



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

**APUNTES DE  
PRODUCCION DE POZOS  
I**

**JOSE ANGEL GOMEZ CABRERA**

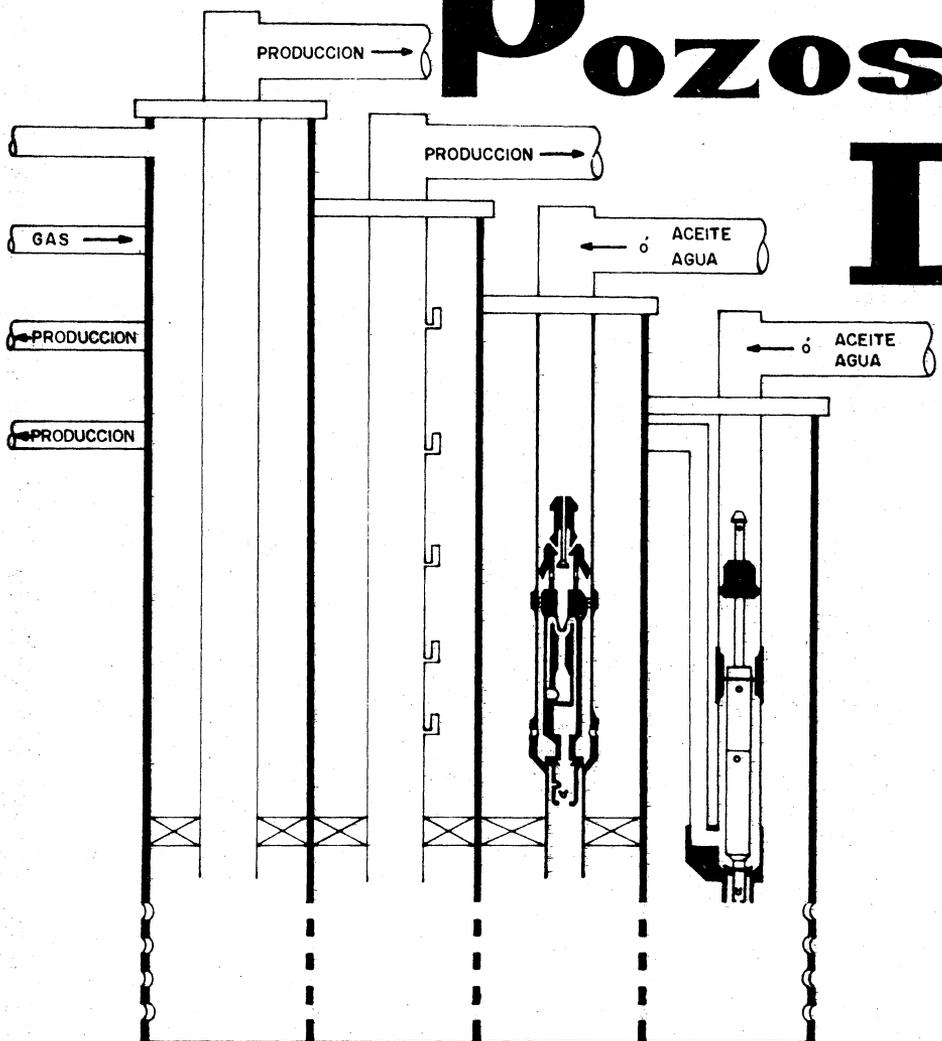
1944

1945

1946

1947

# Producción de Pozos



M. I. JOSE ANGEL GOMEZ CABRERA

AG, 40

11

## 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.

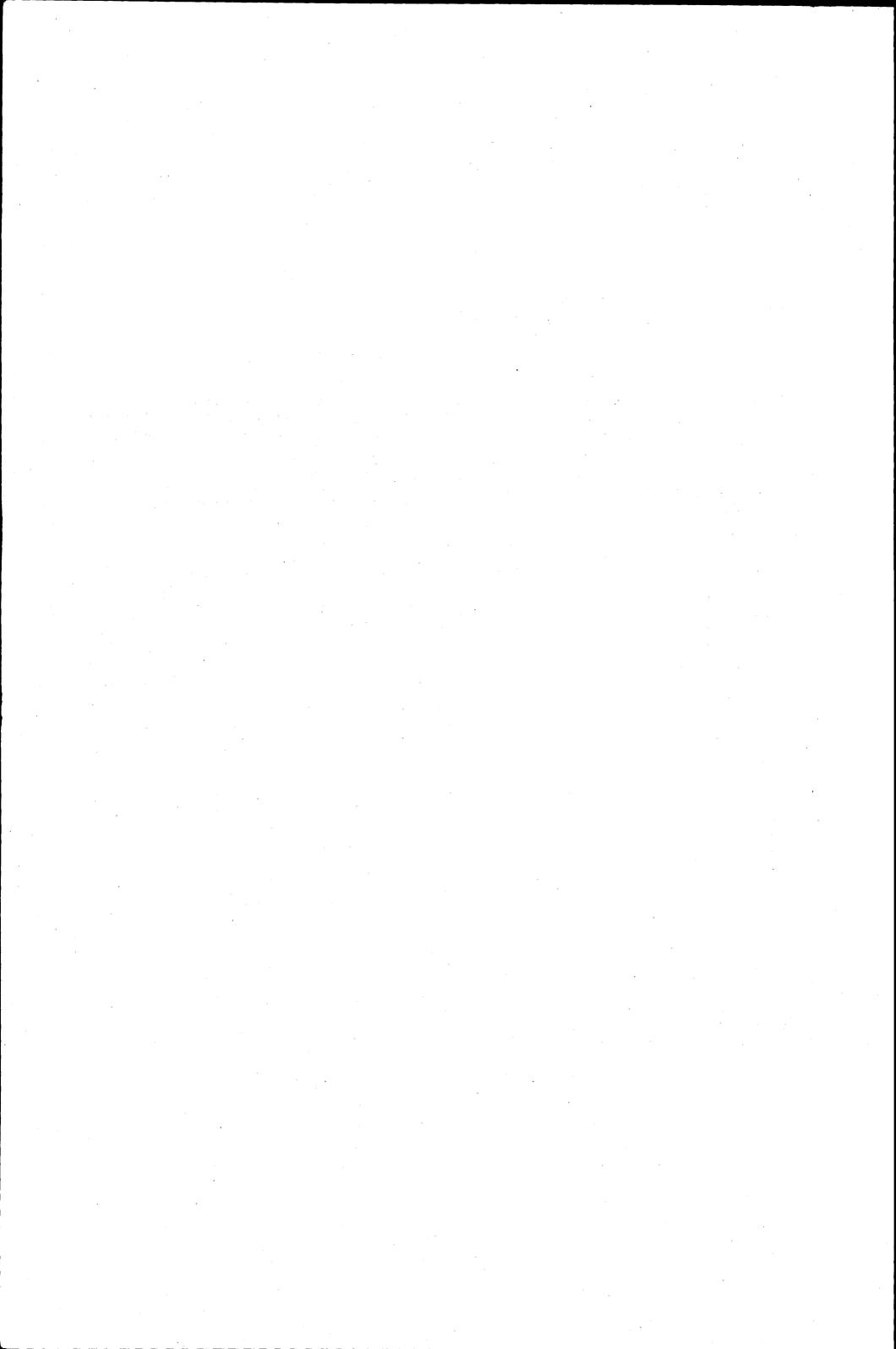
Uno de los programas que se están llevando a cabo a nivel de licenciatura, dentro del marco del Convenio, es la elaboración y actualización de apuntes de las materias de la carrera de Ingeniero Petrolero. Con ésto se pretende dotar al alumno de más y mejores medios para elevar su nivel académico, a la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

Estos apuntes fueron elaborados por el M. en I. José Angel Gómez Cabrera, Jefe de la Sección de Ingeniería de Producción de Pozos Petroleros.

