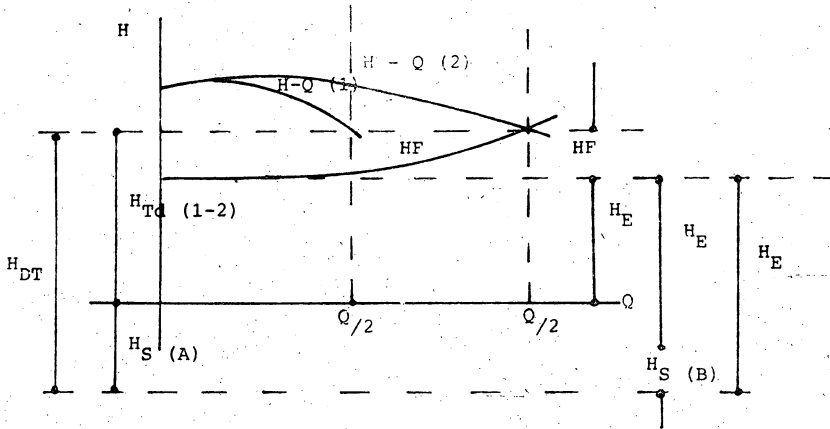


FIG. III-62

Curvas características de funcionamiento de dos bombas centrífugas en paralelo.

donde: $H_{DT} = H_{S(A)} + H_{Td} = H_F + H_E + H_{SB}$

H_{Td} = Carga total de descarga de las bombas en paralelo =

$$H_{Td(1)} = H_{Td(2)}$$

$H_{S(A)}$ = Carga de succión del grupo.

H_{DT} = Carga de descarga total

H_F = Carga de fricción del sistema

H_E = Carga estática del sistema

H_{SB} = Carga de succión en estación (B)

$(H-Q)_{(2)}$ = Carga-capacidad de dos bombas en paralelo.

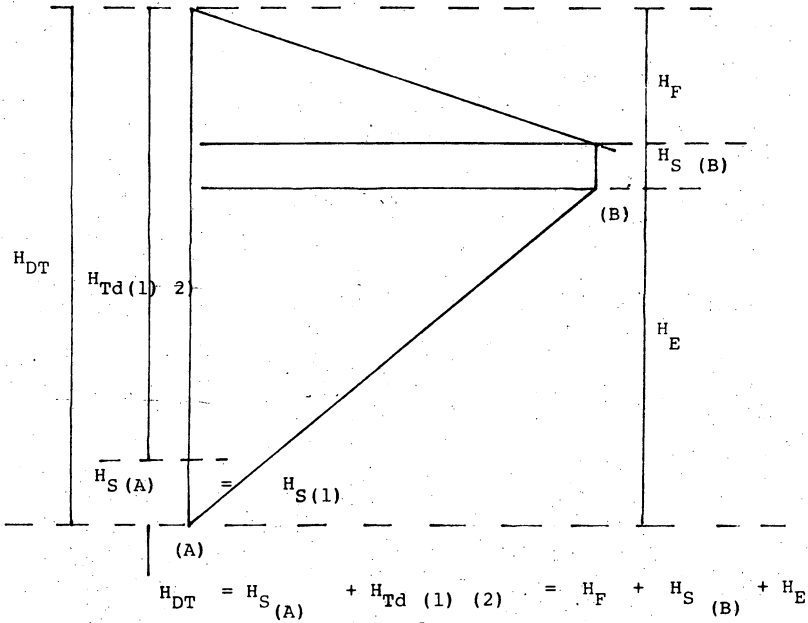


FIG. III-63

Diagrama hidráulico de un sistema (A) - (B) para dos bombas en paralelo en (A)

AGRUPAMIENTO SERIE PARALELO.

La característica de este agrupamiento queda definida en la descarga total, por el incremento de la presión dado por el número de bombas en serie, como por la suma de los gastos función del número de series en paralelo.

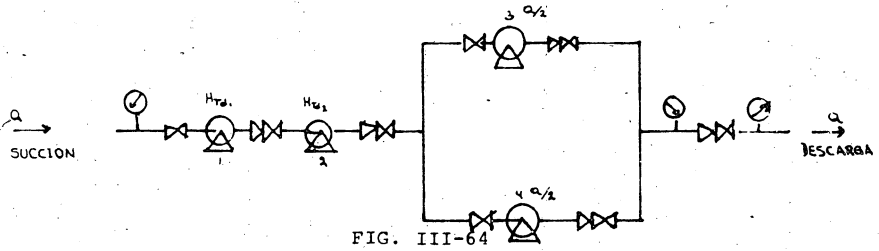


FIG. III-64

Esquema de un agrupamiento serie paralelo.

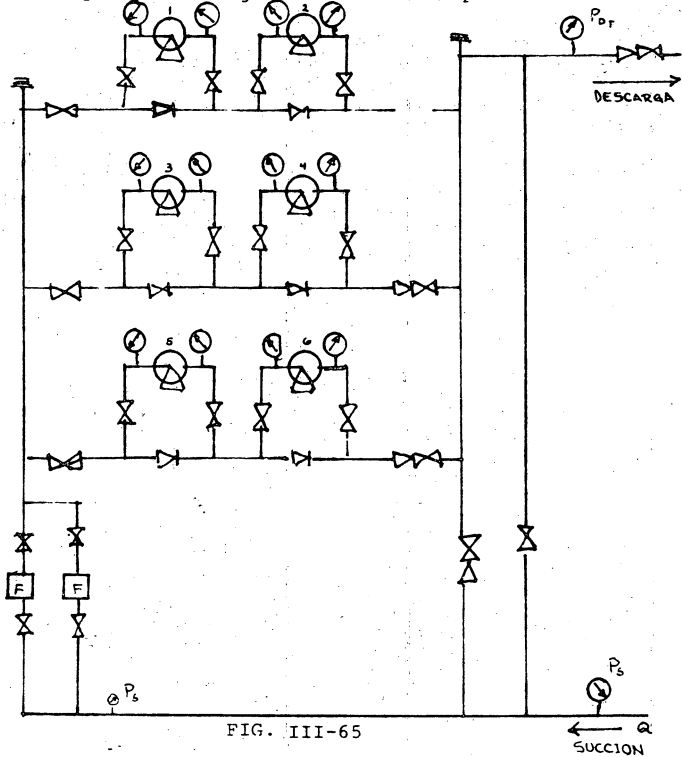


FIG. III-65

Diagrama de flujo de un agrupamiento serie paralelo.

P_S = Presión de succión de estación

$P_{S(1)} = P_{S(3)} = P_{S(5)}$ = Presión de succión de bombas (1), (3) y (5) = P_S

$P_{S1} + P_{d1} = P_{S(3)} + P_{d3} = P_{S(5)} + P_{d(5)} = P_{D(1)} = P_{D(3)} = P_{D(5)}$

$P_{S(2)} = P_{S(4)} = P_{S(6)}$

$P_{S(2)} + P_{d(2)} = P_{S(4)} + P_{d(4)} = P_{S(6)} + P_{d(6)} = P_{D(2)} = P_{D(4)}$

$P_{D(6)} = P_{DT}$

$P_{d(1)} = P_{d(2)} = P_{d(3)} = P_{d(4)} = P_{d(5)} = P_{d(6)}$ = presión diferencial de bombas.














$P_{D(1)} = P_{D(3)} = P_{D(5)}$ = Presión de descarga de bombas (1), (3) y (5)

$P_{S(2)} = P_{S(4)} = P_{S(6)}$ = Presión de succión de bombas (2), (4) y (6)

$P_{D(2)} = P_{D(4)} = P_{D(6)}$ = Presión de descarga de bombas (2), (4) y (6)

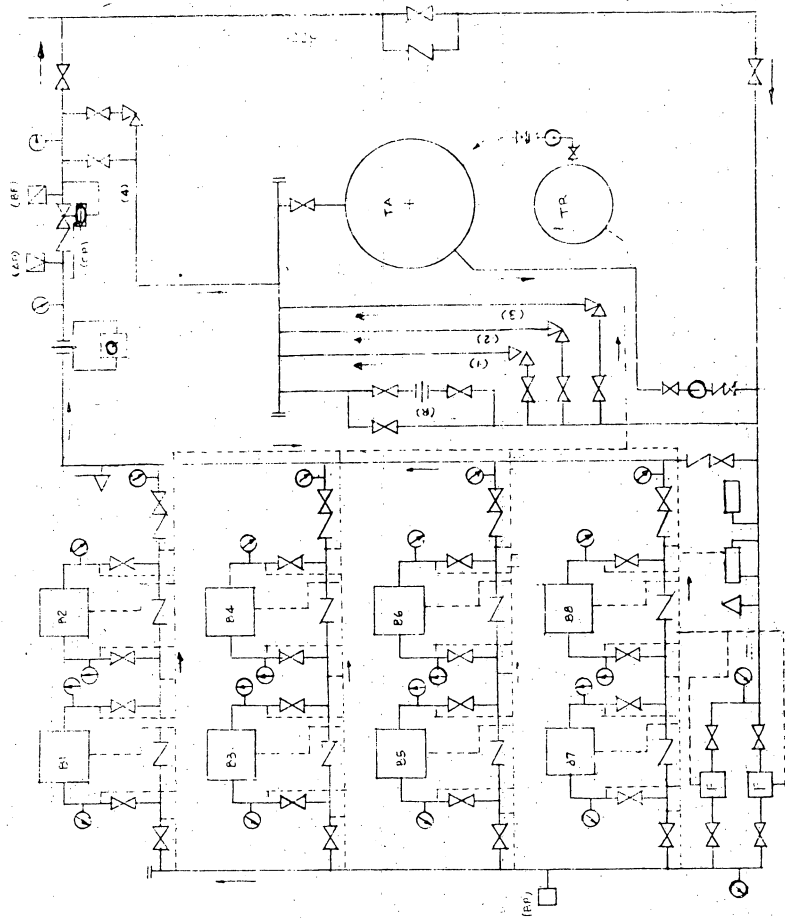
P_{DT} = Presión de descarga total de estación.

DIAGRAMA DE FLUJO DE UNA ESTACION DE BOMBEO EQUIPADA CON 8 BOMBAS CENTRIFUGAS AGRUPADAS EN SERIE PARALELO. TRES GRUPOS EN OPERACION Y UNO EN RELEVO.

-  B1-B2-B3-B4-B5-B6-B7-B8 Bombas centrífugas.
-  válvula tipo macho.
-  válvula de retención.
-  CP  válvula controladora de presión en la descarga.
-  indicador de presión.
-  medición de gasto.
- BP  disparo por bajo gasto.
- BP  disparo por baja presión de succión. ALTA PRESIÓN
-  (1) (2) (3) (4) válvulas de seguridad en la succión y en la descarga.
-  F filtros de canasta.
- (TA) tanque de alivio.
- (TR) tanque de recuperación.
- $71-77$  bombas centrífugas de transferencia (trasiego) y reinyección.
- R- disco de ruptura.
-  temperatura de flujo en succión y descarga.

densímetro o gravitómetro.

viscosímetro (muestreo).



FIGS: 111-26

III.-5 ESTACIONES DE BOMBEO

Las estaciones de bombeo de un sistema de transporte se pueden clasificar para fines de estudio de acuerdo con el cuadro siguiente:

Por su función o propósito	{ De sistemas de recolección De sistemas troncales De ambas clasificaciones
Por el tipo de equipo empleado	{ Con bombas reciprocantes Con bombas centrífugas
Por el método de operación	{ Eléctrica De combustión interna
Por el fluido manejado	{ De crudo De productos derivados

DE SISTEMAS DE RECOLECCION.

Las estaciones de sistemas de recolección se localizan normalmente en los campos de obtención de crudo o cerca de éstos. Estas estaciones envían a los sistemas troncales el crudo que se recolecta de los diferentes campos de producción. Pueden incluir una o más bombas; éstas y los motores que las impulsan, se instalan algunas veces cubiertas por edificaciones fácilmente desmantelables, o a la intemperie, donde las condiciones climáticas lo permitan.

Las unidades de bombeo son usualmente accionadas por pequeños motores de combustión interna que utilizan gas natural, gasolina o diesel como combustible; sin embargo, donde se cuenta con energía eléctrica -- disponible a tarifa razonablemente económica, es preferible el empleo de motores eléctricos.

Después de que el crudo se recibe en una estación de recolección, ésta podrá enviarlo a otra estación de recolección más cercana al sistema troncal, o directamente a la estación del sistema troncal.

ESTACIONES DE SISTEMAS TRONCALES.

Las estaciones de bombeo de sistemas troncales usualmente de capacidad mucho mayor, envían el crudo suministrado por un grupo de estaciones de recolección, a refinерías o terminales más lejanas. Se localizan precisamente sobre las principales arterias de conducción, ya sea de petróleo crudo a refinерías, o productos refinados a terminales de distribución. Las líneas de productos se originan normalmente en refinерías y suministran destilados del petróleo a sistemas de distribución o a terminales de embarque. En razón de su función, las estaciones de bombeo de sistemas troncales son de gran capacidad y consecuentemente, equipo más pesado.

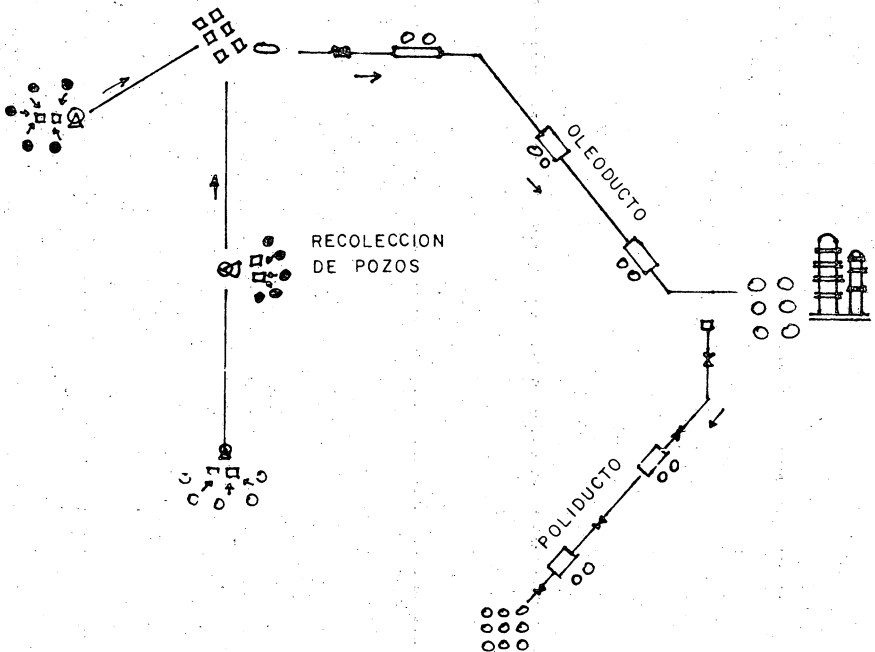


FIG. III-67

BOMBAS DE GRAN TAMAÑO PARA OLEODUCTOS Y POLIDUCTOS.

- Tres diferentes operaciones de bombeo.
- Bombeo en circuito abierto.

En este tipo de operación, como se muestra en la Fig. III-66, cada estación succiona el producto manejado de su, o sus propios tanques de almacenamiento, enviándolo a través del oleoducto o poliducto correspondiente a la siguiente estación, por lo tanto, cada una de éstas estaciones trabaja con una presión de succión que es función de la altura del tanque sobre la bomba, y opera en forma independiente de las anteriores o posteriores. Las ventajas de esta operación de bombeo son:

- a) El manejo de un líquido pesado o de un aceite viscoso, no tarda la rapidez de operación en tanto no entra en la última sección del poliducto u oleoducto, siempre y cuando se disponga de la cantidad suficiente de líquido bombeado en los tanques de almacenamiento de las estaciones subsecuentes a la terminal de envío.
- b) No es necesario ligar la operación de todas las estaciones en una forma muy precisa.
- c) Se tiene una menor probabilidad de encontrarse con altas presiones en la succión de la estación; por lo tanto, no se necesita un control de presión en el lado de succión de la estación.

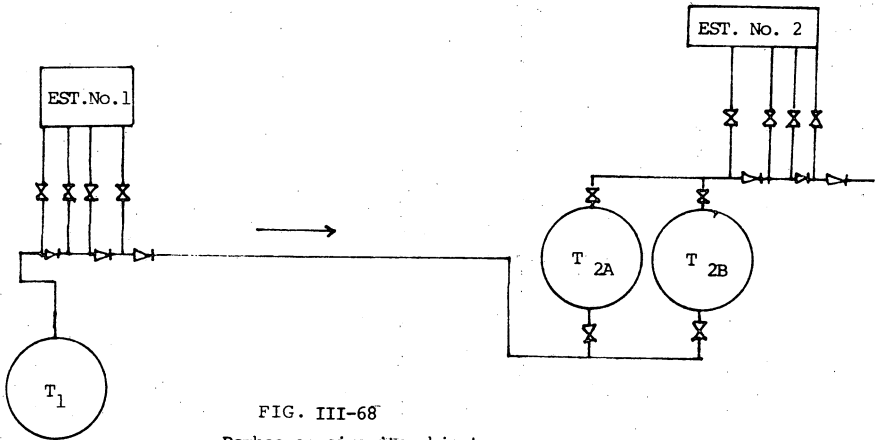


FIG. III-68
Bombeo en circuito abierto.

BOMBEO CON TANQUE DE ALIVIO

Con este tipo de operación, normalmente se bombea de la descarga de una estación, al cabezal de succión de la siguiente, como se ilustra en la Fig. III-69, y además, se cuenta con un tanque de almacenamiento de poca capacidad conectado a la succión de cada estación.

Este tipo de operación es bastante similar al anterior, siendo la diferencia entre uno y otro, la capacidad de los tanques de almacenamiento y en que el ajuste del ritmo de bombeo en cada estación, no se hace únicamente por medio del líquido almacenado, sino que se mantiene a la estación en operación mediante una combinación de línea y tanque. Asimismo, el ritmo de bombeo de todas las estaciones se conserva aproximadamente igual al correspondiente a la estación próxima siguiente.

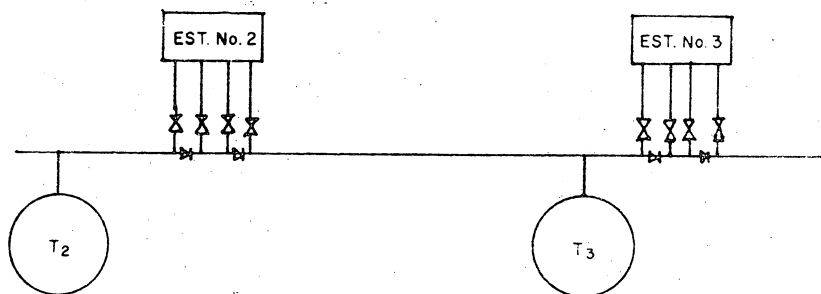


FIG. III-69

Bombeo con tanque de alivio

BOMBEO EN CIRCUITO CERRADO

En este tipo de operación- ilustrado en la Fig. III-70, se bombea de la descarga de una estación directamente a la succión de la siguiente, y no existe conexión directa del cabezal de succión al tanque de almacenamiento aunque sí en algunas ocasiones, cuando el líquido manejado lo permite, a través de dispositivos de seguridad tanto de la succión como de la descarga y también, como receptor de un escurrimiento regresivo del líquido contenido en la línea. Las ventajas principales de esta operación son:

a) Los crudos o productos muy volátiles se conducen casi siempre en condición segura, confiable y eficiente, debido a que siempre se bombean bajo presión.

b) Se puede obtener un mayor flujo de crudos pesados, mezclándolos con productos más ligeros para reducir su viscosidad, teniendo

se menores pérdidas de los productos ligeros.

c) Se eliminan las pérdidas por evaporación que se tienen cuando se bombea de un tanque de almacenamiento o hacia dicho tanque.

d) En el caso de que el diseño y la organización lo aconsejen, se elimina la inversión correspondiente a tanque y el costo de mantenimiento normal.

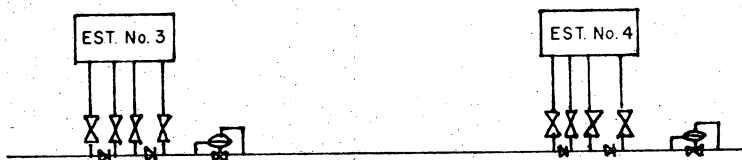


FIG. III-70

Bombeo en circuito cerrado.

Como uno de los principales puntos en el estudio de un oleoducto o poliducto debe considerarse el correspondiente al perfil, trazo y ruta del mismo, con lo cual puede principiarse el estudio económico que involucra los diferentes conceptos como diámetro de la tubería, número de estaciones, tamaño y número de pasos de las bombas centrífugas, potencia de los motores accionadores, y fuentes de abastecimiento de la energía eléctrica o térmica.

Como se observa en las consideraciones anteriores, una bomba en un oleoducto o poliducto, forma parte de un sistema completo de bombeo, y por lo tanto, al hacer el estudio económico citado, se le debe incluir como una de las variables a tomar en cuenta para obtener la combinación más económica de equipo, tanto en operación como en mantenimiento, confiabilidad y flexibilidad.

Los estudios de localización de estaciones de bombeo, tomando en cuenta el perfil topográfico en particular, conducen casi siempre a consideraciones muy diferentes de un sistema de bombeo a otro similar, aún cuando se trate del mismo producto.

En efecto, si se comparan dos países petroleros, uno casi sin relieves topográficos, el otro como el nuestro, con una topografía muy accidentada, y además, con naturalezas de terreno diferentes y factores como por ejemplo, tormentas de arena y temperatura ambiente hasta de 60°C, muestran lo diferente que puede ser un sistema con respecto al otro.

Se puede suponer que en el primer país, los oleoductos parten del mar hacia el interior sin que existan en la ruta elevaciones intermedias de consideración. Generalmente, las bombas utilizadas se alimentan a través de un tanque de almacenamiento o por medio de una bomba de ayuda (Booster). El caso es relativamente simple, aún cuando los volúmenes transportados son extremadamente altos, alrededor de -----

3'400,000 BPD.

El tipo de bomba utilizado para esta aplicación, es de dos pasos en serie con impulsores de doble succión, o también bombas de un solo paso con impulsor de doble succión. En ambos casos, la bomba es de carcaza bipartida axialmente.

Una de las bombas más grandes de este tipo, es de un solo paso, de doble succión, de eje horizontal y de carcaza bipartida axialmente. El impulsor es de acero al cromo 11-13%. El peso total de la bomba es de 16,200 Kg. El elemento rotatorio que pesa aproximadamente 2 toneladas, se apoya sobre 2 soportes cojinete lubricados con aceite a presión.

El gasto manejado por esta bomba es de alrededor de 3'450,000 BPD. contra una carga manométrica total de 500 pies. Tiene una eficiencia de 91%, y es accionada por una turbina de gas de 12,000 HP, a través de un reductor de velocidad que la hace girar a 1430 RPM. La columna neta positiva de succión requerida, es del orden de 150 piés, lo que demuestra para estos casos en particular, la importancia de tener una bomba de ayuda (Booster) para suministrar carga de succión. Finalmente, cabe hacer notar, que la carcaza de este tipo de bombas, es de doble voluta para reducir el empuje axial y que el diámetro del impulsor es de 34 -- plgs.

En cuanto a los países como el nuestro, en los que casi siempre se bombea desde el nivel del mar hasta elevaciones considerables como 2000 metros o más, las consideraciones para la selección del tipo de bomba son diferentes, y los problemas típicos están representados por los puntos altos o cumbres en la ruta del oleoducto o poliducto, como se ilustra en el croquis de la Fig. III-71.

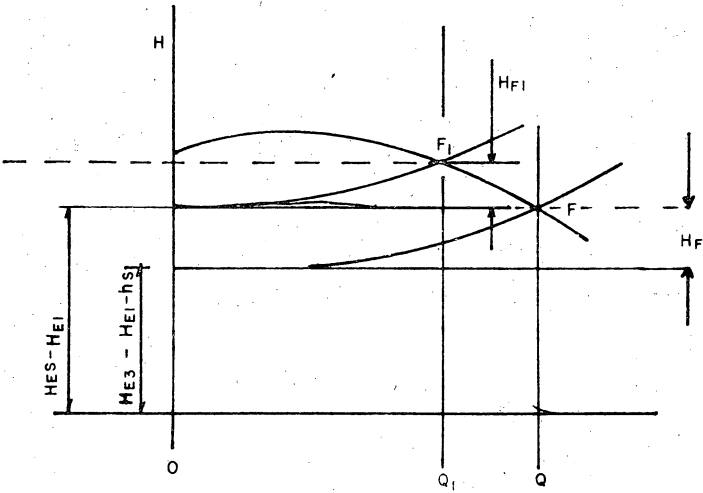
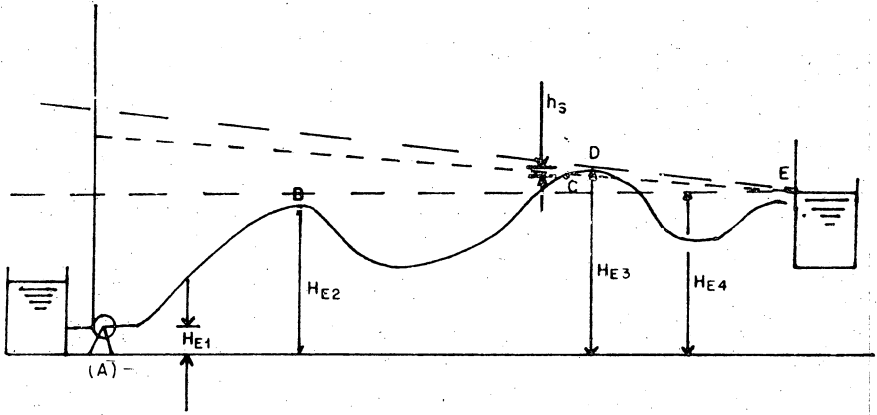


FIG. III-71

Esta figura utilizada como ejemplo típico de un sistema como el -
citado, permite ver que es peligroso obtener la altura total de bombeo
basándose únicamente en la altura geométrica sobre el nivel de referen-
cia, y las pérdidas de carga por fricción,

$$H_{DT} = (H_{E4} - H_{E1}) + H_{FAE}$$

puesto que en la cima del punto "D" se podría presentar un efecto
de sifón. La altura de este sifón sería:

$$h_s = H_b - H_{vp} - H_{F(S)}$$

h_s = altura del sifón

H_b = carga barométrica

H_{vp} = carga debida a la presión de vapor del líquido a la temperatura de
flujo.

$H_{F(S)}$ = carga de fricción (pérdidas por fricción en el sifón).

Además, para poder trabajar con esta altura de sifón requerida, se
ría necesario que:

$H_{DT} = H_{E3} - H_{E1} - h_s + H_{FAC} =$ Punto "F" de la curva de
operación, si el sistema de tubería no posee un dispositivo alimenta-
dor del sifón (bomba neumática, eyector de aire), de todas maneras la -
estación (A) debe desarrollar una altura (carga) total a gasto cero, su
superior al valor $(H_{E3} - H_{E1})$ de tal manera que en el punto (F_1) de la --
curva característica del sistema, el gasto correspondiente (Q_1) esté ani-
mado de una velocidad suficientemente alta en el sifón (superior a 1.5
m/seg.) para asegurar la alimentación.

Si:

$$H_{E3} - H_{E4} - H_{FCE} > h_s$$

el sifón no interviene y en este caso, la altura total tendría que ser:

$$H_{DT} = H_{E3} - H_{E1} + H_{FAD} + H_{FDE} - (H_{E3} - H_{E4})$$

Si no se quiere tener el efecto de sifón, se podría instalar una tubería de oscilación para aereación en cada punto alto o cima como (B) y (D).

En esta alternativa la estación (A), se calcularía para una elevación entre (A) y (D), siempre y cuando el flujo desde (D) a (E) se pudiera mantener por gravedad, luego entonces se tendría:

$$H_{E3} - H_{E4} = H_{FDE}$$

por lo tanto:

$$H_{DT} = H_{E3} - H_{E1} + H_{FAD}$$

Como se deduce de todo lo anterior, el perfil topográfico es un factor determinante en cuanto a las alturas (cargas) totales que se deben alcanzar en las estaciones de bombeo, y por otra parte como ya se dijo, la localización de las estaciones intermedias en su caso, entran en un estudio económico, puesto que si por ejemplo, fuera necesario alcanzar una altura (carga) total de " H_{DT} " metros, y el espesor de la tubería no correspondiera a la presión de trabajo necesaria, o bien, se tendría que pensar en dos tuberías en paralelo o en un espesor mayor, lo cual elevaría rápidamente el costo del oleoducto o poliducto.

Como se puede ver, el problema es bastante complejo, incluye muchas variables y resulta demasiado extenso para tratarlo en estas notas.

En cuanto a las bombas utilizadas para oleoducto en nuestro país, a diferencia de las descritas anteriormente para el caso de países con topografía sin relieves apreciables, casi siempre serán de más de un paso. En lo tocante al agrupamiento, también casi siempre será de utilizar dos o más en serie.

En este tipo de arreglos, la solución más ventajosa, consiste en

que la última bomba en serie, ya sean 3 ó 4, sea de velocidad variable, y las primeras de velocidad constante.

Lo anterior, permite variar la altura (carga) manométrica total en función de la velocidad de la última bomba, lo cual se podría controlar en función de los regímenes de bombeo deseados, en esta solución, para la unidad de reserva se tendría que prever que también fuera de velocidad variable.

En lo tocante a las bombas utilizadas en los poliductos para bombeo de productos diferentes como gasolinas, diesel, etc., se tiene generalmente una curva de operación como la mostrada en la Fig. III-72, como se ve debido a las diferencias en las gravedades específicas de los productos manejados, para una misma velocidad se obtienen distintas presiones de descarga, lo cual para un poliducto dado no es muy conveniente, puesto que para el caso de bombeo a velocidad constante, obligaría a tener capacidades de bombeo reducidas para los casos de los productos más pesados, puesto que la presión alcanzada podría llegar cerca de la de trabajo, y por lo tanto, se sometería continuamente a la tubería a constantes ciclos de esfuerzo-deformación.

Por lo anterior, y en general para las bombas de poliductos, se trata casi siempre de obtener un motor accionador que permita variar la velocidad en un rango aproximado de 15% a 20% (o más, tratándose de distintos productos cuyas gravedades específicas estén muy alejadas unas de otras).

Para lograr lo anterior, es interesante hacer resaltar las soluciones más utilizadas hoy en día, como son:

a) Cuando se pretende utilizar motor eléctrico. Para este caso en el cual se ha decidido utilizar motor eléctrico, para fijar ideas, se recomienda utilizar únicamente un motor común y corriente tipo jaula de ardilla, y no pensar en motores tales como de rotor devanado, o de corrien

te continua, ya que su rendimiento es muy inferior a la combinación de motor de velocidad constante acoplado a un variador de velocidad y su costo es bastante superior al de esta combinación. Por otra parte, -- puesto que para las bombas se selecciona la velocidad de operación -- más alta (3,600 RPM), ninguno de los dos últimos motores mencionados -- sirve para un servicio continuo por arriba de una velocidad de 1,200 RPM.

Dentro de la gama de variadores de velocidad se pueden mencionar -- los del tipo hidráulico, de cople magnético, de control de frecuencia; -- de los cuales, el más utilizado es el acoplamiento hidráulico, algunas -- veces combinado con un multiplicador de engranes , para obtener variacio -- nes de velocidad en más y en menos.

b) Cuando se utiliza el motor de combustion interna. En este caso la tendencia es la de utilizar las turbinas de gas acopladas en la misma forma que el motor eléctrico, o sea, con algún tipo de variador, o en al -- gún caso excepcional acoplada directamente a una bomba de alta velocidad. Lo anterior no excluyela posibilidad de utilizar los motores de combustión interna de baja o mediana velocidad, puesto que en algunos casos, compiten ventajosamente con las turbinas de gas por el tipo de combustibles que pue -- den quemar. Cabe mencionar que el tipo de bombas utilizadas casi siempre para servicio en poliductos, solo son diferentes en que cuando se necesita bombear un líquido tal como gas licuado, de gravedad específica inferior a 0.7, las normas internacionales de petróleo sugieren utilizar una bomba bi -- partida radialmente, aun cuando en nuestro país no se sigue esta práctica y se utilizan bombas bipartidas axialmente. Otra de las diferencias de -- aplicación entre este tipo de bombas, consiste en que la mayoría de las -- ocasiones se utilizan sellos mecánicos en lugar de empaques normales.

En cuanto a lo demás, se puede considerar que no existe diferencia -- alguna para este tipo de servicio y el mencionado en lo tocante a oleoduc -- tos.

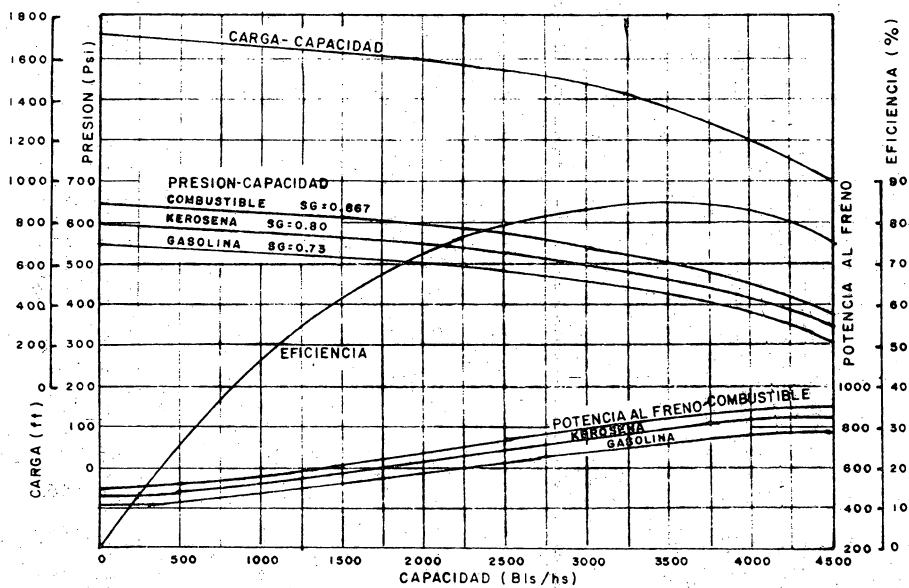


FIG. III-72

TUBERIAS UBICADAS POR ENCIMA DE LA LINEA DE GRADIENTE HIDRAULICO.