Se agradece la colaboración de los estudiantes Jesús C. -- Gordillo Solís, Abraham Julian Eljure, Francisco Becerril Cárdenas, Raúl Razo Flores, A. Armando de la Torre Ovalle y Sergio López Ramírez.

DEPARTAMENTO DE EXPLOTACION DEL PETROLEO

Octubre de 1985

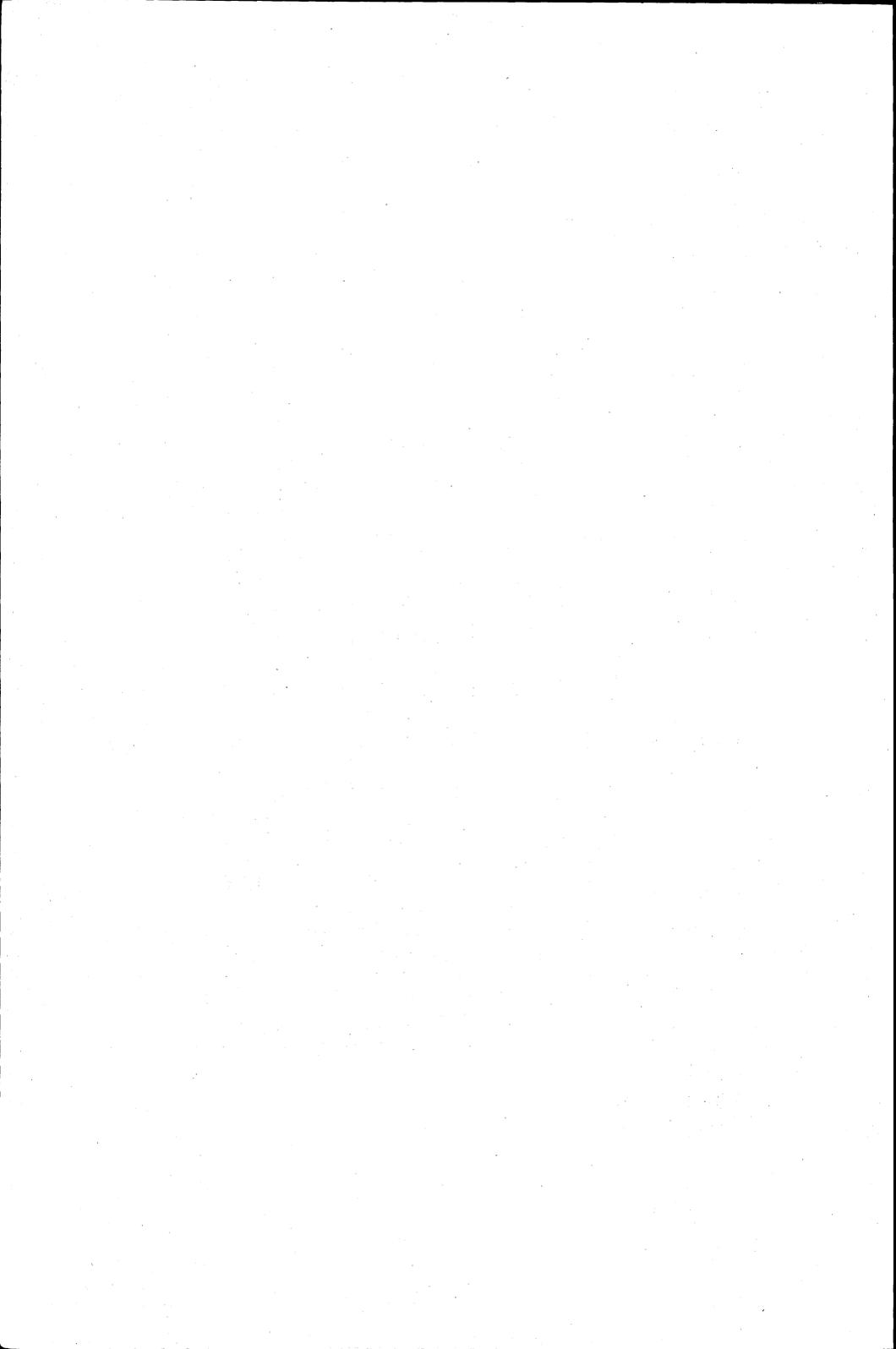


# I N D I C E

PAGINA

## INTRODUCCION

CAPITULO 1.	EXPLOTACION DE POZOS FLUYENTES	1.1
	1.1. Comportamiento de entrada de fluidos al pozo o comportamiento de afluencia al pozo.	
	1.2. Comportamiento del flujo vertical	
	1.3. Comportamiento del flujo a través de un estrangulador.	
CAPITULO 2.	EXPLOTACION DE POZOS POR EL SISTEMA DE - BOMBEO NEUMATICO (BN)	2.1
	2.1. Generalidades	
	2.2. Características de las válvulas BN	
	2.3. Clasificación de las instalaciones BN	
	2.4. Diseño de instalaciones de BN continuo	
	2.5. Diseño de instalaciones de BN intermitente	
	2.6. Operación de sistemas de BN	
	2.7. Sistemas de compresión	
CAPITULO 3.	BOMBEO HIDRAULICO TIPO PISTON	3.1
	3.1. Generalidades	
	3.2. Principio de Operación	
	3.3. Descripción General del Sistema	
	3.4. Sistemas de Inyección del Fluido Motriz	
	3.5. Instalaciones Subsuperficiales	
	3.6. Equipo Subsuperficial	
	3.7. Equipo Superficial	
	3.8. Consideraciones y Cálculos de Diseño	
CAPITULO 4.	BOMBEO HIDRAULICO JET (chorro)	4.1
	4.1. Tipos de bombas jet	
	4.2. Teoría de las bombas jet	
	4.3. Diseño de instalaciones de bombeo hidráulico jet.	
	4.4. Bombeo hidráulico jet en un pozo cuando la relación gas-aceite es mayor que cero	
APENDICE 2A,		
APENDICES 3A, 3B		