En la Fig. III-73, se muestra una tubería que tiene una parte de su longitud arriba del gradiente hidráulico. En tanto que esta línea de gradiente no es completamente recta, puede considerarse así en este estudio y representarla por (ADB). El punto (C) de la tubería se encuentra arriba del gradiente. La presión es inferior a la atmosférica y está dada por la carga o altura (CD). En lugares donde el gradiente se cruza con la tubería, la presión es igual a la atmosférica. Si la porción de tubería que se encuentra por encima del gradiente es hermética en toda su longitud a la entrada de aire, y la velocidad de flujo es suficientemente alta, el flujo tendrá lugar bajo la carga (H). Tratándose de agua, ésta generalmente contiene cierta cantidad de aire en solución que es liberado siempre que la presión cae hasta ser menor que la atmosférica. Por esta razón se estipula que la velocidad de flujo deberá ser suficientemente alta de manera que cualquier cantidad de aire libre en la porción de tubería que se encuentra arriba del gradiente, sea arrastrada por la corriente expulsándolo fuera de dicha porción de línea, si la velocidad de flujo no es la suficiente, el aire se acumulará en la cima tendiendo a elevar la presión en ese lugar. Esto causará que el punto (D) en el gradiente sea levantado y que la porción (AD) del gradiente tenga entonces una disminución de pendiente indicando una reducción del régimen de flujo, en tanto que la porción (DB) del gradiente tendría una caída total mayor que la mostrada, indicando un incremento del régimen de flujo en la segunda parte de la tubería, lo cual, sería imposible si el flujo en la tubería fuera a tubo lleno. Es probable que la tubería más allá del punto (C) no estuviera completamente llena, sino hasta alcanzar un lugar donde fuera necesaria una presión positiva para expulsar el agua a lo largo de la parte restante de la tubería, contra las resistencias por fricción y la contrapresión en el extremo sumergido.

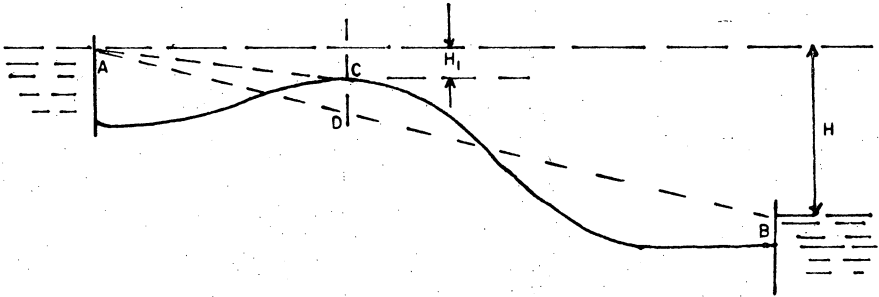


FIG. III-73

Tuberías ubicadas por encima del gradiente hidráulico.

BOMBAS PARA SERVICIOS ESPECIALES.

Las bombas para servicios especiales son varias, pero se consideran como las de mayor interés para la industria petrolera, las bombas diseñadas para dar carga, llamadas Bombas de Ayuda o "Booster".

Estas bombas cuya finalidad es aumentar la presión en la succión de las bombas principales de línea, por ejemplo, bombas de oleoductos que giran a relativa gran velocidad, desarrollan una potencia elevada pero requieren una presión de succión suficiente para no provocar cavitación. En efecto, las leyes de similitud indican que una bomba de dimensiones fijas incrementa su capacidad en razón directa con la velocidad de giro, su presión de descarga con el cuadrado de la velocidad y su potencia con el cubo de la velocidad.

Resulta entonces más económico instalar una bomba de ayuda (Booster) en serie con bombas que giren a gran velocidad, de potencia específica -

elevada y de dimensiones más pequeñas.

La solución usual dentro de la construcción de las bombas de ayuda, es una bomba tipo barril en la que la longitud del cuerpo está en razón inversa con la carga neta positiva de succión (CNPS).

Una bomba de este tipo con un impulsor de doble succión, se muestra en la Fig. III-74.

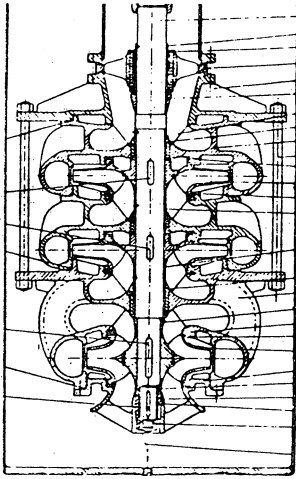


FIG. III-74

Bomba de Ayuda.

III-6 LINEAS DE CONDUCCION.

GENERALIDADES Y CONCEPTOS BASICOS.

Las líneas de conducción son el medio por el cual, se transportan los fluidos desde la fuente de abastecimiento hasta la terminal de consumo o proceso.

Generalmente, estas líneas de conducción son de sección ---- transversal circular (tuberías), y el fluido es transportado por éstas a presión.

La presión del fluido en las tuberías, está originada por la utilización de estaciones de bombeo o compresión, o por gravedad - cuando la localización de la línea conductora, es de tal manera -- que el fluido dentro de ella circula debido a su propio peso.

Velocidad del fluido.- La velocidad media del flujo, se define como el desplazamiento de sus partículas en la unidad de tiempo:

$$v = \text{Desplazamiento del fluido} / \text{segundos.}$$

Gasto.- El gasto, es igual al producto de la velocidad del - fluido y el área de la sección transversal del conducto, y se expresa matemáticamente:

$$Q = v \times A , \quad \text{en donde,}$$

Q = Gasto.

v = Velocidad del fluido

A = Area de la sección transversal de la tubería.

En hidráulica, a esta expresión se le dá el nombre de:

ECUACION DE CONTINUIDAD.

TIPOS DE FLUJO.- El flujo, por la trayectoria que siguen las partículas del fluido, puede ser laminar o turbulento. En el primero, las partículas del fluido siguen una trayectoria recta, paralela a las paredes del conducto; en el segundo, la trayectoria de -- las partículas es completamente irregular (desordenada).

Lo que determina si un flujo es laminar o turbulento, es un número denominado "Número de Reynolds", que depende de la velocidad, densidad y viscosidad del fluido, y del diámetro de la tubería.

La expresión matemática del Número de Reynolds, es la siguiente:

$$N_R = \frac{v D \rho}{\mu} \quad \text{en donde;}$$

- N = Número de Reynolds.
 ρ = Densidad del fluido (g_m/cm^3)
 v = Velocidad el fluido (cm/seg.)
 μ = Viscosidad del fluido ($g_m/cm.seg.$)
 D = Diámetro interior de la tubería. (cm)

Cuando este número es menor o igual a 2000, el flujo es laminar; para un valor superior, el flujo es turbulento.

REGIMEN DE FLUJO CONTINUO Y VARIABLE.- El régimen de flujo continuo se presenta, cuando en cualquier punto de la línea de conducción, el gasto es constante. El régimen de flujo variable se presenta cuando el gasto varía constantemente, con relación al tiempo.

Para este punto, de líneas de conducción, se considerará únicamente el régimen de flujo continuo, ya que es el régimen de flujo que generalmente prevalece en un sistema de bombeo.

El régimen de flujo variable, se tratará, con lo relativo a golpe de ariete en los sistemas de bombeo.

FRICCIÓN EN LAS TUBERIAS.- La Fig. III-75, ilustra una tubería alimentada por un depósito de líquido. La tubería en el punto (A), se encuentra sujeta a la presión que le produce la altura o carga (H) del líquido en el depósito, y que se considera constante.

El líquido al desplazarse a través de la tubería, va encontrando una resistencia debida a la fricción que éste provoca con las paredes del ducto o tubería. Esto se manifiesta por una pérdida de carga o caída de la presión del fluido, a lo largo de la tubería.

Esto significa, que si se mide la presión en el punto (B), por ejemplo, ésta va a ser menor que la que existe en el punto (A), así mismo, la presión que se mida en el punto (C), será menor que la que existe en el punto (B); y así sucesivamente. Como consecuencia de esto es evidente que la presión a lo largo de la tubería,

va decreciendo a medida que aumenta la longitud de la misma, a partir del punto (A).

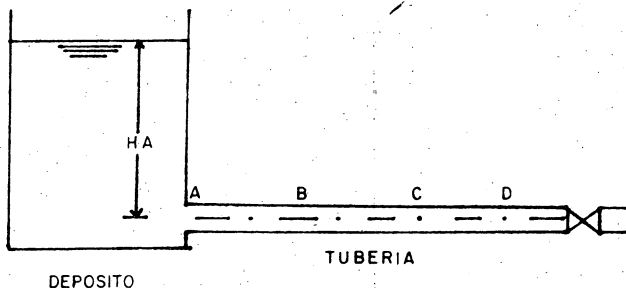


FIG. No. III-75

Estas presiones medidas en diferentes puntos de la tubería, como ya se sabe, son equivalentes a columnas de líquido en cada punto.

Si se instalan una serie de tubos piezométricos a lo largo de la tubería, como se indica en la Fig. III-76, se observará que en cada tubo piezométrico el nivel de la columna líquida está cada vez más bajo, entre más alejado esté el tubo piezométrico del punto A. Las columnas de líquido en cada tubo serán: H_B , H_C , H_D , H_E y H_F . Uniendo todos estos niveles piezométricos con una línea, obtendremos una recta inclinada como lo indica la Fig. III-76 que recibe el nombre de "línea piezométrica" o "gradiente hidráulico".

Si la fricción no existiera, la línea que uniría todos los niveles piezométricos de los tubos, sería una línea recta horizontal, como se observa en la Fig. III-76.

De manera que la caída de presión en cada punto, se puede ya determinar. En el punto (B), la caída de presión que se ha producido es la que equivale a una columna de líquido:

$H_{Bf} = H_A - H_B$; en el punto (C), $H_{Cf} = H_A - H_C$, y así sucesivamente.

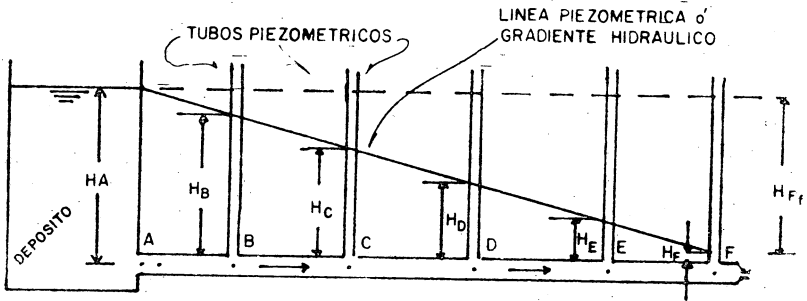


FIG. III-76

La caída de presión total, que también se llama pérdida de carga total cuando está como columna de líquido, se presenta en el punto (F) y es igual a:

$$H_{Ff} = H_A - H_F$$

En un sistema de bombeo, como el de la Fig. III-77, la presión producida por la bomba en su descarga, está representada por una carga equivalente (H_{DT})

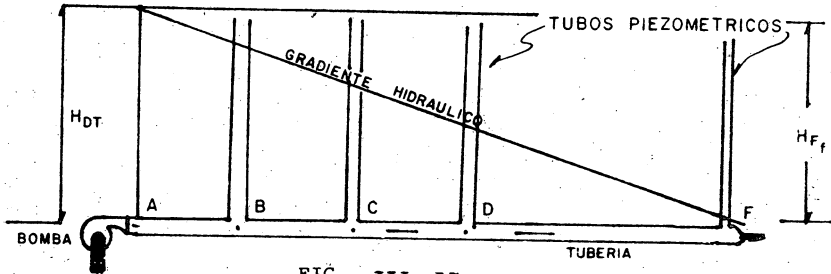


FIG. III-77

En la misma forma que en el caso anterior, la línea piezométrica, será una línea recta inclinada, y la caída total de presión por fricción está representada por la carga equivalente H_{Ff} en la Fig. III-77.

La pérdida de carga por fricción, depende de la viscosidad y velocidad del fluido, y del diámetro, longitud y rugosidad de las paredes de la tubería. Enseguida se presenta un Cuadro de como es la pérdida de carga por fricción, de acuerdo con la variación de las magnitudes antes mencionadas:

MAYOR	MAYOR	MENOR
VISCOSIDAD	PERDIDA DE CARGA	PERDIDA DE CARGA.
VELOCIDAD	PERDIDA DE CARGA	
DIAMETRO		
LONGITUD	PERDIDA DE CARGA	
RUGOSIDAD	PERDIDA DE CARGA	

TABLA III-8

Todos los dispositivos en una línea de conducción que presenten restricciones al flujo, tales como, válvulas, filtros, reducciones, orificios, cambios de dirección, etc., producen pérdidas de carga que se expresan en longitudes equivalentes de tubería. Estas pérdidas de carga, se denominan pérdidas menores, aunque en algunos casos, pueden ser de valor considerable en un sistema.

En virtud de que la viscosidad de los fluidos es una propiedad que afecta directamente el valor de la pérdida de carga por fricción, es muy importante no perder de vista el hecho de que dicha viscosidad varía con la temperatura del fluido, como ya es sabido. Así también, como el diámetro del tubo es otro factor que afecta directamente el valor de esta pérdida, es muy recomendable efectuar periódicamente una limpieza interior de la tubería para evitar que sedimento o materias extrañas, reduzcan fuertemente la sección de esta tubería.

Los demás factores tales como la velocidad del fluido y la longitud y rugosidad natural de la tubería, no se podrá prácticamente, modificarlos.

En la Fig. III-78, se tiene un sistema de bombeo, en donde la tubería tiene el perfil observado.

La línea piezométrica o gradiente hidráulico, también es una línea recta inclinada.

Otro caso clásico, es el que se presenta en la Fig. III-79. Un sistema de bombeo con estaciones en serie.

La estación de bombeo inicial proporciona una presión total equivalente a la carga (H_{DT}), que en su mayor parte, se consume a

lo largo de la tubería hacia la siguiente estación No. 2, debido por una parte, al desnivel existente entre ambas estaciones; por otra, a las pérdidas por fricción, como ya se ha visto. En la succión de la estación 2, como ya es muy baja la presión, el equipo de bombeo de esta estación vuelve a proporcionarle presión al fluido, que también en su mayor parte se va a consumir a lo largo de la tubería hasta la estación No. 3, por las mismas razones. Así, la estación 3, en la misma forma, proporcionará presión nuevamente al fluido, para continuar su transporté.

La función básica de cada estación de bombeo, es la de proporcionarle presión al fluido para poder transportarlo. Esta presión deberá vencer el desnivel existente entre estaciones, la fricción a lo largo de la tubería y finalmente, proporcionar una pequeña presión para la succión de la próxima estación.

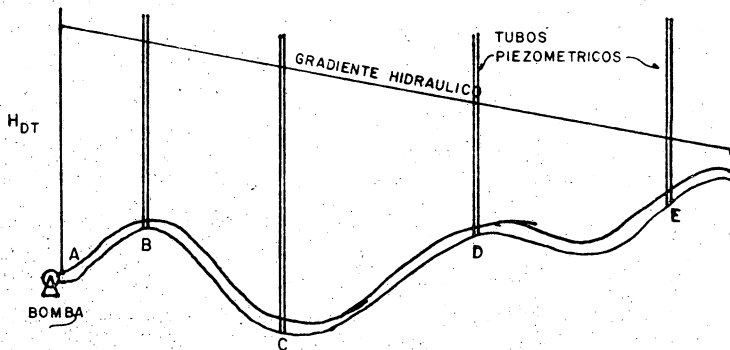


FIG. III-78

Es muy importante que en ningún caso, la línea piezométrica o gradiente hidráulico intercepte a la tubería, como se indica en la Fig. III-80; esto va a producir un verdadero tapón en este punto de la línea.

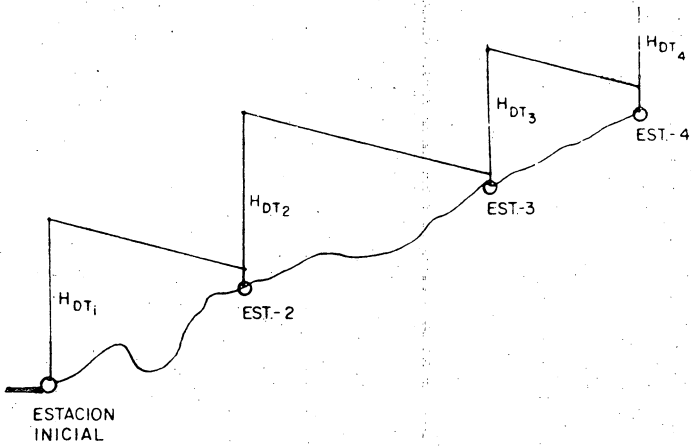


FIG. . III-79

Esto se debe a que en este punto el fluido está sujeto a una presión menor que la presión atmosférica, razón por la que se evapora inmediatamente. Cuando este caso se presenta en un diseño, - lo que se debe hacer, como una solución, será elevar la carga total (H_{DT}) de la estación de bombeo, de manera que el gradiente - se desplace hacia arriba para librar la cima (M), como se ilustra en la Fig. III-81.

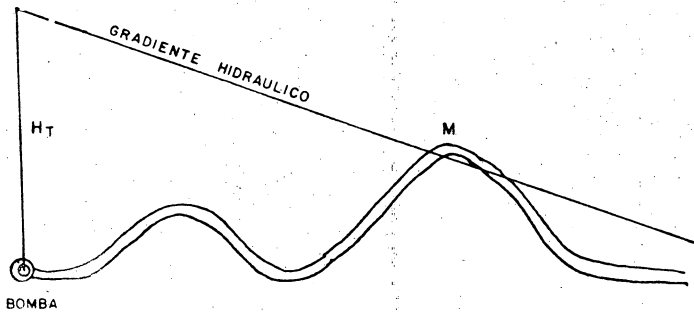


FIG. III-80

Otra solución será aumentar el diámetro de la tubería, si se requiere emplear la misma carga total (H_{DT}) de la estación de bombeo, con lo que se tendrá una pérdida de carga menor por fricción, puesto que la línea piezométrica o gradiente hidráulico será menos inclinada, como se ilustra en la Fig. III-82.