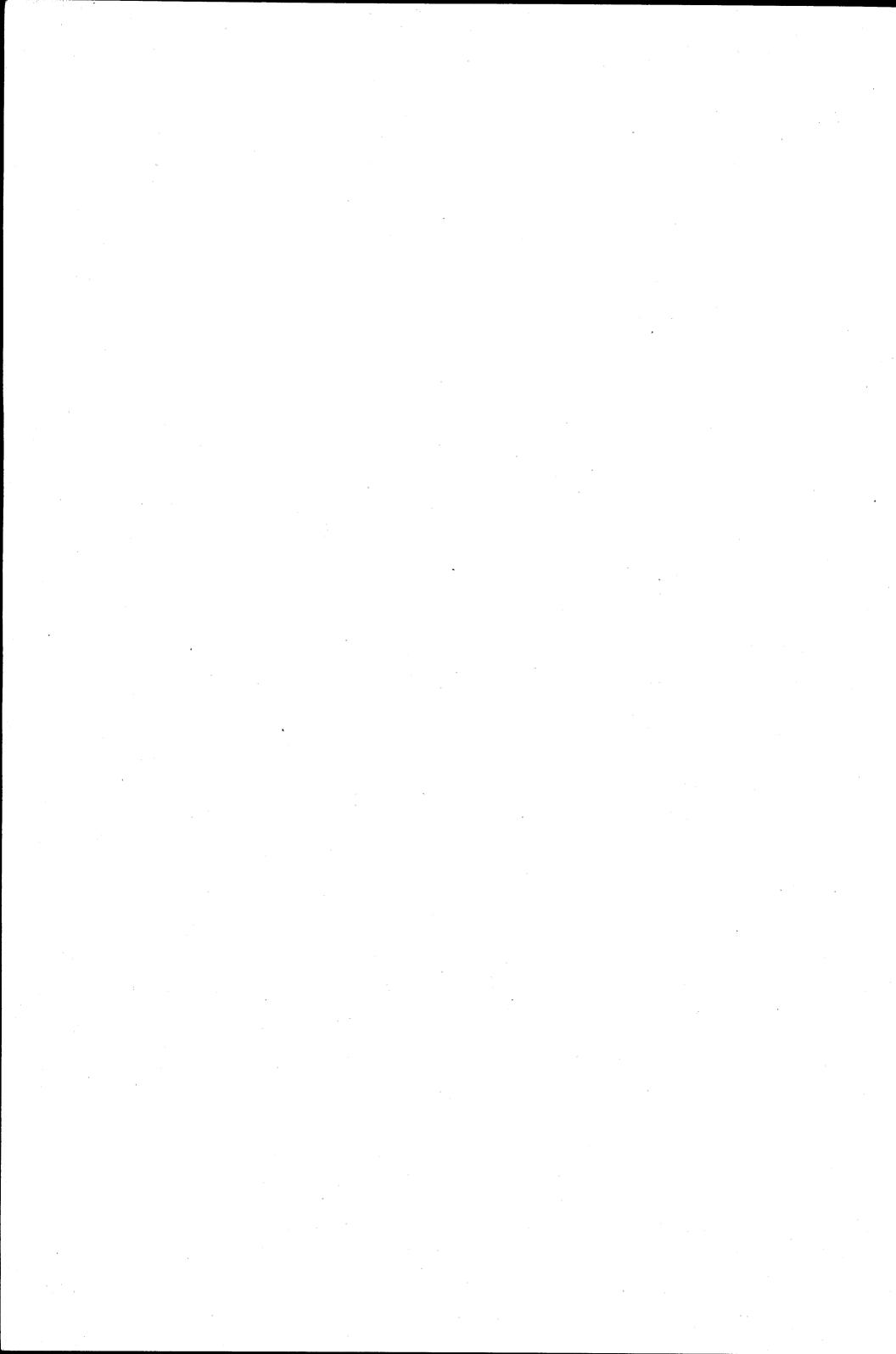
## INTRODUCCION:

La extracción de los hidrocarburos en la Industria Petrolera ya sea por energía propia del Yacimiento o por el auxilio de Sistemas artificiales de Producción, es una tarea preocupante para los ingenieros petroleros dedicados a esta disciplina.

Con el incremento de los costos de energía, la Selección del Sistema artificial es de vital importancia, ya que se optimizará el sistema que presente máxima eficiencia de bombeo y menores costos de instalación y mantenimiento.

En estos apuntes se contempla el análisis de la explotación de los pozos fluyentes, del bombeo neumático y el bombeo hidráulico como sistemas artificiales de producción.

En cada uno de los capítulos se incluyen los conceptos básicos, el diseño y algunos ejemplos que dan una mejor comprensión de cada tema.



# C A P I T U L O 1

## 1.- EXPLOTACION DE POZOS FLUYENTES

### COMPORTAMIENTO DE FLUJOS

Con el fin de analizar el comportamiento completo del flujo de un pozo, desde la formación hasta la superficie, es necesario definir tres distintas etapas de flujo: (1)

- 1.- Comportamiento de entrada de fluidos al pozo o comportamiento de afluencia al pozo.
- 2.- Comportamiento del flujo vertical.
- 3.- Comportamiento del flujo a través de un estrangulador.

En la Fig. 1.1 se ilustra el comportamiento de un pozo -- fluyente.

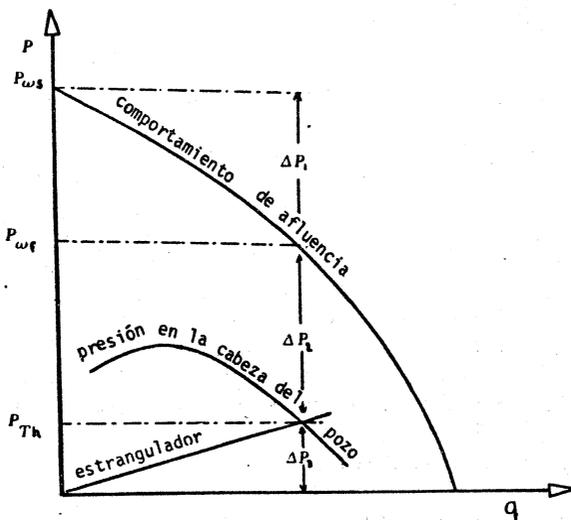


Fig. 1.1. DIAGRAMA PRESION - GASTO

## I.1 COMPORTAMIENTO DE AFLUENCIA AL POZO.

La presión de fondo de un pozo en producción se conoce con el nombre de "presión de fondo fluyendo" ( $P_{wf}$ ) y a la diferencia - entre la "presión de fondo estática ( $P_{ws}$ ) y  $P_{wf}$  se le llama "abatimiento de presión":

$$\Delta p = P_{ws} - P_{wf} = \text{abatimiento} \quad (1.1)$$

El índice de productividad (IP o J) de un pozo, es el gasto de producción de líquidos por unidad de abatimiento de presión:

$$J = \frac{q}{P_{ws} - P_{wf}} \cdot (bl/d\acute{a}a/lb/pg^2) \quad (1.2)$$

siendo q la producción bruta del pozo (aceite y agua):

$$q = q_o + q_w$$

cuando el índice de productividad está relacionado al espesor neto de la formación productora, se denomina: "índice de productividad específico":

$$J_s = \frac{J}{h} = \frac{q}{h(P_{ws} - P_{wf})} \cdot (bl/d\acute{a}a/lb/pg^2/pie) \quad (1.3)$$

Para un flujo radial a partir de un yacimiento horizontal homogéneo, fase líquida y pequeña compresibilidad:

$$J = \frac{q_o + q_w}{(P_{ws} - P_{wf})} = \frac{7.08 h}{\ln(r_e/r_w)} \left( \frac{K_o}{B_o \mu_o} + \frac{K_w}{B_w \mu_w} \right) \cdot (bl/d\acute{a}a/lb/pg^2) \quad (1.4)$$

$$J_s = \frac{7.08}{\ln(r_e/r_w)} \left( \frac{K_o}{B_o \mu_o} + \frac{K_w}{B_w \mu_w} \right) \cdot (bl/d\acute{a}a/lb/pg^2) \quad (1.5)$$

donde:

$B_o$  = Factor de volumen del aceite, bl a cond.yac./bl a cond. estándar.