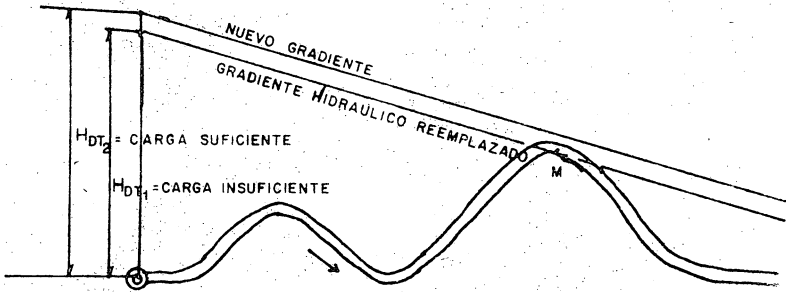


FIG. III-81

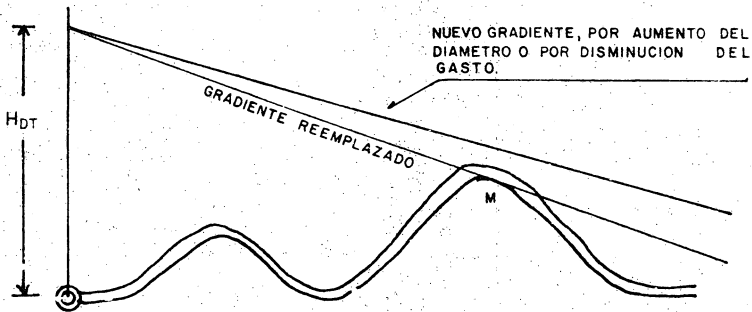


FIG. III-82

Otra solución, manteniendo la misma carga total (H_{DT}) de la estación de bombeo, será cambiando parcialmente el diámetro de la tubería (Tuberías en serie), a otro mayor, o disponer --- otra tubería en paralelo (tuberías en paralelo o loop), total o parcialmente, como se indica en las Figs. III-83, 84 y 85.

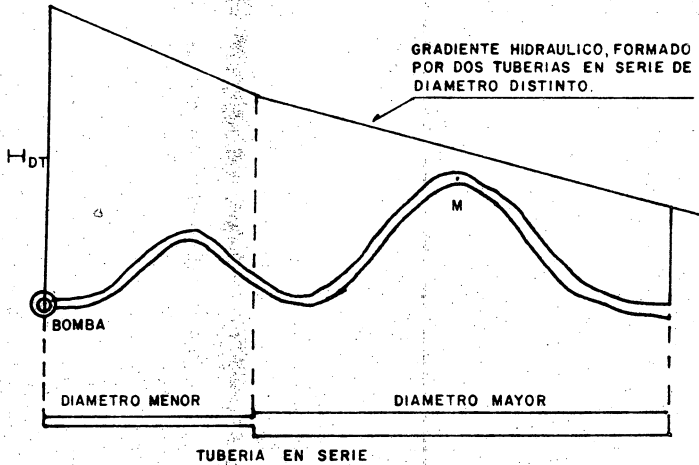


FIG. III-83

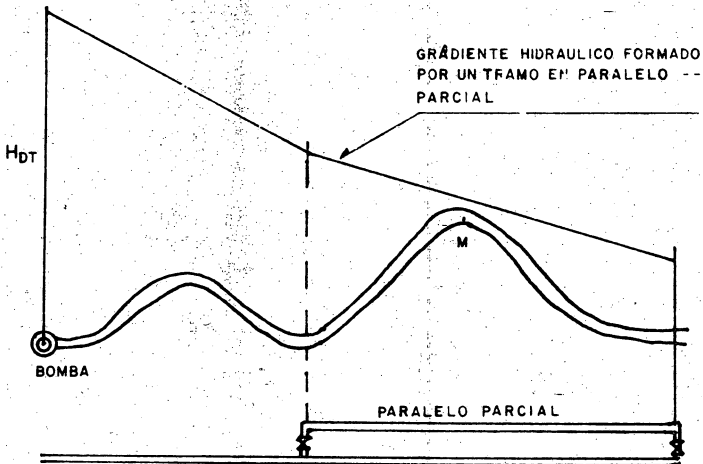


FIG. III-84

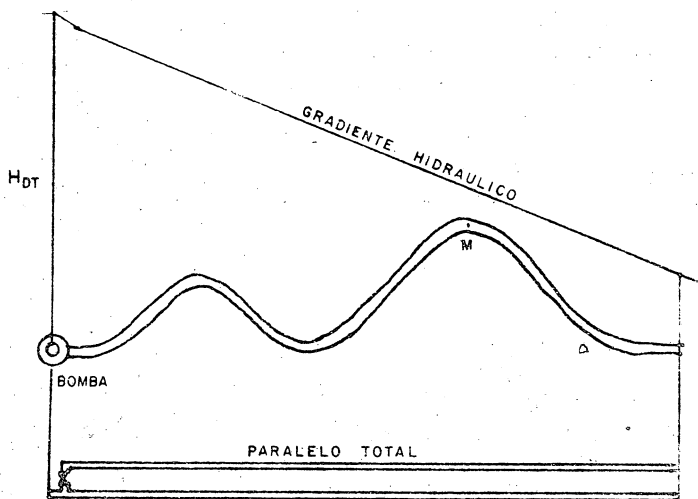


FIG. III-85

Más aún en un sistema en paralelo, al mismo tiempo puede cualquiera de sus ramas estar formada por diferentes diámetros; todo depende de las necesidades del problema.

Como se vé, existen varias soluciones para resolver el problema. Todas deben analizarse para seleccionar la que más ventajas técnicas y económicas reúna.

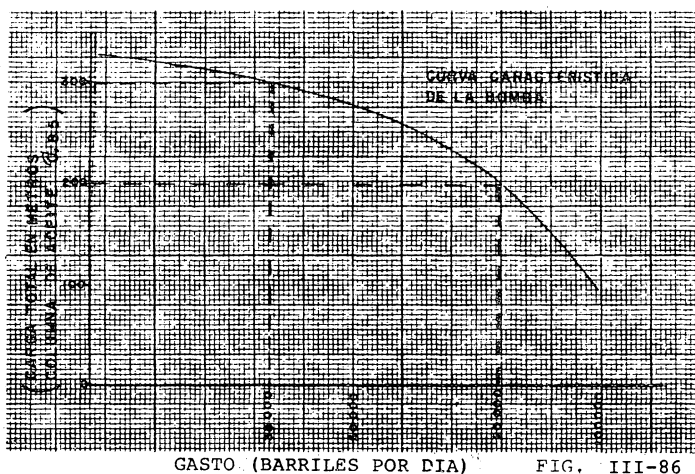
ESPOSOR DE PARED DE LA TUBERIA.— De acuerdo con la posición del gradiente hidráulico, es posible determinar la presión a que la tubería va a estar sujeta en cualquier punto de un sistema.

Por ejemplo, en el sistema representado en la Fig. III-78, los puntos (A), (B), (C), (D) y (E), están sujetos a una presión equivalente a una columna de líquido (H_A), (H_B), (H_C), (H_D) y (H_E) respectivamente. Esta será la presión de servicio en cada punto. Sin embargo, para el cálculo del espesor de la tubería, se emplea una presión superior para tomar en cuenta presentes fluctuaciones de presión por variación del gasto y golpe de ariete, por ejemplo.

CURVA CARACTERISTICA DE UN CONDUCTO.

Así como las bombas tienen su curva característica de comportamiento, también las tuberías o conductos tienen su curva característica de funcionamiento.

Por ejemplo, recordando lo visto en la sección correspondiente a bombas, en la Fig. III-86 se representa una curva característica típica de una bomba centrífuga. Con esta curva, se puede determinar fácilmente la presión que esta bomba puede proporcionar; de acuerdo con el gasto que la misma maneje.



GASTO (BARRILES POR DIA) FIG. III-86

En el eje horizontal, están representadas las capacidades de la bomba, y, en el eje vertical, las cargas o presiones. Generalmente, en el eje vertical se representan alturas o columnas de agua u otro cualquier líquido.

La curva característica de la bomba, indica por ejemplo, que si se desea manejar un gasto de 80,000 barriles de aceite por día, la bomba proporcionará una carga total de 200 metros de columna de aceite de gravedad específica igual a 0.85; en cambio, si queremos manejar solamente 35,000 barriles por día del mismo aceite la bomba proporcionará una carga total de 300 metros de columna del mismo líquido, como puede verse en la Fig. III-86

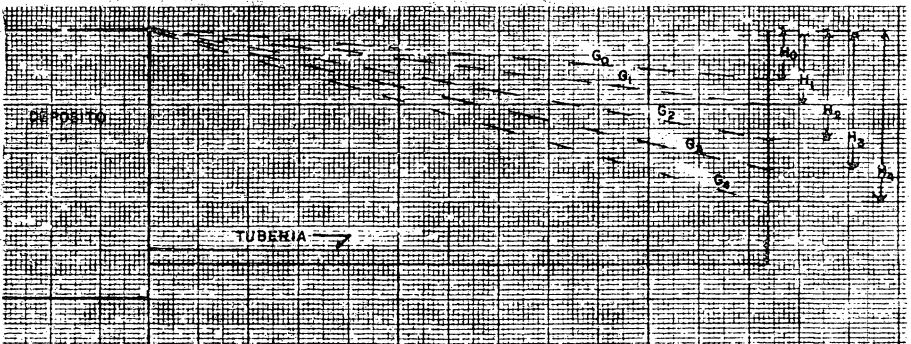
De manera que si se preguntara que gasto máximo se podría operar con dicha bomba por ejemplo, será necesario que se tenga a la mano la curva de funcionamiento de la misma, conocer si es que existe, el desnivel entre estaciones que deberá vencerse, y las resistencias de la tubería (fricción), que también tendrán que superarse. Estas resistencias de la tubería o conducto se conocerán de inmediato si se cuenta con la curva característica de la tubería. De tal manera, tan importante será la curva característica de la bomba como la de la tubería.

Esta curva característica de la tubería se determina también sobre dos ejes; uno vertical y el otro horizontal, (sistema de ejes cartesianos). De la misma manera, el eje vertical representará cargas o presiones y el eje horizontal gastos.

El problema consiste en determinar las caídas de presión o pérdidas de carga por fricción, que se producen al manejarse distintos gastos a través de la tubería, desde cero hasta un máximo. Estos valores pueden determinarse teóricamente o prácticamente.

En la Fig. III-87, se muestra una serie de gradientes hidráulicos producidos por el flujo en la tubería. Los gastos $Q_0, Q_1, Q_2, Q_3, \text{ y } Q_4$, manejados en la tubería, han producido los gradientes $G_0, G_1, G_2, G_3, \text{ y } G_4$, debidos a las pérdidas de carga $H_0, H_1, H_2, H_3, \text{ y } H_4$, respectivamente.

FIG III-87



De este modo, se puede formar una tabla de las pérdidas de carga que cada gasto produce en la tubería, en la forma siguiente:

GASTO	PERDIDA DE CARGA
Q_0	H_0
Q_1	H_1
Q_2	H_2
Q_3	H_3
Q_4	H_4

TABLA III-8

Los valores de la Tabla III-8, son pasados a un sistema de ejes cartesianos, obteniéndose puntos en el diagrama.

Si se unen con una línea todos los puntos ya dibujados en el diagrama, resultará una curva como se muestra en la Fig. III-88, que representa precisamente la curva característica de funcionamiento de la tubería que se está estudiando o analizando.

Con esta curva construída se podrá saber en cualquier momento la caída de presión o pérdida de carga por fricción, que ocasiona cada gasto en la tubería.

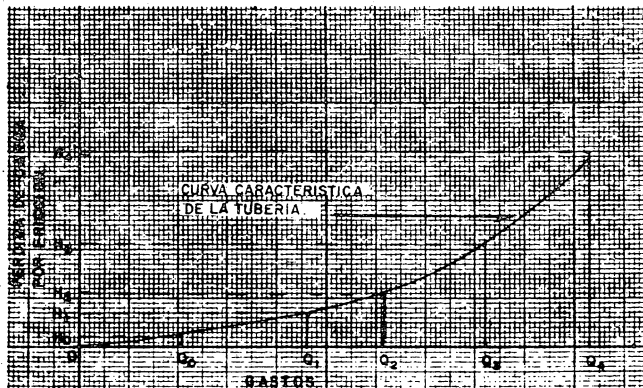
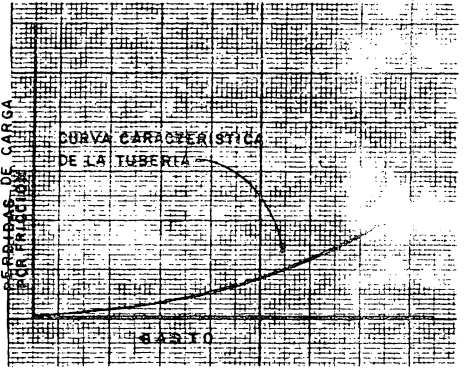
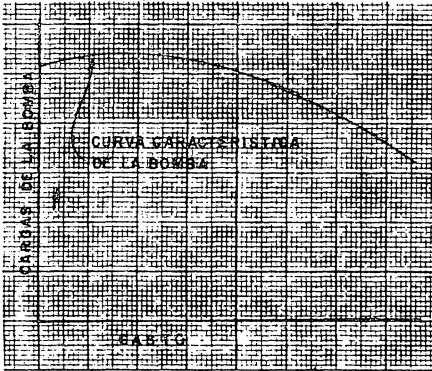


FIG. III - 88

En la Fig. III-89a, se tiene un sistema formado por una bomba centrífuga y una tubería cuyas curvas características de funcionamiento se conocen y se representan en la Fig. III-89-b



FIG. III-89a



FIGS. III-89b

La combinación de ambas curvas en un solo diagrama, Fig. III-89c dará como resultado el diagrama de funcionamiento del sistema.

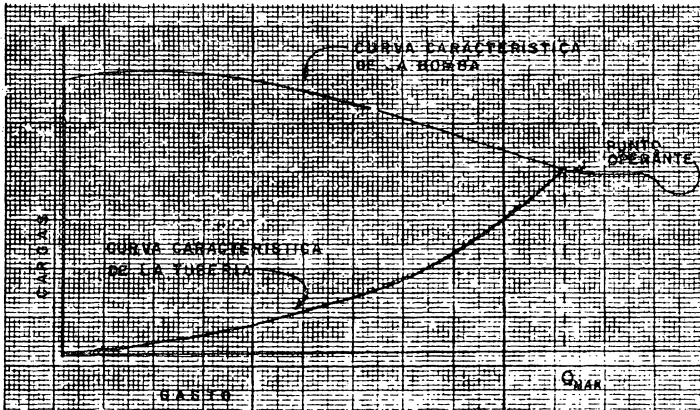


FIG. III-89c

El punto de intersección de las dos curvas, determina lo que comunmente se llama "punto operante". Este punto de máximo gasto indica la presión que la bomba va a proporcionar al sistema. Si en el sistema, se manejara un gasto menor que el indicado por el punto operante, se presentaría una situación como la indicada por la Fig. III-90, en la cual, la presión de la bomba será la del punto M sobre su curva de funcionamiento y en cambio, la tubería solamente demanda una presión marcada por el punto N sobre la respectiva curva de funcionamiento. Esto significa que la diferencia de presión H_{dif} que existe entre la presión que la bomba proporciona y la presión que la tubería demanda, deberá ser destruida para estabilizar el sistema. Generalmente, esta presión se destruye con una válvula que produzca una gran pérdida de carga, si es grande la presión por eliminar. Cabe hacer notar que la presión de la bomba, no puede ajustarse a la requerida por la tubería debido a que la velocidad de aquella es constante. En caso contrario, modificando la velocidad de la bomba, ésta podrá producir solamente la presión requerida por la línea.

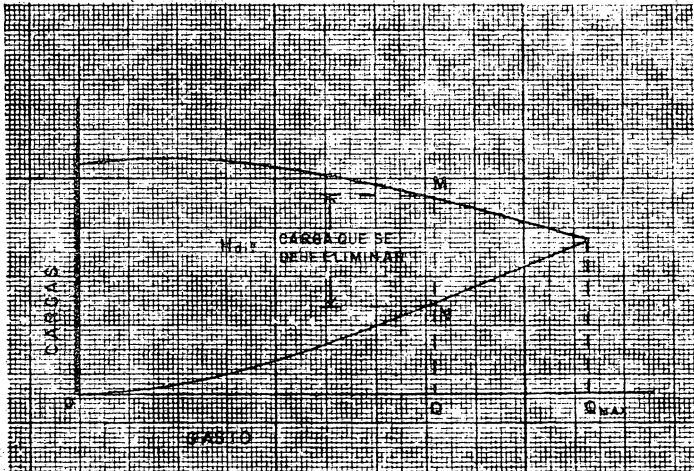


FIG. III-90

En caso de existir un desnivel (carga estática) entre dos estaciones, ya sea positivo o negativo, como se muestra entre los sistemas de las Figs. III-91a y 91b, los diagramas de funcionamiento de estos sistemas, serán los representados en las Figs. III-91c y 91d.

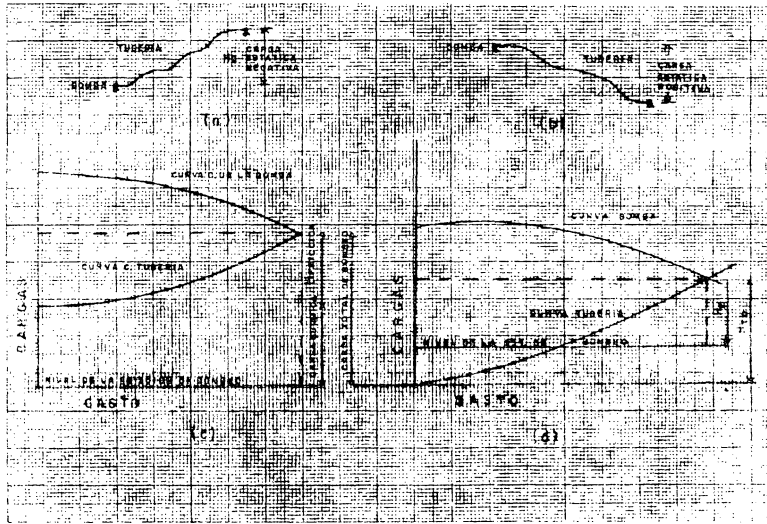


FIG III-91 (a,b,c,d)

GOLPE DE ARIETE

Si en alguna sección de un conducto con flujo de un líquido a presión, por cualquier circunstancia se alteran las condiciones del flujo mismo, se presentarán rápidos cambios de energía cinética que vienen seguidos de rápidos cambios de energía potencial, correspondiendo estos últimos a rápidos cambios de presión que reciben el nombre de golpe de ariete.