$h$  = Espesor neto productor, pies

$k_o$  = Permeabilidad efectiva al aceite, darcy

$r_e$  = Radio de drene del pozo, pie

$r_w$  = Radio del pozo, pie

$\mu_o$  = Viscosidad del aceite, cp

La ecuación (1.2) puede escribirse en tal forma que presente una línea recta:

$$P_{wf} = P_{ws} - \frac{q}{J} \quad (1.6)$$

donde J se considera constante, independiente de la producción y - Pws también se considera constante en una etapa particular de la vida del pozo.

Cuando:

$$q = 0 \longrightarrow P_{wf} = P_{ws}$$

$$P_{wf} = 0 \longrightarrow q = J P_{ws}$$

lo anterior puede observarse en la Fig. 1.2, de donde:

$$\tan \theta = \frac{\overline{OB}}{\overline{OA}} = \frac{J P_{ws}}{P_{ws}} = J \quad (1.7)$$

El valor de q en el punto B se llama "potencial del pozo";  $q' = J P_{ws}$ , es el gasto máximo que la formación puede aportar al pozo y ocurre cuando  $P_{wf} = 0$ .

Cuando la presión de fondo fluyendo es menor que la presión de saturación ( $P_b$ ), el índice de productividad no se comporta como una línea recta, Fig. 1.3, y entonces, para un gasto determinado:

$$J = \tan \theta = \frac{-dq}{d P_{wf}} = IPR \quad (1.8)$$

Según la ecuación (1.8) el índice de productividad disminuye cuando aumenta el gasto. Gilbert (2) lo llamó "comportamiento de afluencia del pozo" (IPR), para diferenciarlo del índice de productividad constante (J, comportamiento lineal).

Antes de efectuar algún cambio en las condiciones de operación de un pozo, es importante conocer su índice de productividad.

### 1.1.1 EFECTO DEL ABATIMIENTO DE PRESION SOBRE LA RELACION GAS/- - /ACEITE (R).

Considerando:

- Una zona productora.
- Permeabilidad constante
- No se produce agua

La mayor parte del abatimiento de presión (caída de presión) en una formación productora ocurre en la vecindad del pozo, Fig. 1.4.

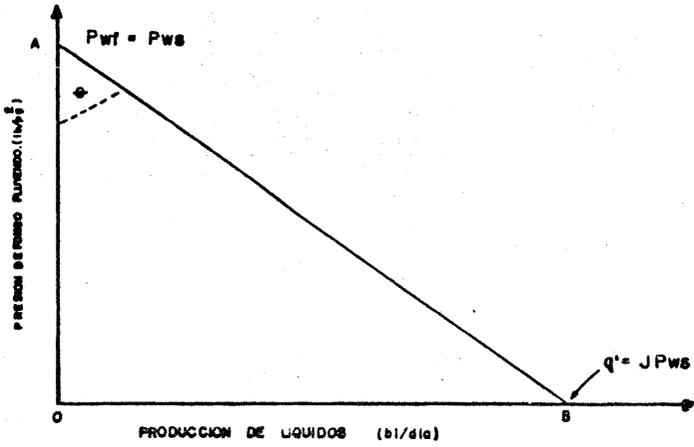


FIG.1.2 INDICE DE PRODUCTIVIDAD CONSTANTE

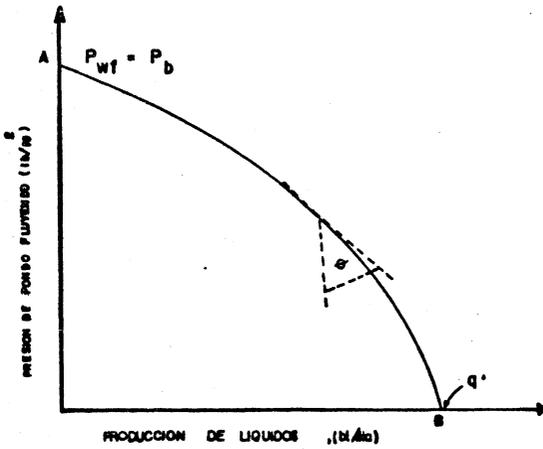


FIG.1.3 CURVA DE IPR, COMPORTAMIENTO DE AFLUENCIA DEL POZO.

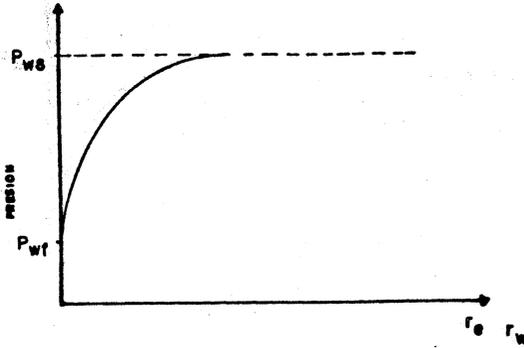


FIG. 1.4 CAIDA DE PRESION EN LA VECINDAD DEL POZO.

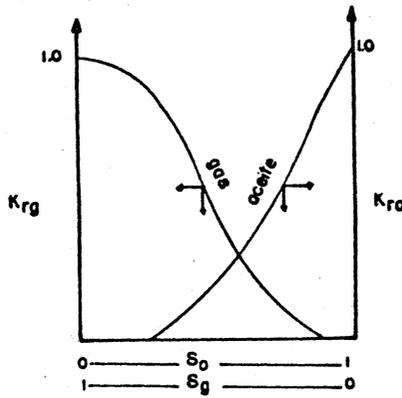


FIG. 1.5 CURVAS DE PERMEABILIDAD RELATIVA EN UN SISTEMA GAS - ACEITE.

Suponiendo que  $P_{wf}$  es menor que  $P_b$ , cuando el aceite de una formación productora se mueve hacia el pozo, la caída de presión aumenta a medida que se acerca a éste, originándose la liberación del gas disuelto en el aceite. Al aumentar la saturación de gas libre en la vecindad del pozo, aumenta la permeabilidad relativa a gas ( $K_{rg}$ ) y disminuye la permeabilidad relativa al aceite ( $K_{ro}$ ); Fig. 1.5. Si se aumenta el gasto, la caída de presión es mayor, el efecto anterior se acentúa y se reduce el índice de productividad (el cual depende de la permeabilidad efectiva al aceite,  $K_o$ ) y se incrementa la  $R$  (la cual depende de la permeabilidad efectiva al gas,  $K_g$ ).

Por lo anterior, se concluye que si varía el gasto, cuando  $P_{wf} < P_b$ , varía el índice de productividad (IPR), como se aprecia en la Fig. 1.3.

### 1.1.2. VARIACION DEL INDICE DE PRODUCTIVIDAD CON LA PRODUCCION ACUMULADA.

En un yacimiento con gas en solución (bajosaturado) al aumentar la producción, disminuye la presión. Si la presión de la formación es mayor que la presión de saturación,  $J$  se mantendrá constante; pero cuando la presión de saturación sea menor que la presión de la formación la permeabilidad al gas aumenta el índice de productividad disminuye, Fig. 1.6.

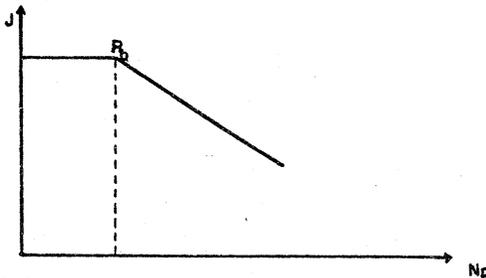


FIG. 1.6. VARIACION DE  $J$  CON LA PRODUCCION ACUMULADA.

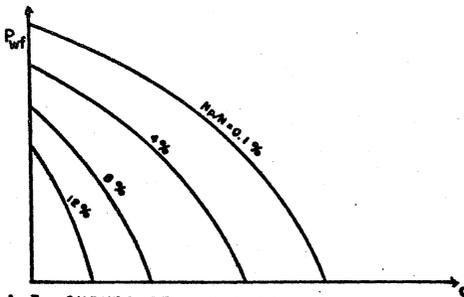


FIG. 1.7. CURVAS DE IPR PARA UN YACIMIENTO CON GAS DISUELTO

Vogel (3) graficó la producción contra la presión de fondo fluyendo como una función de la producción acumulada y observó la variación del IPR, obteniendo una curva para cada etapa en la vida productiva de un yacimiento productor abajo de la  $P_b$ , Fig. 1.7

Vogel también graficó los mismos datos ( $P_{wf}$  contra  $q$ ) para distintas viscosidades y diferentes ( $R$ ) y observó que las curvas de IPR tenían un comportamiento similar. Posteriormente adimensionalizó estas curvas y obtuvo una curva de referencia, Fig. 1.8, con la cual se puede construir la curva de IPR para un pozo determinado, partiendo de una prueba de producción y un registro de presiones de fondo.

La ecuación de la curva de Vogel es:

$$\frac{q_0}{q_0 \text{ máx.}} = 1 - 0.2 \left( \frac{P_{wf}}{P_{ws}} \right) - 0.8 \left( \frac{P_{wf}}{P_{ws}} \right)^2 \quad (1.9)$$

donde:

$q_0$  = producción del pozo en bl/día

$P_{wf}$  = presión de fondo fluyendo en lb/pg<sup>2</sup>

$P_{ws}$  = presión estática en lb/pg<sup>2</sup>

$q_0 \text{ máx.}$  = producción máxima cuando  $P_{wf} = 0$

#### Ejemplo 1:

De la prueba de un pozo se obtuvieron los datos siguientes:

$$P_{ws} = 3000 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{wf} = 2200 \text{ lb/pg}^2$$

$$q_0 = 200 \text{ bl/día}$$

Determinar:

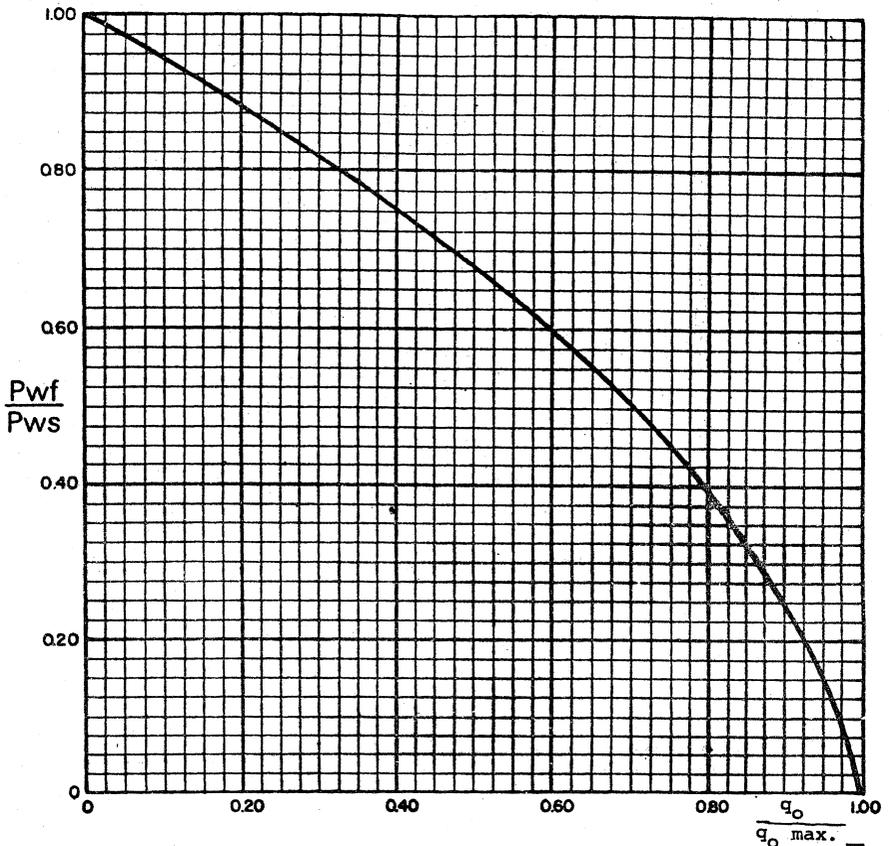
1.-  $q_0 \text{ máx.}$

2.-  $q_0$  para  $P_{wf} = 1500 \text{ lb/pg}^2$

Solución:

1).-  $\frac{P_{wf}}{P_{ws}} = \frac{2200}{3000} = 0.73$

con este valor, en la Fig. 1.8 se obtiene:



1.8 Comportamiento de afluencia al pozo de un yacimiento con empuje por gas disueltos (Vogel).

$$\frac{q_0}{q_0 \text{ máx.}} = 0.435$$

$$q_0 \text{ máx.} = \frac{q_0}{0.435} = \frac{200}{0.435} = 460 \text{ bl/día}$$

2).-  $q_0$  cuando  $P_{wf} = 1500 \text{ lb/pg}^2$

$$\frac{P_{wf}}{P_{ws}} = \frac{1500}{3000} = 0.5$$

de la Fig. 1.8, se obtiene:

$$\frac{q_0}{q_0 \text{ máx.}} = 0.7$$

$0.7 q_0 \text{ máx.} = q_0 = 0.7 \times 460 = 322 \text{ bl/día}; q_0 = 322 \text{ bl/día}$

### Ejemplo 2.

Trazar la curva de IPR para el pozo del ejemplo anterior. (Fig. 1.9)

Solución:

Se suponen valores de  $P_{wf}$  y con el auxilio de la curva de - Vogel (Fig. 1.8) se obtienen las producciones correspondientes, indicadas en la tabla siguiente:

$P_{wf} \text{ (lb/pg}^2\text{)}$	3000	2500	2000	1500	1000	500	0
$q_0 \text{ (bl/día)}$	0	127	235	322	389	435	460

### 1.1.3 CURVAS DE STANDING

En su trabajo, Vogel no toma en cuenta que los pozos pudieran estar dañados, es decir, que él considera una eficiencia de flujo de 1.0. Standing (4) complementa este trabajo y desarrolla una gráfica con curvas de IPR para eficiencias de flujo diferentes de 1.0; considera pozos dañados y pozos estimulados, Fig. 1.11.