Este efecto se presenta en un sistema cerrado de bombeo, cuando la velocidad de flujo cambia repentinamente por arranque, paro súbito, o cambio en la velocidad de la bomba; por apertura rápida o cierre repentino de una válvula o de cualquier otro dispositivo de control de flujo que altere la velocidad del líquido. El golpe de ariete viene con frecuencia acompañado de ruido desagradable; pero el principal resultado de un cambio instantáneo en la velocidad de flujo, es una elevación rápida de la presión interior en la tubería. Si el incremento de presión es excesivo, puede dañar la bomba y la tubería. Este fenómeno puede tener lugar, tanto en la tubería de succión como en la de descarga y en cualquier clase de bomba.

Explicación del fenómeno:

Enseguida se expone la serie de sucesos que tienen lugar dentro de una tubería conductora de un líquido sometido a la presión de un depósito alimentador, Fig. III-92, después de un cierre instantáneo de la válvula indicada.

En el instante de cierre, la capa del líquido más próxima a la válvula se comprime y llega al reposo, desarrollándose un trabajo elástico en las paredes de la tubería, expandiéndose éstas. Una segunda capa adyacente, sufre la misma transformación que la primera tan pronto como ésta se ha comprimido, desarrollándose otro trabajo elástico de expansión de las paredes de la tubería. Este proceso se repite progresivamente hacia el extremo de aguas arriba de la

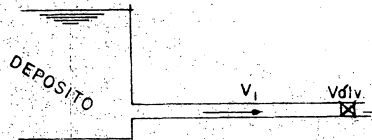


FIG. III-92.- VALVULA ABIERTA. - FLUJO UNIFORME EN EL CONDUCTO.

tubería, con una velocidad igual a la del sonido en medio líquido, constituyendo ésto, un frente de onda plano positivo.

Las capas del líquido que no han sufrido esta transformación - por encontrarse aún, aguas arriba del frente de onda, continúan con velocidad original V_1 hacia la válvula, hasta que cada una va encontrando el frente de onda para comprimirse, llegar al reposo, y expandir las paredes del conducto,

Fig. III-93. De esta manera, es como se transforma la energía cinética del líquido, en energía elástica en las paredes del conducto.

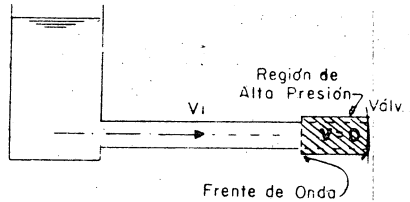


FIG. III-93.- ONDA POSITIVA PARTE DE LA VALVULA.

Una vez que esta onda de alta presión alcanza el extremo de aguas arriba de la tubería, por una fracción de este instante, la tubería se encuentra sometida a expansión y el líquido totalmente comprimido, Fig. III-94. Inmediatamente se presenta una situación de desequilibrio, ya que la presión del depósito no ha variado, y si en cambio, existe una

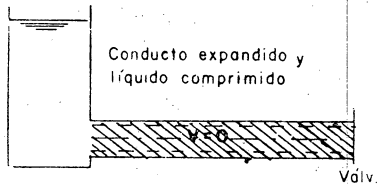


FIG. III-94.- ONDA POSITIVA ALCANZA EL DEPOSITO.

presión elevada en el conducto, toda vez que la velocidad del líquido dentro de él, se ha extinguido. Por tal razón, el incremento de volumen del líquido que ocupa el espacio creado por la compresión inicial de éste, y la expansión de las paredes de la tubería, es descargado por ésta al depósito, dando lugar a la velocidad $-V_1$, del líquido, hacia el depósito. Simultáneamente un frente de onda negativo aparece viajando hacia la válvula a la velocidad del sonido en medio líquido, expandiendo las capas comprimidas a medida que las va encontrando, hasta su densidad normal, permitiendo de este modo que las paredes de la tubería se contraigan a su tensión normal. Fig. III-95.

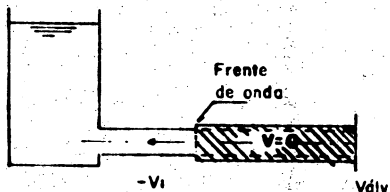


FIG. III-95.- ONDA NEGATIVA REFLEJADA, PARTE DEL DEPOSITO.

hacia el depósito, y en virtud de que no hay flujo a través de la válvula, las capas del líquido más cercanas a ésta, comienzan a expandirse progresivamente hacia aguas arriba de la tubería, traduciéndose esto, en un frente de onda negativo (con signo positivo), con velocidad sónica dentro del conducto.

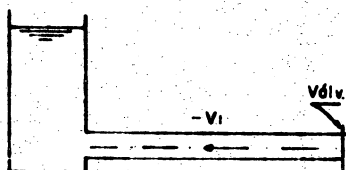


FIG. III-96.- ONDA NEGATIVA REFLEJADA, ALCANZA LA VALVULA.

del conducto, en una fracción de este instante, éste se encuentra contraído y el líquido totalmente expandido. Fig. III-98.

Rápidamente otra situación de desequilibrio tiene efecto en el lugar Conducto-depósito, ya que un volumen del líquido se ha desplazado hacia éste, (producto de la expansión del líquido y la contracción del conducto), extinguiéndose la ve

También, por una fracción del instante en que el frente de onda negativo llega a la válvula, permanecen las condiciones que existían antes del cierre de la misma, es decir, el conducto a la presión del depósito y sus redes al tamaño normal.

Fig. III-96.

Como el líquido posee energía cinética, ya que está animado de una velocidad $-V_1$

Esta onda, de baja presión, desarrolla un trabajo elástico negativo al contraerse las paredes de la tubería por la expansión de las capas del líquido, a medida que avanza hacia el depósito. Fig. III-97.

Cuando esta onda de baja presión llega al extremo de aguas arriba

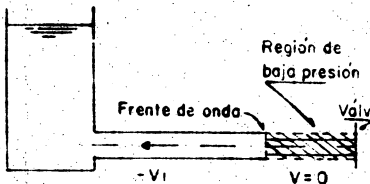


FIG. III-97.- ONDA NEGATIVA REFLEJADA, HACIA EL DEPOSITO. PARTE DE LA VALVULA.

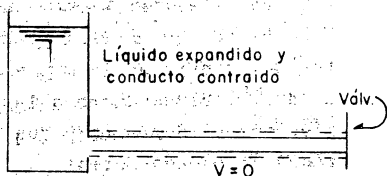


FIG. III-98 ONDA NEGATIVA - ALCANZA EL DEPOSITO.

locidad en el conducto sujetándolo a una baja presión, sin que la del depósito haya cambiado.

Ante esta situación, la presión del depósito penetrará a la tubería mediante un frente de onda positivo viajando hacia la válvula, a la velocidad del sonido en medio líquido, restableciendo las condiciones iniciales del líquido y conducto. Fig. III-99.

Cuando este frente de onda llegue a la válvula, también por una fracción muy pequeña de este instante, prevalecerán las condiciones iniciales de flujo, o sea, antes del cierre de la válvula. Fig. III-100.

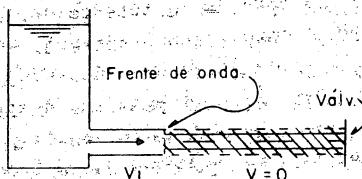


FIG. III-99.- ONDA NEGATIVA REFLEJADA, CON SIGNO POSITIVO, DESENCANZA LA VALVULA, COMPLETANDO UN CICLO.

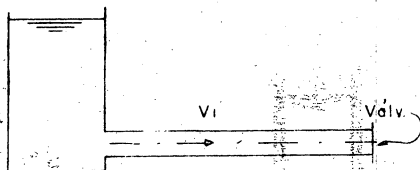


FIG. III-100.- ONDA REFLEJADA ALCANZA LA VALVULA, COMPLETANDO UN CICLO.

Así, se ha completado un ciclo de los efectos del golpe de ariete, ante el ejemplo de la Fig. III-92.

Debido a la acción de rozamiento del líquido y a la imperfecta elasticidad del mismo y de las paredes del conducto (aún no tomadas en cuenta), las vibraciones se amortiguan, permitiendo que el líquido alcance el equilibrio permanente, después de unos cuantos ciclos.

También, si la válvula fuera abierta súbitamente, se presentaría la misma serie de sucesos antes descritos, con la excepción de que ahora el frente de onda inicial adyacente a la válvula, será de baja presión, expandiéndose las capas del líquido y acortándose el

diámetro del conducto, dándose lugar a la velocidad $+V$, del líquido en el tubo, hacia aguas abajo del mismo. La onda, a la velocidad del sonido dentro del tubo, avanzará hacia el depósito. Más adelante, aparecerá también, una onda de alta presión, por encima de la normal, continuando este ciclo.

Medidas preventivas del golpe de ariete.

Los medios más comunes que se utilizan para evitar los efectos destructivos del golpe de ariete, operan reduciendo la sobrepresión desarrollada durante el impulso acelerado o retardado en el flujo del líquido. Los impulsos de presión que siguen a un arranque o paro súbito de una bomba, pueden ser mantenidos dentro de límites permisibles si:

- 1.- Se aumenta el tiempo en que tiene lugar la detención del flujo, por ejemplo, la suma de varios intervalos iguales $A(t')$, tiempo requerido por la onda de presión para realizar un viaje completo de ida y regreso, desde y hasta la válvula o dispositivo causante de la perturbación de las condiciones de flujo.
- 2.- Purga parcial del líquido de la tubería.
- 3.- Combinando los dos procedimientos anteriores.

Para aumentar el tiempo en que se produce el paro del flujo en la línea, puede usarse un volante en la bomba (reciprocante), o una cámara de aire en la tubería cerca de la máquina o del dispositivo causante del golpe de ariete, la cual, puede admitir aire a través de una válvula especial o en caso necesario, ser inyectado desde un compresor. El aire inyectado formará un colchón amortiguador durante el impulso de presión.

Para descargar o purgar el líquido de la tubería, se utilizan válvulas de seguridad, o discos de ruptura, como respaldo de las primeras, que operarán para dejar escapar líquido durante un impulso de presión. Una válvula de seguridad para aire, instalada en la cámara, permitirá el venteo en caso necesario.

Las válvulas supresoras de impulso se usan cuando la presión en el tubo, no baja más allá de la atmosférica durante un impulso.

El tiempo que la onda de presión emplea en efectuar un viaje completo de ida y regreso, desde y hasta la válvula o dispositivo causante de la perturbación de las condiciones de flujo, está dado por la expresión:

$$t' = \frac{2L}{C} ; \text{ (Seg.)}$$

Donde

L = Longitud de la tubería entre el elemento o dispositivo cau

sante del golpe de ariete y el extremo opuesto. (pies)

c = Celeridad de la onda de presión o velocidad de propagación --
(pies/seg)

El incremento de la presión interna en la tubería, motivado --
por el cierre súbito de la válvula se calcula por:

$$\Delta P = \rho c (v_2 - v_1) ; \quad (\text{lb/pie}^2)$$

$$\rho = \text{densidad del fluido} \left(\frac{\text{SLUG}}{\text{pies}^3} \right) = \left(\frac{\text{lb} \cdot \text{seg}^2}{\text{pie}^4} \right)$$

$v_2 - v_1$ = modificación de la velocidad de flujo (pies/seg)

Para tubos rígidos, la velocidad de propagación (celeridad) de
la onda de presión, es: $c = \sqrt{E_B / \rho}$

Para tubos elásticos:

$$c = \sqrt{\frac{E_B}{1 + \left(\frac{E_B}{E} \right) \left(\frac{d}{t} \right)}} ; \text{ pies/seg}$$

donde:

E = Módulo de elasticidad del material (acero por ejemplo) -
(lb/pie²)

E_B = Módulo de elasticidad del líquido (lb/pie²)

d = Diámetro interior de la tubería, (plg)

t = Espesor de pared de la tubería (plg)

La ecuación $F_A = M dv / dt$, donde (F_A) es la fuerza de pre-
sión debida al golpe de ariete, (M) la masa de líquido contenido
en el tubo cuya velocidad decrece en (dv) durante el intervalo --
(dt), indica que en un cierre instantáneo de la válvula, la pre-
sión resultante sería infinita si el líquido fuera incompresible
y la tubería no fuera elástica. Es imposible cerrar la válvula de-
un modo instantáneo; pero si fuera cerrada completamente, antes de
que la primera onda de presión (compresión) tuviera tiempo de re-
gresar hasta ella en una onda de baja presión, o, en otras pala-
bras, si (T) es menor que ($2L/C$), la presión seguirá aumentando --

hasta el momento del cierre completo, y la presión resultante, será precisamente la misma que si la válvula hubiera sido cerrada instantáneamente. Si (T) es mayor que $(2L/C)$, las primeras ondas de presión (compresión) regresan como ondas de baja presión y tienden a reducir la elevación de presión que resulta de las etapas finales del cierre de la válvula. Por lo tanto, si (T) ; tiempo en que la válvula se cierra, es igual o menor que (t') , (ΔP) será la correspondiente al cierre instantáneo; pero si (T) es mayor que (t') , (ΔP) disminuirá a medida que aumente (T) .

DISEÑO DE TUBERIA PARA TRANSPORTE DE HIDROCARBUROS LIQUIDOS.

Estas serán las tuberías que se destinen para conducir petróleo crudo, gasolina natural, gases licuados y productos líquidos-derivados de la destilación de petróleo comúnmente usados como combustibles o como materias primas para la fabricación de los mismos.

El diseño de tuberías para transporte de hidrocarburos líquidos, deberá considerar entre otros, los siguientes aspectos:

1. Características físicas y químicas del fluido.
2. Presión y temperatura máximas de operación en condiciones estables.
3. Especificaciones del material seleccionado.
4. Cargas adicionales en el diseño de tuberías. Deberán considerarse las cargas que puedan preverse que actuarán sobre la tubería, de acuerdo con las características de las regiones que atraviesa y las condiciones de trabajo, tales como:
 - a. Cargas externas debidas a condiciones de operación (tránsito pesado)
 - b. Carga de viento además de las debidas a expansión y flexibilidad en tuberías suspendidas o aéreas.
 Para tuberías aéreas o no soportadas continuamente, además de los factores aplicables que se mencionan antes, deberán considerarse igualmente cargas vivas, como lo son el peso del producto transportado, la nieve, el hielo, etc., y cargas muertas como lo son el peso propio de la tubería, recubrimientos, rellenos, válvulas y otros accesorios no soportados.
- C. Sismos.

- d. Vibración y resonancia.
 - e. Esfuerzos causados por asentamientos o derrumbes en regiones de suelos inestables.
 - f. Efectos de contracción y expansión térmica cuando la diferencia de temperaturas es mayor de 30°C (86°F).
 - g. Efectos de los movimientos relativos de los componentes o accesorios conectados.
 - h. Esfuerzos debidos a cambios de nivel o dirección.
 - i. Esfuerzos por golpe de ariete.
 - j. Esfuerzos en cruces de ríos.
 - k. Esfuerzos por oleajes y corrientes marítimas.
5. Tolerancias y variaciones permisibles en especificaciones y condiciones de operación.
 6. Factor de seguridad por eficiencia de junta (E).

DEFINICION DE CONCEPTOS

-Presión máxima de operación.

Es la presión máxima que puede tenerse en cualquier punto de la tubería, operando ésta al 100% de su capacidad en condiciones de flujo regular, uniforme y constante, y toma en cuenta en cualquier caso, tanto la carga estática como la carga de fricción en el punto considerado.

-Presión de diseño.

Es el valor de la presión (P), usado en la expresión de Barlow para la determinación de esfuerzos en cilindros de pared delgada sometidos a presión interna. Este valor de la presión no podrá ser menor que la máxima de operación.

-Temperatura de diseño.

Es la temperatura tomada como referencia para considerar la resistencia del material. Deberá ser igual o mayor a la temperatura máxima de operación en condiciones estables, y ésta a su vez, deberá estar comprendida entre -28.9°C (-20°F) y 121°C (250°F).

-Esfuerzo de trabajo máximo permisible.

Es el valor máximo del esfuerzo a la tensión al que podrá someterse un material, considerando su resistencia, la eficiencia de la junta longitudinal soldada, y las tolerancias de especificación, -- sin que sufra deformaciones permanentes. Este valor se utilizará en la ecuación de Barlow y se calculará de la manera siguiente:

$$S_t = (F) (E) (S_y) ,$$

en donde:

S_t = Esfuerzo de trabajo máximo permisible (lb/plg^2)

F = 0.72 (adimensional). Factor de diseño basado en el espesor nominal de pared. Al establecer este factor, se han considerado y tomado en cuenta, las diferentes deficiencias de espesor y las tolerancias de defectos estipuladas en las especificaciones aprobadas por el código aplicable.

E = Eficiencia (adimensional) de la junta longitudinal soldada. Los valores respectivos aparecen en la Tabla III-10

S_y = Esfuerzo de trabajo mínimo especificado en el punto de cedencia del material, (lb/plg^2). Tabla (III-10)

ESPESOR DE PARED MINIMO NECESARIO

El espesor de pared mínimo necesario en un tubo sometido exclusivamente a presión interna, se calculará de la expresión:

$$S_t = PD/2t, \text{ de Barlow (Ec. III-22)}$$

$$t = \frac{PD}{2S_t},$$

en la cual:

t = Espesor de pared mínimo necesario en un tubo sometido a presión interna (plgs).