En la Fig. 1.10 se presenta la distribución de las presiones de fondo de un pozo dañado que produce con gas disuelto. El factor de eficiencia FE se define como:

$$FE = \frac{\text{Abatimiento de presión ideal}}{\text{Abatimiento de presión real}} = \frac{P_{ws} - P'_{wf}}{P_{ws} - P_{wf}}$$

$P_{wf}$ (lb/pg <sup>2</sup> )	3000	2500	2000	1500	1000	500	0
$q_o$ (bl/dia)	0	127	235	322	389	435	460

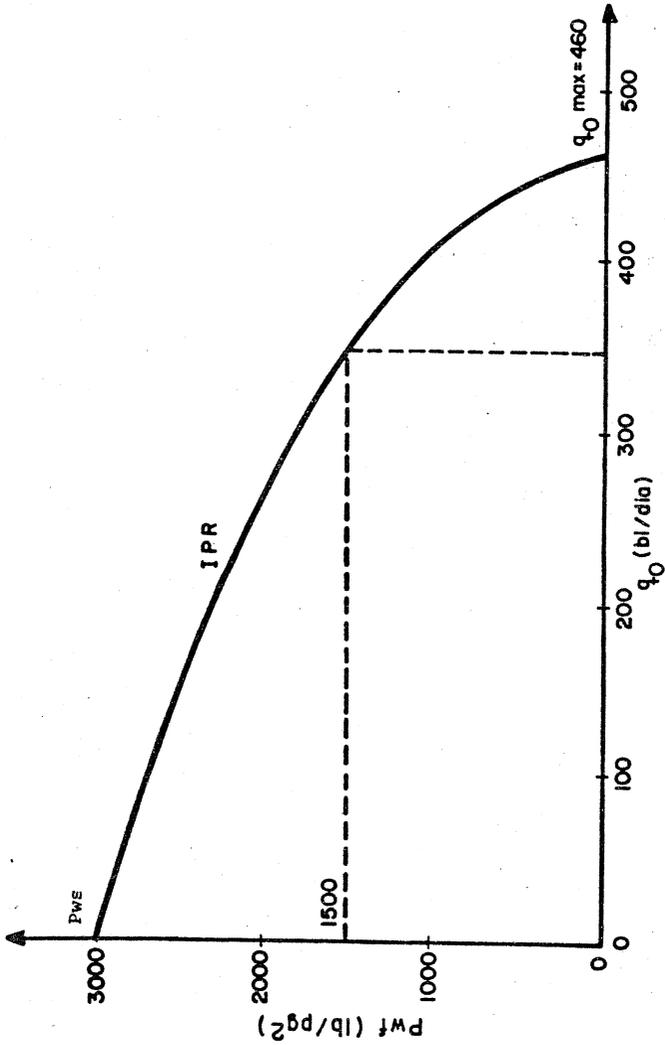


FIG. 1-9 CURVA DE IPR DEL POZO DEL EJEMPLO 2.

donde:  $P'_{wf} = P_{wf} + \Delta P_s$

Substituyendo:

$$FE = \frac{P_{ws} - P_{wf} - \Delta P_s}{P_{ws} - P_{wf}} \quad (1.10)$$

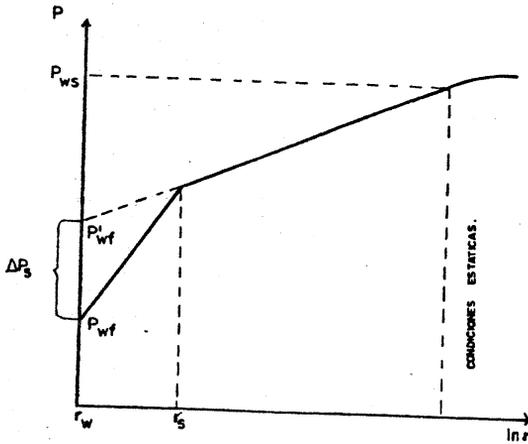


FIG. 1.10. PRESIONES DE FONDO EN UN POZO DAÑADO

Puede observarse en la Fig. 1.11 que en el eje de las abscisas se tienen valores de la relación de producción del pozo entre producción máxima sin daño; por tanto, el valor de  $q_0$  máx. es para  $FE=1.0$ .

Ejemplo 3:

$$P_{ws} = 3000 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{wf} = 2130 \text{ lb/pg}^2$$

$$q_0 = 130 \text{ bl/día}$$

$$FE = 0.6$$

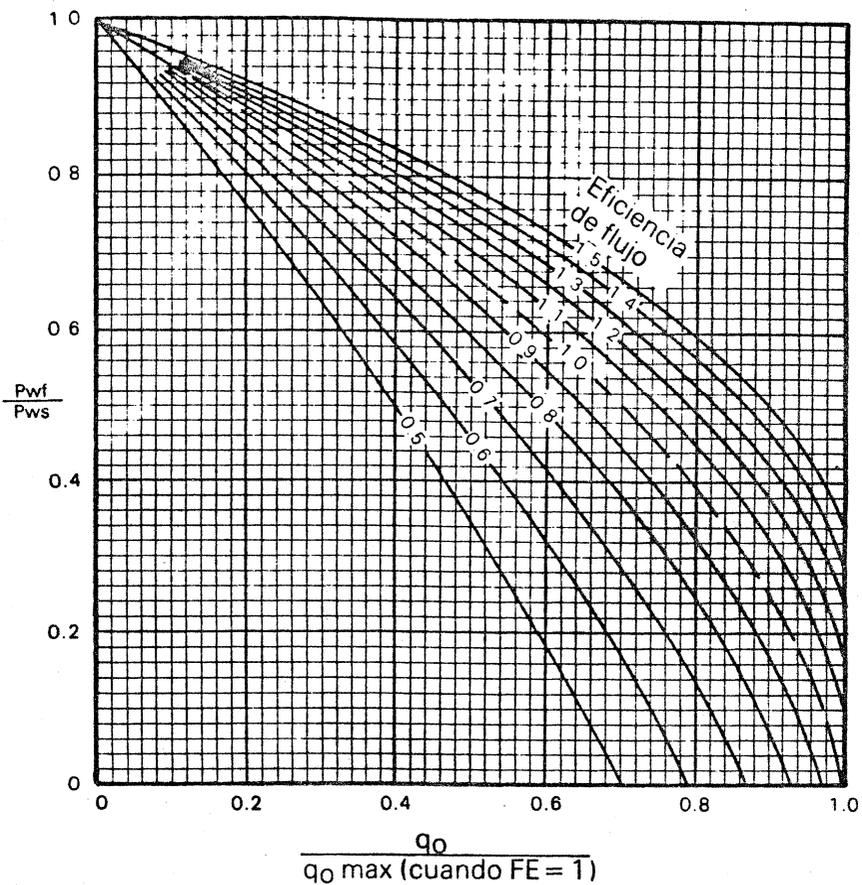


FIGURA 1.11. CURVAS DE IPR PARA POZOS DAÑADOS Y MEJORADOS DE UN YACIMIENTO CON EMPUJE DE GAS DISUELTO.

Determinar  $q_0$  máx.

Solución:

$$\frac{P_{wf}}{P_{ws}} = \frac{2130}{3000} = 0.71$$

con este valor, en la Fig. 1.11 se busca el valor de  $q_0/q_0$  máx. en la curva de  $FE = 0.6$ .

$$\frac{q_0 \text{ FE} = 0.6}{q_0 \text{ máx. FE} = 1.0} = 0.282$$

$$q_0 \text{ máx. FE} = 1.0 = \frac{q_0}{0.282} = \frac{130}{0.282} = 461 \text{ bl/día}$$

A partir de la definición de FE se obtiene:

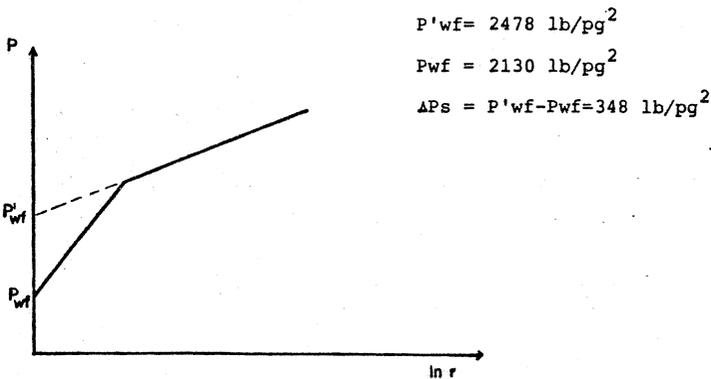


FIG. 1.12. PRESIONES DE FONDO DEL EJEMPLO 3.

## 1.2. COMPORTAMIENTO DEL FLUJO VERTICAL

En la Sección anterior se vió que para una presión de fondo fluyendo dada la formación aporta un gasto determinado. Ahora se estudiará si esta presión de fondo es suficiente para que la producción de la formación fluya a través de una tubería hasta la superficie o hasta una batería de separación.

El análisis del comportamiento del flujo vertical se puede hacer con el auxilio de las gráficas de gradientes de presión desarrolladas por Gilbert y por Kermit Brown.

Gilbert da una solución empírica al problema del flujo bifásico vertical. Efectuó mediciones de la caída de presión en tuberías de producción bajo distintas condiciones y obtuvo una familia de curvas, Fig. 1.13. Los parámetros que midió en un número grande de pozos fluyentes fueron:

- Presión en la cabeza del pozo,  $lb/pg^2$
- Producción bruta de líquidos,  $bl/día$
- Relación gas-líquido,  $pie^3/bl$
- Diámetro de la tubería,  $pg$
- Profundidad de la tubería,  $pie$
- Presión de fondo fluyendo,  $lb/pg^2$

Se considera que la presión de fondo fluyendo depende únicamente de las otras cinco variables.

En la Fig. 1.13 las curvas a, b, c y d corresponden a diferentes presiones en la cabeza del pozo (A, B, C y D). Cada una de estas curvas representa la distribución de presión a lo largo de la tubería de producción para un pozo con: un gasto, una relación gas-líquido y un diámetro de tubería determinados.

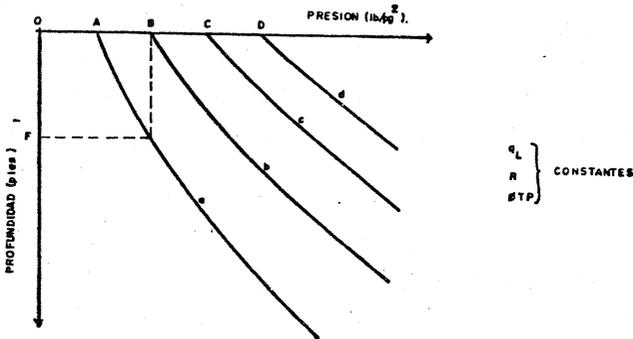


FIG. 1.13. CURVAS DE DISTRIBUCION DE PRESIONES EN UNA TUBERIA VERTICAL

Del punto B de la curva, Gilbert trazó una vertical hasta intersectar la curva a y sobreponiendo éstas obtuvo que la curva - b coincidía con una sección de la curva a. Hizo lo mismo con las - otras curvas y concluyó que las curvas a, b, c y d son realmente partes de una misma curva, Fig. 1.14.

Las Figs. 1.17 a 1.23, constituyen gráficas con curvas de gradientes de presión.

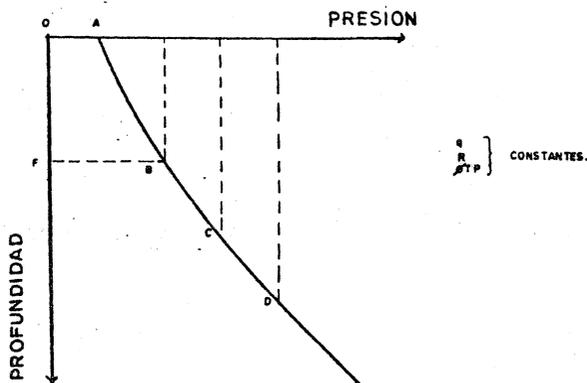


FIG. 1.14. CURVA DE DISTRIBUCION DE PRESION EN FLUJO BIFASICO.

Existen dos métodos (5) para utilizar las curvas de gra-  
diente de presión en problemas de pozos fluyentes:

Primer Método.

Consiste en calcular la presión de fondo fluyendo ( $P_{wf}$ ) pa-  
ra distintos gastos ( $q$ ) considerando constante la presión en la --  
cabeza del pozo ( $P_{th}$ ).

Segundo Método

Se calcula la presión en la cabeza del pozo ( $P_{th}$ ) para dis-  
tintos gastos ( $q$ ) y sus correspondientes presiones de fondo fluyen-  
do ( $P_{wf}$ ).

#### Ejemplo 4.

Calcular el gasto máximo que puede fluir por una tubería - de producción de 2" D.I. de un pozo del cual se tienen los siguientes datos:

Profundidad de la TP = 5000 pies

$$P_{ws} = 2000 \text{ lb/pg}^2$$

$$q_o = 350 \text{ bl/día}$$

$$P_{wf} = 1250 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{th} = 120 \text{ lb/pg}^2$$

$$R = 300 \text{ pie}^3/\text{bl}$$

#### Solución.

Se traza la curva de IPR, Fig. 1.15, utilizando la curva - de Vogel, Fig. 1.8.

$$\frac{P_{wf}}{P_{ws}} = \frac{1250}{2000} = 0.625$$

De la curva de Vogel:

$$\frac{q_o}{q_o \text{ máx.}} = 0.565$$

$$q_o \text{ máx.} = \frac{q_o}{0.565} = \frac{350}{0.565} = 620 \text{ bl/día}$$

	$\frac{P_{wf}}{\text{lb/pg}^2}$	2000	1750	1500	1250	1000	750	500	250	0
IPR	$\frac{q_o}{\text{bl/día}}$	0	130	248	350	434	505	558	601	620

Primer Método, Fig. 1.15.

Utilizando las curvas de gradiente de presión, Figs. 1.17-1.23 con gastos y diámetro de tubería conocidos, se determina la  $P_{wf}$  correspondiente para  $P_{th}=120 \text{ lb/pg}^2$ . El procedimiento se presenta en la Tabla 1.1.