P = Presión interna de diseño, (lb/plg²).

D = Diámetro nominal exterior del cilindro o tubo considerado, (plgs), (*)

S_t = Esfuerzo de trabajo máximo permisible (lb/plg²).

Se considera que el espesor de pared mínimo necesario por presión interna, calculado por la expresión anterior, es adecuado para la seguridad pública bajo todas las condiciones usualmente encontradas en sistemas de transporte de hidrocarburos líquidos, incluyendo líneas de tubería dentro de villas, poblados, ciudades y áreas industriales. Sin embargo, el ingeniero diseñador deberá prever la protección adecuada para evitar daños a la tubería debido a condiciones externas accidentales que puedan ser encontradas en cruzamientos de ríos, puentes, áreas de tráfico intenso, grandes claros con la tubería autosoportada, terreno inestable, vibración, peso de accesorios o componentes no soportados o esfuerzos anormales por temperatura. Algunas de las medidas de protección que el diseñador podrá tener en cuenta, serán por ejemplo, encamisado de la línea conductora con tubería de diámetro mayor; revestimiento de concreto; incremento del espesor de pared para reducir el nivel de esfuerzos usando la fórmula establecida; colocar la línea a mayor profundidad que la normal o indicando la presencia de la línea con marcas adicionales. Este espesor de pared mínimo necesario no podrá ser menor que el mostrado en la Tabla III-11

* En lo que se refiere al diámetro de un tubo, se pueden dis-

ESFUERZO MAX. PERMISIBLE Y EFICIENCIA DE JUNTA EN TUBERIA.

ESPECIFICACION	GRADO	ESFUERZO MIN	EFICIENCIA DE	ESFUERZO MAX. PERMISIBLE
		ESPECIFICADO EN EL PUNTO DE CEDENCIA (Psi/MPa)	JUNTA SOLDADA (E)	-20°F A 250°F (-30°C A 120°C) Psi (MPa)
SIN COSTURA				
API SL	A25	25,000 (172)	1.00	15,700 (124)
API SL, ASTM A53, ASTM A106	A	30,000 (207)	1.00	21,600 (149)
API SL, ASTM A53, ASTM A106	B	35,000 (241)	1.00	25,200 (174)
ASTM A106	C	40,000 (273)	1.00	28,300 (199)
ASTM A524	I	35,000 (241)	1.00	25,200 (174)
ASTM A524	II	30,000 (207)	1.00	21,600 (149)
API SLU	U80	80,000 (551)	1.00	57,600 (397)
API SLU	U100	100,000 (689)	1.00	72,000 (496)
API SLX	X42	42,000 (289)	1.00	30,250 (208)
API SLX	X46	46,000 (317)	1.00	33,100 (228)
API SLX	X52	52,000 (358)	1.00	37,450 (258)
API SLX	X56	56,000 (386)	1.00	40,300 (279)
API SLX	X60	60,000 (413)	1.00	43,200 (298)
API SLX	X65	65,000 (448)	1.00	46,500 (323)
API SLX	X70	70,000 (482)	1.00	50,400 (347)
SOLDADO A TOPE EN HORNO				
ASTM A53		25,000 (172)	0.60	10,800 (74)
API SL Class I & Class II	A25	25,000 (172)	0.60	10,500 (74)
API SL (Resistent), ASTM A53 (Resistent)		30,000 (207)	0.60	12,950 (89)
SOLDADO POR TRASLAPES EN HORNO				
API SL Class I		25,000 (172)	0.80	14,400 (99)
API SL Class II		28,000 (195)	0.80	16,150 (111)
API SL (Resistent)		30,000 (207)	0.80	17,500 (119)
API SL Electric Furnace		25,000 (172)	0.80	14,400 (99)
SOLDADO POR RESISTENCIA ELECTRICA Y SOLDADO POR CENTELLEO (FLASH)				
API SL	A25	25,000 (172)	1.00	18,000 (124)
API SL, ASTM A53, ASTM A135	A	30,000 (207)	0.85	18,360 (127)
API SL, API SLs, ASTM A53, ASTM A135	A	30,000 (207)	1.00	21,600 (149)
API SL, ASTM A53, ASTM A135	B	35,000 (241)	0.85	21,420 (148)
API SL, API SLs, ASTM A53, ASTM A135	B	35,000 (241)	1.00	25,200 (174)
API SLs, API SLX	X42	42,000 (289)	1.00	30,250 (208)
API SLs, API SLX	X46	46,000 (317)	1.00	33,100 (228)
API SLs, API SLX	X52	52,000 (358)	1.00	37,450 (258)
API SLs, API SLX	X56	56,000 (386)	1.00	40,300 (279)
API SLs, API SLX	X60	60,000 (413)	1.00	43,200 (298)
API SLs, API SLX	X65	65,000 (448)	1.00	46,500 (323)
API SLs, API SLX	X70	70,000 (482)	1.00	50,400 (347)
API SLU	U80	80,000 (551)	1.00	57,600 (397)
API SLU	U100	100,000 (689)	1.00	72,000 (496)
SOLDADO POR FUSION ELECTRICA				
ASTM A 134		-	0.80	-
ASTM A 139	A	30,000 (207)	0.80	17,300 (119)
ASTM A 139	B	35,000 (241)	0.80	20,150 (139)
ASTM A 155		-	0.90	-
ASTM A 155		-	1.00	-
SOLDADO POR ARCO SUMERGIDO				
API SL, API SLs	A	30,000 (207)	1.00	21,600 (149)
API SL, API SLs	B	35,000 (241)	1.00	25,200 (174)
API SLs, API SLX	X42	42,000 (289)	1.00	30,250 (208)
API SLs, API SLX	X46	46,000 (317)	1.00	33,100 (228)
API SLs, API SLX	X52	52,000 (358)	1.00	37,450 (258)
API SLs, API SLX	X56	56,000 (386)	1.00	40,300 (278)
API SLs, API SLX	X60	60,000 (413)	1.00	43,200 (298)
API SLs, API SLX	X65	65,000 (448)	1.00	46,500 (323)
API SLs, API SLX	X70	70,000 (482)	1.00	50,400 (347)
API SLU	U80	80,000 (551)	1.00	57,600 (397)
API SLU	U100	100,000 (689)	1.00	72,000 (496)
ASTM A 381	Y35	35,000 (241)	1.00	25,200 (174)
ASTM A 381	Y42	42,000 (290)	1.00	30,250 (209)
ASTM A 381	Y46	46,000 (317)	1.00	33,100 (228)
ASTM A 381	Y48	48,000 (331)	1.00	34,550 (238)
ASTM A 381	Y50	50,000 (345)	1.00	36,600 (245)
ASTM A 381	Y52	52,000 (358)	1.00	37,450 (258)
ASTM A 381	Y60	60,000 (413)	1.00	43,200 (298)
ASTM A 381	Y65	65,000 (448)	1.00	46,500 (323)

TABLA III- 10

**TABLA III-11 ESPESOR MINIMO NOMINAL DE PARED
PARA TUBO DE ACERO (pulgadas)
(líquidos)**

<i>Tamaño nominal del tubo (pulgadas)</i>	<i>Diámetro nominal exterior (pulgadas)</i>	<i>Espeor mínimo nominal de pared tubo de extremos planos (pulgadas)</i>
2	2.375	0.078
2 1/2	2.875	0.083
3	3.500	0.083
3 1/2	4.000	0.083
4	4.500	0.083
5	5.563	0.083
6	6.625	0.083
8	8.625	0.104
10	10.750	0.104
12	12.750	0.104
14	14.000	0.133
16	16.000	0.133
18	18.000	0.133
20	20.000	0.133
22	22.000	0.148
24	24.000	0.164
26	26.000	0.172
28	28.000	0.188
30	30.000	0.203
32	32.000	0.219
34	34.000	0.226
36	36.000	0.242
38	38.000	0.258
40	40.000	0.273
42	42.000	0.281
44	44.000	0.297
46	46.000	0.312
48	48.000	0.328

NOTA: El espeor mínimo nominal de pared, para tubo de extremos roscaos o ranura-
do, deberá ser estándar de acuerdo con el Código ANSI B36.10. El uso de juntas
roscaas está limitado en la sección 414.1 del Código ANSI B31.4.

distinguir tres conceptos diferentes como diámetro nominal, diámetro exterior y diámetro interior.

El diámetro nominal, puede decirse, que es una identificación del tubo y no una característica. El diámetro exterior corresponde con la dimensión física, que separa dos puntos opuestos 180° sobre la circunferencia exterior, de la sección transversal normal al eje longitudinal del tubo. El diámetro interior corresponde de la misma manera, con la dimensión física que separa dos puntos opuestos 180° sobre la circunferencia interior de la misma sección transversal. El diámetro interior depende del espesor de pared del tubo en relación con su diámetro exterior.

A partir de 355.6 mm (14 plgs), el diámetro nominal de un tubo es correspondiente con su diámetro exterior.

DISEÑO DE TUBERIAS PARA EL TRANSPORTE DE HIDROCARBUROS GASEOSOS.

Estas tuberías se destinarán a la conducción de productos en estado gaseoso, tales como gas natural derivado de la extracción o gases obtenidos del tratamiento o destilación del petróleo, cuyo uso común será su empleo como combustibles.

El diseño de tuberías para transporte de hidrocarburos gaseosos deberá considerar, entre otros, los aspectos siguientes:

1. Características físicas y químicas del fluido.
2. Presión y temperatura máximas de operación.
3. Especificaciones del material seleccionado.
4. Cargas adicionales externas que puedan preverse como consecuencia de las condiciones de trabajo o de las características de las regiones que atraviesa, tales como:
 - a. Cargas externas impuestas por condiciones de operación.
 - b. Carga de viento, además de las relativas a expansión y flexibilidad, en tuberías suspendidas o aéreas.

Para tuberías aéreas o no soportadas continuamente, además de los factores aplicables que se mencionan en este inciso, deberán considerarse las cargas vivas como lo son el peso-

del producto transportado, la nieve, el hielo, etc., y cargas muertas como lo son el peso propio de la tubería, recubrimientos, rellenos, válvulas y otros accesorios no soportados.

c. Sismos.

d. Vibración y resonancia causada por vibración.

e. Esfuerzos causados por asentamientos o derrumbes en regiones de suelos inestables.

f. Efectos de la contracción y expansión térmicas cuando la diferencia de temperaturas sea mayor de 30°C (86°F)

g. Efectos del movimiento de tubos y accesorios conectados.

h. Esfuerzos en cruces de caminos, ríos, etc.

i. Esfuerzos por oleajes y corrientes marítimas.

5. Tolerancias y variaciones permisibles en especificaciones y condiciones de operación.

6. Factores de seguridad por densidad de población y por eficiencia de junta.

7. Espesor adicional por desgaste o margen de corrosión.

DEFINICION DE CONCEPTOS.

PRESION MAXIMA DE OPERACION.

Es la presión máxima que puede presentarse en cualquier punto de la tubería operando ésta al 100% de su capacidad en condiciones de flujo regular, uniforme y constante, y toma en cuenta la carga requerida para vencer las resistencias por fricción.

PRESION DE DISEÑO.

Como en el caso de los hidrocarburos líquidos, es el valor de la presión (P), usado en la expresión de Barlow para la determinación de esfuerzos en cilindros de pared delgada sometidos a presión interna. Este valor de la presión no podrá ser menor que la máxima de operación en condiciones estables.

PRESION MAXIMA DE TRABAJO PERMISIBLE.

Tanto en el diseño de tuberías para transporte de hidrocar-

bueros líquidos como en el de gaseosos, la presión máxima de trabajo permisible es aquella a la cual, por especificación, se puede hacer trabajar al tubo.

TEMPERATURA DE DISEÑO.

Es la temperatura tomada como referencia para fijar el valor de "T", factor de diseño por temperatura, en la expresión -- utilizada para determinar el espesor de pared de la tubería. Esta temperatura de diseño, no será menor que la temperatura máxima de operación, en condiciones estables.

ESPESOR MINIMO NECESARIO.

El espesor de pared mínimo necesario en un tubo sometido -- exclusivamente a presión interna, se calculará, como en el caso de transporte de hidrocarburos líquidos, de la expresión:

$$S_t = PD/2t \text{ de Barlow.}$$

$$\text{de donde: } t = \frac{PD}{2Sy \cdot FET}$$

en la cual:

t = Espesor de pared mínimo requerido de un tubo sometido exclusivamente a presión interna, (plgs).

P = Presión de diseño, (lb/plg²).

D = Diámetro nominal exterior, (plgs), del tubo.

Sy = Esfuerzo mínimo especificado en el punto de cedencia (lb/plg²). Los valores correspondientes de acuerdo con el acero del tubo empleado, serán los mismos de la Tabla III-10 para el caso de hidrocarburos líquidos.

F = Factor de diseño (adimensional) basado en la densidad de población de acuerdo con la clase de localización por la que atraviesa la tubería.

E = Eficiencia de la junta longitudinal soldada (adimensional). Los valores correspondientes de acuerdo con la especificación de la tubería empleada, aparecen en la Tabla III-10, utilizada también para hidrocarburos líquidos.

T = Factor de diseño (adimensional), basado en la temperatura-

de diseño cuyos valores se indican en la tabla siguiente:

TABLA III- 9 , FACTOR DE DISEÑO-"T" POR TEMPERATURA

Temperatura	"T"
121° C (250°F)	1,000
150° C (300°F)	0.967
175° C (350°F)	0.933
205° C (400°F)	0.900
230° C (450°F)	0.867

Nota: Para temperaturas intermedias se deberá interpolar para estimar el valor "T".

Clasificación de localizaciones para la selección de "F".

El criterio que se sigue para determinar la clase de localización por la que atraviesa una tubería para transporte de hidrocarburos gaseosos, es congruente con el número de construcciones que se encuentran dentro de los límites de una zona definida como área unitaria, cuyas dimensiones son 400 m de ancho (0.25 millas aproximadamente) por 1600 m de largo (1.0 millas aprox.) quedando la tubería ubicada en el eje longitudinal de esta zona, con relación a la menor dimensión de la misma.

Cada casa o sección de una construcción (planta o piso, nivel, etc., de un edificio), destinadas para fines de ocupación humana o habitacionales se contará como una construcción por separado.

LOCALIZACION CLASE 1.-

Es aquella donde se encuentran 10 (diez) o menos construcciones comprendidas en una área unitaria de terreno. En términos generales esta localización corresponde a terrenos destinados para fines agrícolas o ganaderos, así como bosques, desiertos, etc., donde la densidad de población no exceda de 75 habitantes por km².

LOCALIZACION CLASE 2.-

Es una zona equivalente a una área unitaria que comprende más de 10 (diez); pero menos de 50 (cincuenta) construcciones. En tér-

minos generales esta localización se encuentra en la periferia de ciudades pequeñas o poblaciones con desarrollo incipiente.

LOCALIZACION CLASE 3.-

Corresponde a cualquier área unitaria que abarque 50 (cincuenta) o mayor número de construcciones destinadas para fines de ocupación humana o habitacional. También quedan incluidos en esta clase de localización aquellos lugares ubicados a 100 m (328 pies) o menos de la tubería, donde existan construcciones ocupadas normalmente por 20 (veinte) o más personas, como hospitales, cuarteles, hoteles, etc. igualmente, se considerarán comprendidos en esta localización los sitios distantes 100 m (328 pies) o menos de la tubería donde temporalmente puedan reunirse 20 (veinte) personas o más durante el uso normal de estos sitios, como sería un campo deportivo, un parque de juegos, un teatro al aire libre, una escuela, una iglesia, una sala de espectáculos y cualquier otro lugar público de reunión.

Se dá el mismo tratamiento a las áreas destinadas a casas habitación o casas comerciales, aún cuando en el momento de construirse la tubería solamente existan edificaciones en la décima parte de los lotes adyacentes al trazo.

LOCALIZACION CLASE 4.-

Áreas unitarias destinadas fundamentalmente a zonas de ocupación humana o habitacional, en las que más de las dos terceras partes de la superficie están ocupadas por construcciones de cualquier tipo, y donde exista tránsito intenso de vehículos o puedan encontrarse muchas otras tuberías o instalaciones de servicio enterradas.

Quando exista un agrupamiento o conjunto de construcciones destinadas a fines de ocupación humana o habitacionales, que por su número pertenezca a una clase de localización definida según los párrafos anteriores, los límites de las localizaciones que se mencionan en el párrafo que sigue, podrán ampliarse de la manera siguiente:

a. Una localización clase 4, clase 3 y clase 2 terminará a 200 m (0.125 millas aprox.) de la construcción más cercana al grupo o conjunto en ámbos sentidos del eje de la tubería.

TABLA III-13 ESPESOR MINIMO NOMINAL DE PARED
PARA TUBO DE ACERO (pulgadas)
(gas)

Tamaño nominal (pulgadas)	Diámetro exterior (pulgadas)	(1)		Clase de localización				
		Tubo de extremos planos		Tubo de extremos roscados				
		(2)		3 y 4	Cual quiera	Estaciones de compresión		
		1	1	2	3 y 4			
1/8	0.405	0.035	0.065	0.065	0.065	0.068	0.095	Entrenos planos y roscados
1/4	0.540	0.037	0.065	0.065	0.065	0.088	0.119	
3/8	0.675	0.041	0.065	0.065	0.065	0.091	0.126	
1/2	0.840	0.046	0.065	0.065	0.065	0.109	0.147	
3/4	1.050	0.048	0.065	0.065	0.065	0.113	0.154	
1	1.315	0.053	0.065	0.065	0.065	0.133	0.175	
1 1/4	1.660	0.061	0.065	0.065	0.065	0.140	0.191	
1 1/2	1.900	0.065	0.065	0.065	0.065	0.145	0.200	
2	2.375	0.075	0.075	0.075	0.075	0.154	0.218	
2 1/2	2.875	0.083	0.085	0.085	0.085	0.203	0.203	
3	3.500	0.083	0.098	0.098	0.098	0.216	0.216	Entrenos planos solamente
3 1/2	4.000	0.083	0.108	0.108	0.108	0.226	0.226	
4	4.500	0.083	0.116	0.116	0.116	0.237	0.237	
5	5.563	0.083	0.125	0.125	0.125	0.258	0.250	
6	6.625	0.083	0.134	0.134	0.156	0.280	0.250	
8	8.625	0.104	0.134	0.134	0.172	0.322	0.250	
10	10.750	0.104	0.164	0.164	0.188		0.250	
12	12.750	0.104	0.164	0.164	0.203		0.250	
14	14.000	0.134	0.164	0.164	0.210		0.250	
16	16.000	0.134	0.164	0.164	0.219		0.250	
18	18.000	0.134	0.188	0.188	0.250		0.250	
20	20.000	0.134	0.188	0.188	0.250		0.250	
22,24,26	22,24,26	0.164	0.188	0.188	0.250		0.250	
28,30	28,30	0.164	0.250	0.250	0.281		0.281	
32,34,36	32,34,36	0.218	0.250	0.250	0.312		0.312	
38,40,42	38,40,42	0.250	0.312	0.312	0.375		0.375	

NOTAS: (1) El espesor mínimo nominal para tubo de acero de extremos planos menor de 10.8 mm (2 pulgadas) de diámetro nominal y todo el resto donde la presión no excede de 7.63 kg/cm² (100 lb/in²), no se aplica en las tuberías para hidrógeno a una presión de 0.69 mm (0.235 pulgadas) en cualquier Clase de Localización.

(2) Conexiones de bridas.

(3) El espesor de pared para tuberías de acero al carbono, aleación y inoxidable, debe ser el mismo que las tuberías de acero con 345 S.M. Código ANSI B31.1 Edición anterior.

(4) Al menos el Código ANSI B31.1 debe aplicarse para diámetros de 14, 16 y 18 pulgadas por espesores de pared de 0.250 pulgadas o más y para Clase de Localización 1, E-310, 2, 0-310, 3, 4 y estaciones de compresión 0-450. Las tuberías de bridas con 0.375 pulgadas y los espesores indicados en esta localización.

- b. Cuando en cualquiera de las áreas antes clasificadas se encuentre una construcción en que suelen reunirse muchas personas, como sucede en escuelas, hospitales, iglesias, salas de espectáculos, cuarteles, etc., se deberán considerar de la clase siguiente en orden ascendente, en una porción de 200 m (0.125 millas) como mínimo en ámbos sentidos de la tubería medidos a partir de los límites de dicha construcción.

De acuerdo con lo anterior el factor "F" de diseño que deberá emplearse en la fórmula, en función de la densidad de población, se seleccionará de la tabla siguiente:

Tabla III-12.- Factor "F" de diseño según la clase de Localización.

CLASE DE LOCALIZACION	FACTOR DE DISEÑO F
1	0.72
2	0.60
3	0.50
4	0.40

Un factor de 0.6 deberá emplearse en el diseño de tuberías para transporte de gas en localizaciones clase 1, cuando:

- El conducto cruce un camino no pavimentado, sin camisa de protección.
- Invada y se localice paralelamente en el derecho de vía de camino pavimentado, de una carretera, de una calle o de una vía de ferrocarril.
- Esté soportado en un puente, ya sea éste para vehículos, peatones, ferrocarril o para tuberías.

Para tuberías que transportan gas en localizaciones clase 2, debe usarse un factor de diseño "F" de 0.5 o menos en la fórmula de diseño, cuando cruzan caminos pavimentados, carreteras, calles o vías de ferrocarril.

En localizaciones clase 1 y 2, debe usarse un factor "F" -

de diseño de 0.5 o menos en cada estación de compresión, de medición y regulación de gas.

El espesor mínimo requerido, es el espesor de pared de un tubo, calculado con la Ec. III-22 antes indicada, incrementado con las tolerancias y asignaciones mecánicas obtenidas del análisis y evaluación de los factores Nos. 4, 5, 6 y 7, correspondientes a transportes de gas. Dicho espesor no podrá ser menor que el indicado en la Tabla III-13

ESPESOR NOMINAL

Se considerará espesor nominal de un tubo, al idéntico o inmediato superior al calculado, que se fabrique y satisfaga los requisitos de espesor mínimo requerido señalados en el párrafo anterior, el cual, no deberá reducirse en ninguna parte en más de un 10% con motivo de su transporte, almacenamiento, manejo, instalación o reparación.

Para calcular la presión de diseño, en función del espesor nominal de pared de un tubo, deberá aplicarse la misma ecuación de Barlow, expresada en la forma siguiente:

$$P = \frac{2S_{yt}}{D} \times FET \quad (III-23)$$

Bibliografía

- 1) MANUEL FALCON FELIX 1980-81
Sistemas de Bombeo y Compresión, Notas de Clase.
Facultad de Ingeniería, UNAM. México, D. F.
- 2) BYRON JACKSON CO. 1965
"Engineered Centrifugal Pumps"
Byron Jackson, L.A. Calif.
- 3) INGERSOLL-RAND CO., CAMERON PUMP DIVISION 1970
"Cameron Hydraulic Data"
Ingersoll-Rand Co. Vrunswick, New Jersey.
- 4) "HYDRAULIC PUMP DATA" 1960
Worthington Pump And Machinery Corp. N.Y.
- 5) FAIRBANKS MORSE 1967
"Hydraulic Handbook"
Fairbanks Morse And Co. U.S.A.

CAPITULO IV

TURBINAS

El presente capítulo comprende el estudio de las Turbinas Hidráulicas y de Gas, poniendo especial atención en las de gas, debido a que son las de mayor utilización en la industria petrolera.

TURBINAS HIDRAULICAS

Las Turbinas Hidráulicas tienen como principio de aplicación el de las ruedas de reacción.

Para la clasificación de las turbinas, se toma en cuenta la dirección que lleva el agua a su paso por el rodete o rueda móvil, así las tenemos de tres clases:

A) Turbinas Radiales: En esta clase de turbina el agua dentro del motor permanece en un plano normal al eje de rotación. La admisión puede ser exterior o interior, por lo que podemos encontrar turbinas radiales; centrípetas y centrífugas.

B) Turbina Axial o

Paralela: Es aquella en la que el agua a su paso por la turbina, conserva una misma distancia con respecto al eje de rotación.

C) Turbina Mixta: Aquella formada por la combinación de las dos anteriores.

Partes esenciales de que consta una turbina:

Las partes constitutivas de una turbina son:

a) Rodete o Rueda Móvil: Esta es la parte más importante de una tur-

bina, la cual consiste de una serie de álabes, unidos a un eje, los cuales tienen unas separaciones o conductos curvos, por donde pasa el agua que produce el movimiento al ejercer una reacción dinámica.

- b) **El Distribuidor:** Parte fija que sirve de unión entre el rodetes móvil y la cámara de agua, el distribuidor tiene como función el conducir el agua hasta los espacios entre los álabes.
- c) **Tubo de aspiración o de succión:** Elemento que sirve de unión entre la turbina y la fuente de suministro.
- d) **Cámara de la turbina:** Esta puede ser cerrada o abierta:
 - La cámara cerrada se utiliza cuando las caídas de agua son grandes y se tiene necesidad de conducir el agua a presión con la utilización de tubería.
 - La cámara abierta se utiliza cuando las caídas de agua son cortas, y se colocan con un nivel de agua libre, sometido a presión atmosférica.
- e) **Regulador:** Este elemento actúa sobre la admisión en el distribuidor y sirve para mantener constante la velocidad de rotación de la turbina.

Además de éstos elementos, las turbinas hidráulicas cuentan con otros como son los ejes, cojinetes, etc.

Características de las Turbinas.

- Tipo de las turbinas: El tipo de una turbina queda definido por los siguientes parámetros:
 - 1) Número de guías del distribuidor.
 - 2) Número de álabes del rodetes móvil.
 - 3) Espesor de los álabes. —
 - 4) Los ángulos de entrada y salida de la vena líquida.
 - 5) La relación entre la admisión y la descarga.

- Tamaño de la turbina: Por el tamaño de una turbina se entiende el diámetro del rodetes móvil.

- Velocidad de Rotación de una turbina: Se entiende por velocidad de rotación el número de revoluciones por minuto que ésta desarrolla cuando trabaja, siendo la velocidad más ventajosa aquella con la que se obtiene la máxima eficiencia hidráulica.

En nuestro país, las turbinas de agua encuentran su mayor utilización en la generación de energía eléctrica, también son usadas para mover diferentes equipos como son bombas hidráulicas, compresores, etc.

TURBINAS DE GAS

Las turbinas de gas constan esencialmente de las siguientes partes:

- Compresor de aire.
- Cámara de combustión.
- Turbina.

En el funcionamiento de una turbina de gas, el aire comprimido por el compresor es enviado a la cámara de combustión donde, al calentarse, se expande a través de las toberas de la turbina y adquiere alta velocidad.

La energía cinética de la corriente de aire queda entonces distribuida de la siguiente manera:

- Parte es cedida a los álabes de la turbina.
- Parte para accionar el compresor.
- El resto para producir trabajo.

Podemos encontrar dos tipos de instalaciones:

- Tipo abierto.
- Tipo cerrado.

Tipo Abierto: En este tipo de instalación, los productos de la combustión fluyen a través de la turbina junto con el aire.

Siendo necesario un mayor flujo de aire, para diluir los productos de la combustión.

Tipo Cerrado: En este tipo de instalación los productos de la combustión no fluyen a través de la turbina, sino por un intercambiador de calor, pudiéndose usar cualquier tipo de combustible.

Este tipo de instalaciones deben ser estacionarias.

En la Fig. IV-1 se representa esquemáticamente las tres partes más importantes en una turbina de gas, además de éstas, se tienen los dispositivos auxiliares como son los de lubricación, regulación de la velocidad, alimentación de combustible y puesta en marcha.

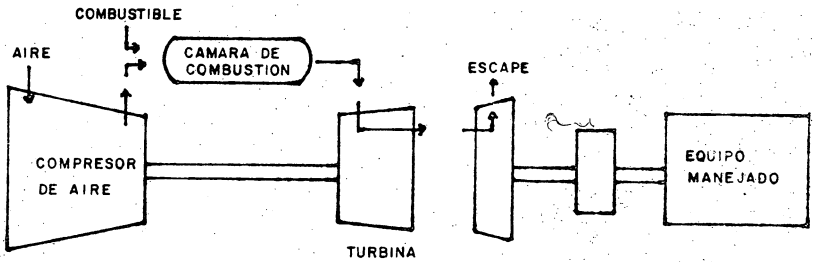


FIG. IV-1

Ciclo simple de una Turbina de Gas.

El ciclo Brayton, también llamado ciclo de Joule, es el ciclo prototipo de una turbina de gas, (Fig. IV-2), donde el área 2-3-5-6 - representa el calor suministrado, el área 1-4-5-6- el calor devuelto - al exterior y el área 2-3-4-1, el trabajo realizado, la cual está formada por:

compresión isentrópica (1 a 2), adición de energía a presión constante (2 a 3), expansión isentrópica (3 a 4) y cesión de energía a presión constante (4 a 1).

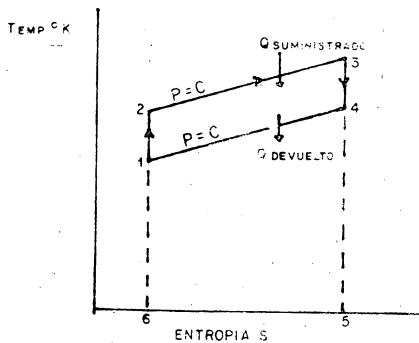


FIG. IV-2 CICLO IDEAL DE UNA TURBINA DE GAS

La Fig. IV-3 muestra el diagrama P-V para el ciclo Brayton donde se puede ver por separado el trabajo realizado por el compresor, Fig. IV-3 (a), el trabajo realizado por la turbina, Fig. IV-3 (b) y el trabajo útil con que se moverá el equipo, Fig. IV-3 (c)

Como podemos ver de la figura, el trabajo será igual a la suma algebraica de los trabajos del compresor y la turbina, siendo el trabajo del compresor negativo.

Según esto,

$$W = W_c + W_t ;$$

de la Fig. IV-3 y de la Ec. (I-16) tenemos que para un compresor ;

$$\frac{W_c}{J} = c_p (T_1 - T_2) = c_p T_1 (1 - T_2/T_1) = c_p T_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{k-1/k} \right] \text{ kcal/Kg} \quad \text{(IV-1)}$$

De la misma manera, para la turbina tenemos que:

$$\frac{W_t}{J} = c_p (T_3 - T_4) = c_p T_3 (1 - T_4/T_3) = c_p T_3 \left[1 - \frac{P_1}{P_2}^{k-1/k} \right] \text{ kcal/Kg} \quad \text{(IV-2)}$$

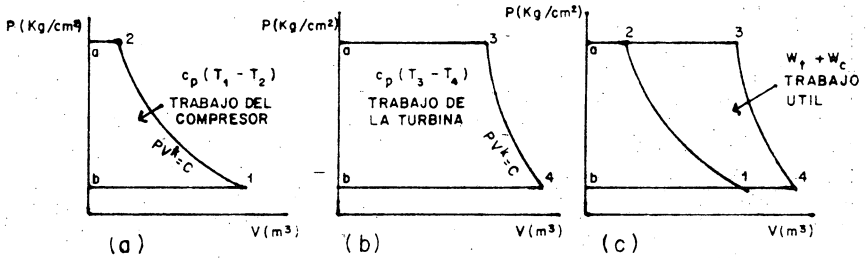


FIG. IV-3

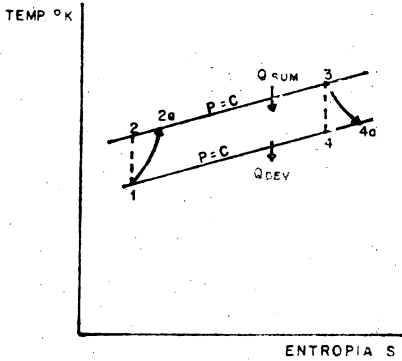
Ciclo real o con pérdidas.

En la Fig. IV-3 se ha representado un ciclo ideal, es decir, sin pérdidas, por lo que antes de pasar a calcular el rendimiento de una turbina, trabajo y potencia desarrollada, señalaremos algunas de las razones por las cuales el ciclo real difiere del ciclo teórico o ideal.

- 1) El aire no es un gas perfecto.
- 2) La compresión no es isentrópica.
- 3) La expansión no es isentrópica.
- 4) En todo el sistema se realizan pérdidas por fricción.
- 5) No toda la energía del combustible se desprende en la combustión.

El efecto resultante de todas las pérdidas consiste en rebajar el rendimiento y la potencia globales.

En la Fig. IV-4 se representa un ciclo con pérdidas mecánicas de la turbina y del compresor, pudiéndose observar como difiere el ciclo ideal (líneas de trazos) del ciclo real (línea continua).



Ciclo con pérdidas del Compresor y la Turbina.

FIG. IV-4

A partir de la Fig. IV-4 tenemos:

Rendimiento del ciclo no ideal:

$$e_c = \frac{W_{neto}}{J \times Q_{sum}} = \frac{W_t + W_c}{J \times Q_{sum}} \quad (IV-3)$$

donde el subíndice (a) se refiere a las condiciones reales;

$$\text{trabajo del compresor} = \frac{W_c}{J} = c_p (T_1 - T_{2a}) = \frac{c_p (T_1 - T_2)}{e_c}$$

y de la Ec. (I-16):

$$\frac{W_c}{J} = \frac{T_1 c_p}{e_c} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{k-1/k} \right], \quad (k \text{ cal/Kg}) \quad (IV-4)$$

$$\text{Rendimiento de compresión} = \frac{W_{isentrópico}}{W_{real}} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{2a}} \quad (IV-5)$$

$$\text{Trabajo de la turbina} = \frac{W_t}{J} = c_p (T_3 - T_{4a}) = e_t c_p (T_3 - T_4)$$

$$\text{y de la Ec. (I-16)} \quad \frac{W_t}{J} = e_t c_p T_3 \left[1 - \frac{1}{(P_2/P_1)^{k-1/k}} \right] \quad (k \text{ cal/Kg}) \quad (IV-6)$$

Rendimiento de la turbina, $\eta_{\text{real}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_2}$. (IV-7)

Substituyendo las Ecs. (IV-4) y (IV-6) en (IV-3):

$$\eta_a = \frac{e_t T_3 \left(1 - \frac{1}{r^{k-1/k}} \right) + \frac{T_1}{e_c} \left(1 - r^{k-1/k} \right)}{T_3 - T_1 \left(1 + \frac{r^{k-1/k} - 1}{e_c} \right)}, \quad (\text{IV-8})$$

donde $r = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4}$.

Regeneradores.

Existe un procedimiento para mejorar el rendimiento de una turbina de gas, el cual consiste en recuperar parte del calor perdido en los gases de escape a alta temperatura. Este procedimiento es precisamente el empleo de regeneradores o intercambiadores de calor.

Los regeneradores pueden ser de 2 tipos, tubulares y de placa rotatoria.

-Tubulares: son los más usados; en estos los gases de escape -- son obligados a pasar por el interior de los tubos, pasando su calor a los tubos, mientras que el aire a calentar pasa por el exterior de éstos.

-De placa rotatoria: de tamaño más compacto y mayor eficiencia -- en la transmisión de calor a contracorriente, pero su difícil construcción los hace menos usuales.

Este tipo de aparatos son usados comúnmente en las instalaciones de las turbinas de gas, aunque presentan los siguientes inconvenientes:

- 1) Necesidad de una gran superficie de tubos.
- 2) Conservar limpia la superficie de éstos (generalmente por medio de "sopladores" de hollín de tipo mecánico).
- 3) Aumento en la resistencia al paso de los gases.

La Fig. IV-5 (a) muestra un diagrama de una turbina de gas con regeneración, y la Fig. IV-5 (b) muestra el ciclaje la turbina de gas con regeneración, para los casos real e ideal, donde se puede observar que el calor suministrado es igual a la suma del calor recuperado mediante la energía del gas de escape más el calor obtenido a partir del combustible suministrado.

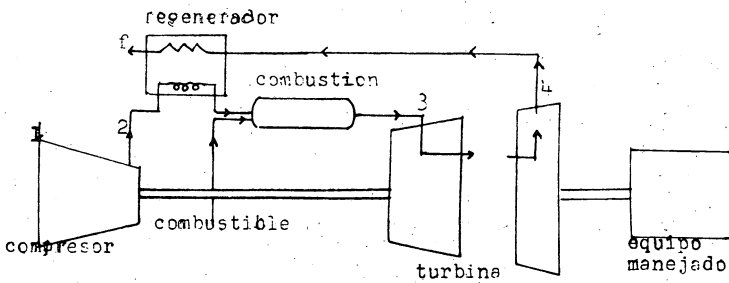


FIG. IV-5 (a)

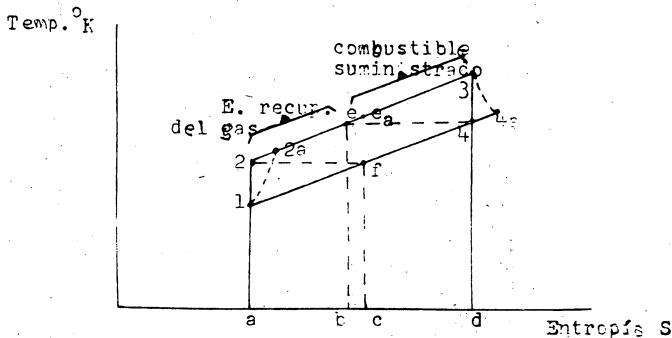


FIG. IV - 5 (b)

De la figura, podemos ver que el rendimiento para un regenerador sin pérdidas es igual a:

$$e_c = \frac{\text{Elevación de la temperatura del aire}}{\text{Máxima elevación posible del refrigerador}} = \frac{T_e - T_2}{T_4 - T_2} = 1$$

y para un regenerador real, tomando en cuenta las pérdidas debidas a la resistencia al paso del aire y gases por el regenerador y las debidas a la fricción al conectar los tramos de tubería:

$$J_{ea} = \frac{T_{ea} - T_{2a}}{T_{4a} - T_{2a}} \quad (\text{IV-9})$$

Una vez determinado el rendimiento del regenerador, y sabiendo que el rendimiento del ciclo es igual al calor cedido, dividido por el calor absorbido, obtendremos el rendimiento para un ciclo regenerativo con pérdidas:

$$e_{ra} = \frac{(W_t + W_c)/J}{Q_{\text{neto}}} = \frac{(W_t + W_c)/J}{Q_{nr} - Q_{rec}} \quad (\text{IV-10})$$

De la Ec. (I-12), y apoyándonos en la Fig. IV-5 (b)

$$Q_{nr} = c_p (T_3 - T_{2a}) \quad (\text{IV-11})$$

$$Q_{rec} = c_p (T_{ea} - T_{2a}) \quad (\text{IV-12})$$

donde:

e_{ra} = rendimiento ciclo regenerativo con pérdidas:

Q_{nr} = energía suministrada en un ciclo no regenerativo

Q_{rec} = energía recuperada por el regenerador

Ahora bien, para comprender mejor lo referente a los diferentes rendimientos, trabajo y potencia desarrollada por el ciclo de una turbina de gas con pérdidas y con regeneración, hagamos el siguiente ejemplo:

EjemPLO (IV-1): Suponiendo un rendimiento de compresor y turbina de 60% y 85% respectivamente, hallar el rendimiento del ciclo, el trabajo neto en kg-m/seg y la potencia desarrollada para un ciclo real sin re

generador y con regenerador.

DATOS

Rendimiento del regenerador = 75%
 Presión absoluta de entrada = 1050 kg/cm²
 Temperatura de entrada 25°C = 298°K
 Temperatura máxima 330°C = 1103°K
 c_p para el aire y los gases = 0.26
 Relación de presiones = 4:1
 Consumo de aire = 21.5 kg/seg
 c_p/c_v = k = 1.4
 Rendimiento del compresor = 80%
 Rendimiento de la turbina = 85%

INCOGNITAS

Ciclo sin regenerador

- a) Rendimiento
 b) Trabajo neto por segundo
 c) Potencia desarrollada

Ciclo con regenerador

- a) Rendimiento
 b) Trabajo neto por segundo
 c) Potencia desarrollada

SOLUCION:

1.- Para un ciclo sin regenerador

a) Rendimiento

utilizando la Ec. (IV-8)

$$e_a = \frac{0.85 \times 1103 \left(1 - \frac{1}{4^{0.286}}\right) + \frac{298}{0.80} \left(1 - 4^{0.286}\right)}{1103 - 298 \left(1 + \frac{4^{0.286} - 1}{0.80}\right)} = .201 = 20.1\%$$

b) Trabajo neto por segundo

$$W_{\text{neto}} = W_t + W_c$$

$$W_t = e_t T_3 c_p \left(1 - \frac{1}{r^{(k-1)/k}}\right) \quad (\text{IV-6})$$

$$W_t = .85 \times 1103 \times .26 \left(1 - \frac{1}{4^{0.286}}\right) = 79.79 \text{ K cal/kg}$$

$$w_c = \frac{T_1 c_p}{e_c} \left(1 - r^{(k-1)/k} \right) \quad (\text{IV-4})$$

$$w_c = \frac{298 \times 0.26}{0.80} \left(1 - 4^{0.286} \right) = -47.12 \text{ K cal/Kg.}$$

$$w_{\text{neto}} = 79.79 - 47.12 = 32.66 \text{ K cal/Kg.}$$

$$w_{\text{neto}} \text{ por segundo} = 32.66 \times 21.5 \times 427 = \underline{\underline{299,876 \text{ Kg-m/seg.}}}$$

c) Potencia Desarrollada: $\frac{299,876}{76} = \underline{\underline{3946 \text{ HP}}}$

Nota: 1K cal = 427 Kg-m

1Hp = 76 Kg m/seg.

2.- Para un ciclo con regenerador

a) Rendimiento

De la Ec. IV-10, $e_{ra} = \frac{(W_t + W_c)/J}{Q_{nr} - Q_{rec}}$

$$Q_{nr} = c_p (T_3 - T_{2a})$$

$$Q_{rec} = c_p (T_{ea} - T_{2a})$$

Sabemos que $r = P_2/P_1 = P_3/P_4$ y como de la Ec. (I-16):

$$T_2 = T_1 r^{(k-1)/k} \text{ y } T_3 = T_4 r^{(k-1)/k},$$

tenemos que

$$T_2/T_1 = T_3/T_4 = r^{(k-1)/k}$$

$$T_2 = r^{(k-1)/k} \times T_1$$

$$T_2 = 4^{0.286} \times 298 ; T_2 = 443^{\circ}\text{K}$$

$$T_4 = \frac{T_3}{r^{k-1/k}}$$

$$T_4 = \frac{1103}{4^{0.286}} ; T_4 = 742^{\circ}\text{K}$$

Ahora, puesto que

$$e_c = \frac{T_2 - T_1}{T_{2a} - T_1} \quad (\text{IV-5})$$

$$0.80 = \frac{443 - 298}{T_{2a} - 298} \quad \therefore T_{2a} = \frac{443 - 298}{0.80} + 298$$

$$T_{2a} = 479^\circ\text{K}$$

De esta manera, como

$$e_t = \frac{T_3 - T_{4a}}{T_3 - T_4} \quad (\text{IV-7})$$

$$0.85 = \frac{1103 - T_{4a}}{1103 - 742} \quad T_{4a} = 1103 - 0.85 (1103 - 742)$$

$$T_{4a} = 796^\circ\text{K}$$

Asimismo, puesto que

$$e_{ea} = \frac{T_{ea} - T_{2a}}{T_{4a} - T_{2a}} \quad \text{resulta} \quad (\text{IV-9})$$

$$0.75 = \frac{T_{ea} - 479}{796 - 479} \quad ; \quad T_{ea} = 0.75 (796 - 479) + 479$$

$$T_{ea} = 717^\circ\text{K}$$

Sustituyendo los valores de T_{2a} y T_{ea} en las fórmulas:

$$Q_{nr} = c_p (T_3 - T_{2a}) \quad \text{y} \quad Q_{rec} = c_p (T_{ea} - T_{2a})$$

obtenemos

$$Q_{nr} = .26 (1103 - 479)$$

$$Q_{nr} = 162 \text{ K cal/Kg. de caudal de aire}$$

y

$$Q_{rec} = .26 (717 - 479)$$

$$Q_{rec} = 62 \text{ K cal/Kg. de caudal de aire}$$

ahora, sustituyendo valores en la Ec. (IV-10)

$$e_{ra} = \frac{(W_t + W_c)/J}{Q_{nr} - Q_{rec}} : e_{ra} = \frac{32.66}{162 - 62} = 0.326 = 32.6\%$$

b) Trabajo neto por segundo

En el inciso anterior, se calcularon las temperaturas T_2 y T_4 por lo que calcularemos el trabajo por medio de las Ecs. (IV-4) y (IV-6)

$$\frac{W_t}{J} = c_p (T_3 - T_4) e_t$$

$$\frac{W_t}{J} = .26 (1103 - 742) .85$$

$$\frac{W_t}{J} = \underline{79.79 \text{ K cal/Kg.}}$$

$$\frac{W_c}{J} = c_p (T_1 - T_2)/e_c$$

$$\frac{W_c}{J} = .26 (298 - 443) / .30$$

$$\frac{W_c}{J} = \underline{-47.12 \text{ K cal/Kg.}}$$

$$W_{\text{neto}} = 79.79 - 47.12 = 32.66 \text{ K cal/Kg.}$$

$$W_{\text{neto}} \text{ por segundo } 32.66 \times 21.5 \times 427 = \underline{299.876 \text{ Kg-m/seg.}}$$

c) Potencia desarrollada: $\frac{299.876}{76} = \underline{3946 \text{ HP}}$

Del ejemplo se observa que se puede mejorar bastante el rendimiento por medio de la regeneración, mientras que el trabajo en kg. de cardal de aire es el mismo en los dos casos. Asimismo, de la Ec. (IV-8) se deduce que con la regeneración se alcanza el rendimiento máximo cuando la relación de presiones es la mínima.

SISTEMAS COMPONENTES

Atendiendo a las múltiples necesidades involucradas con el manejo de turbinas, las diferentes compañías manufactureras de turbinas, ofrecen diferentes "paquetes" los cuales dependen del tipo de equipo que se esté manejando, esto es, compresores, bombas o generadores de energía eléctrica. Estos paquetes constan de varios sistemas que facilitan los requerimientos de instalación y operación del equipo.

1.- Sistemas de arranque.

a) Sistema Neumático- Este sistema puede usar gas o aire comprimido como fuente de poder. Consta de un filtro en la línea de abastecimiento de combustible, una válvula de cierre total, 2 válvulas piloto, un filtro de válvulas piloto, 2 lubricadores, y 2 motores de expansión de gas. Los motores van montados en la parte delantera del equipo y transmiten el poder de arranque de la máquina por medio de un embrague (clutch) y un eje. Cuando la máquina alcanza un 60% de la velocidad de suministro de gas, los motores de arranque se paran y el embrague continúa funcionando. Los lubricadores actúan en forma simultánea con los motores, teniendo siempre en buen estado al motor.

b) Sistema electrohidráulico de corriente alterna- El equipo de la turbina puede también ser arrancado eléctricamente usando corriente alterna. Un motor eléctrico apropiado montado al equipo, acciona una bomba hidráulica, la cual genera la potencia hidráulica requerida para arrancar el equipo. Este sistema utiliza el sistema de lubricación del equipo para su suministro de aceite.

2.- Sistema de Combustible.

En la mayoría de los paquetes proporcionados por las compañías, se encuentran diferentes sistemas de combustible, los cuales pueden

ser:

- a) De gas natural
- b) Combustible líquido
- c) De gas natural y combustible líquido

a) Sistema de gas natural- Este sistema incluye todos los componentes necesarios para controlar el combustible con una apropiada regulación durante el arranque y la operación del equipo, desde carga cero hasta carga máxima. Básicamente, el gas empleado como combustible debe estar libre de azufre, contaminantes, agua e hidrocarburos líquidos.

El combustible pasa del suministro a las válvulas de cierre de combustible primaria y secundaria, a través del regulador de presión, por el interior de la válvula de estrangulación controlada por el sistema gobernador y finalmente a los inyectores de gas.

Un filtro de gas puede ser montado en cualquier lugar de la línea.

b) Sistema de combustible líquido- En este sistema puede usarse combustible líquido de cualquiera de los siguientes tipos: combustóleo, diesel y kerosena.

El sistema de combustible líquido va completamente integrado al equipo con la excepción de la bomba de combustible y los filtros principales, los cuales se localizan en un módulo aparte.

El combustible entra a la bomba impulsora y fluye a través del filtro, pasa entonces por una válvula de seguridad, el filtro de alta presión y el control principal de combustible para pasar después, a través de la válvula principal de cierre, y finalmente a los inyectores.

c) Sistema de gas natural y combustible líquido- Este sistema combina todas las características de los dos sistemas anteriores e incluye los controles necesarios para el cambio de combustible durante la opera

ción. El arranque puede llevarse a cabo con cualquiera de los combustibles y accionando un interruptor para cambio de combustible se puede cambiar de combustible bajo cualquier condición de carga. El tiempo que pasa del cambio a el momento en que la máquina trabaja totalmente con el nuevo combustible es aproximadamente de cinco segundos.

3.- Sistema de lubricación.

El sistema de lubricación consta del siguiente equipo:

- Tanque de aceite de gran capacidad.
- Bomba principal de aceite, manejada por la turbina.
- Bomba de pre/post lubricación.
- Interruptores de nivel, temperatura y presión.
- Filtro de aceite.
- Regulador de la presión de aceite y válvulas de alivio.
- Enfriador de aceite y válvula mezcladora con termostato.
- Celdas de nivel de presión y temperatura de aceite.
- Enfriador hidráulico de aceite.

El aceite usado en la lubricación debe tener una viscosidad máxima de 1,200 SSU en el tanque y la tubería, en el arranque.

Cuando se acciona el botón de encendido de la máquina, el aceite es enviado a los recubrimientos del motor por medio de una bomba de pre/post lubricación durante un predeterminado período de tiempo. A medida que el motor se acelera, la bomba de pre/post lubricación se detiene y todo el aceite es entregado por la bomba principal, la cual es manejada por la turbina.

Una válvula mezcladora con termostato regula la temperatura del aceite, en cuanto el motor arranca, la válvula desvía el aceite frío, de manera que no pase por el enfriador, y a medida que la temperatura del aceite se eleva, la válvula lo vuelve a desviar para que pase por el en-

friador, para mantener el aceite de lubricación a una temperatura normal de operación de aproximadamente 66°C.

.- Sistema de control-

El sistema de control comprende dos secciones:

- a) Sistema gobernador
- b) Instrumentos de control del equipo

a) Sistema gobernador- Este sistema consiste de un control electrónico de velocidad del productor de gas, el cual mantiene esta velocidad de acuerdo con un manual o con una velocidad predeterminada electrónicamente, controlando el flujo de combustible.

Mediante este sistema, el equipo queda protegido, además, por medio de un circuito que para la turbina cuando el aire de admisión lleva una temperatura excesiva o se está trabajando a una velocidad muy alta.

b) Sistemas de control del equipo- Estos instrumentos pueden ser accionados, ya sea localmente apretando un botón, a control remoto, o en forma automática.

Esta sección comprende instrumentos de paro automático en caso de un mal funcionamiento, detectores de vibración en diferentes partes de equipo y una consola en la que se encuentran los siguientes medidores:

- Presión del aceite
- Presión de descarga del compresor
- Velocidad del productor de gas
- Velocidad de la turbina
- Temperatura del aire que entra a la turbina
- Medidor de horas
- Vibración de la turbina
- Vibración de la caja de velocidades
- Vibración del equipo manejado por la turbina

Una vez señaladas las diferentes partes y accesorios en un equipo de turbinas, solo queda mencionar algunas de las diferentes aplicaciones que éstas encuentran en la industria petrolera, cada una de las cuales es tan importante y compleja que su estudio detallado requeriría de toda una monografía.

Algunas de las aplicaciones más frecuentes en el manejo de bombas y compresores son en:

- 1) Basculantes
- 2) Oleoductos
- 3) Compresión de gas a plantas
- 4) Recolección de crudo
- 5) Recolección de gas
- 6) Inyección de agua a pozos
- 7) Fracturamiento hidráulico en pozos
- 8) Inyección de gas a yacimientos petrolíferos

Bibliografía.

- 1) B.H. JENNINGS y W.L. ROGERS 1953
"Gas Turbines Analysis and Practice"
McGraw-Hill Book Co, N.Y.
- 2) UNIVERSITY OF WARWICK 1973
"Heat and Fluid Flow in Steam and Gas Turbine Plant"
Institution of Mechanical Engineers, England.
- 3) JOSE L. DE PARRES 1958
"Máquinas Hidráulicas"
Ed. Bolívar, México, D.F.
- 4) TURBINAS SOLAR 1980
Manuales de Funcionamiento y Características de las Turbinas Solar
Solar Turbines International, S.D. Calif.