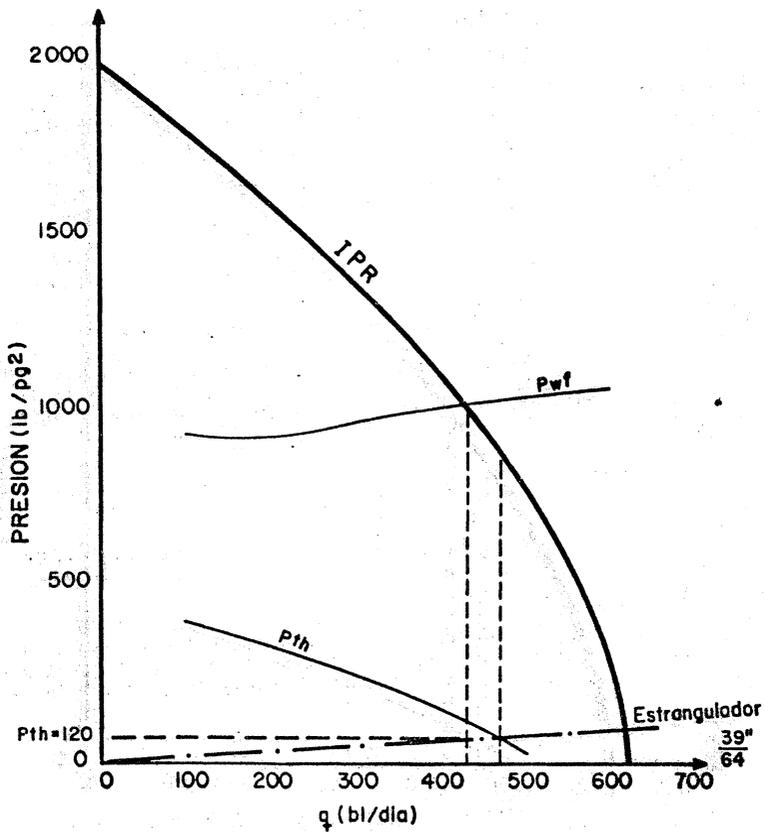


FIG. I.15 COMPORTAMIENTO DE FLUJO DEL EJEMPLO 4

T A B L A 1.1

$q_0$ (bl/día)	Prof. equivalente a $P_{th}$ (pie)	Prof. equivalente a $P_{wf}$ (pie)	$P_{wf2}$ (lb/pg <sup>2</sup> )
100	1900	6900	935
200	1700	6700	930
300	1600	6600	980
400	1400	6400	1000
500	1250	6250	1020
600	1150	6150	1050
800	1000	6000	1140

Prof. equiv. a  $P_{wf}$  = Prof. equiv. a  $P_{th}$  + Prof. de la TP

La intersección de la curva de  $P_{wf}$  con la curva de IPR Fig. 1.15, determina el gasto máximo que puede fluir, hasta la superficie y la  $P_{wf}$  necesaria para vencer una contrapresión de 120 - lb/pg<sup>2</sup> en la boca del pozo.

Resultados:

$$q_0 = 430 \text{ bl/día}$$

$$P_{wf} = 1020 \text{ lb/pg}^2$$

(Ver Fig. 1.15)

Segundo Método, Fig. 1.15

Se calcula  $P_{th}$  para gastos que coincidan con las curvas de gradientes conocidas y las  $P_{wf}$  correspondientes a cada gasto obtenida de las curvas de IPR. Los pasos a seguir se observan en la Tabla 1.2.

T A B L A 1.2

$q_0$ (bl/día)	* $P_{wf}$ (lb/pg <sup>2</sup> )	Prof. equivalente a $P_{wf}$ (pie)	** Prof. equivalente a $P_{th}$ (pie)	$P_{th}$ (lb/pg <sup>2</sup> )
100	1800	9400	4400	400
200	1600	8700	3700	330
300	1370	7800	2800	250
400	1110	6750	1750	160
500	770	5300	300	25
600	--	--	--	--

\*  $P_{wf}$  se obtiene de las curvas de IPR

\*\* Prof. equiv. a  $P_{th}$  = Prof. equiv. a  $P_{wf}$  - Prof. de la TP.

Se grafican los datos de la Tabla 1.2 y se traza una horizontal desde  $P_{th} = 120 \text{ lb/pg}^2$  Fig. 115. La intersección de la horizontal con la curva de  $P_{th}$  determina el gasto máximo que puede fluir hasta la superficie con una contrapresión de  $120 \text{ lb/pg}^2$ .

$$q = 480 \text{ bl/día}$$

$$P_{wf} = 875 \text{ lb/pg}^2$$

### 1.3. COMPORTAMIENTO DEL FLUJO A TRAVÉS DE UN ESTRANGULADOR.

Quando se selecciona un estrangulador en un pozo fluyente, se hace de tal modo que la presión después del estrangulador (en la línea de escurrimiento) no afecte la presión en la cabeza del pozo y como consecuencia su comportamiento; esto se logra bajo -- las condiciones de flujo supersónico, es decir, cuando la velocidad del fluido es mayor que la velocidad del sonido. Para lograr esta condición de flujo, se requiere que:

$$\frac{P_2}{P_1} \leq 0.5283 \quad (1.11)$$

donde:

$P_1$  = Presión antes del estrangulador (presión en la cabeza del pozo).

$P_2$  = Presión después del estrangulador (presión en la línea de escurrimiento).

El comportamiento del flujo a través de un estrangulador, cuando el flujo es supersónico, se determina con la siguiente ecuación:

$$P_{th} = \frac{C R^{1/2} q}{S^2} \quad (1.12)$$

donde:

$P_{th}$  = Presión en la cabeza del pozo,  $\text{lb/pg}^2$  (abs)

$R$  = Relación gas-líquido, miles de  $\text{pies}^3/\text{bl}$

$q$  = Producción bruta (aceite + agua),  $\text{bl/día}$ .

$S$  = Diámetro del estrangulador,  $1/64$  de  $\text{pg}$ .

$C$  = Constante que depende de las unidades que se usen - (600 para las establecidas).

Basado en el estudio de muchos pozos, Gilbert (2) obtuvo la fórmula empírica siguiente:

$$P_{th} = \frac{435 R^{0.546} q}{S^{1.89}} \quad (1.13)$$

en la cual  $P_{th}$  está dada en lb/pg<sup>2</sup> manométricas.

La ecuación de Gilbert puede expresarse en forma de línea recta que pasa por el origen.

$$P_{th} = Aq \quad (1.14)$$

donde:

$$A = \frac{435 R^{0.546}}{S^{1.89}} = \text{constante} \quad (1.15)$$

la cual se cumple sólo cuando se tiene flujo supersónico.

A medida que aumenta  $S$ , la pendiente de la recta se hace menor, Fig. 1.16.

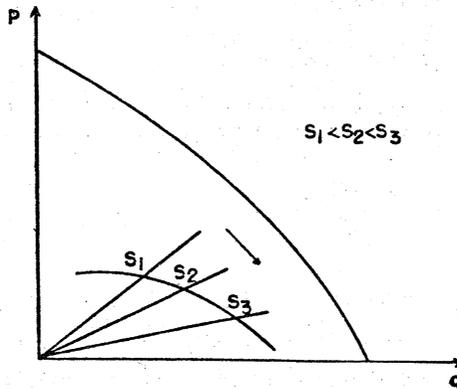


FIG. 1.16. VARIACION DE LA PENDIENTE DE LA LINEA RECTA CON EL DIAMETRO DEL ESTRANGULADOR.

Ejemplo 5.

Determinar el diámetro del estrangulador que se requiere - para controlar la producción máxima calculada por el segundo método del Ejemplo 4.

$$\begin{aligned}q &= 480 \text{ bl/día} \\P_{th} &= 120 \text{ lb/pg}^2 \\RGA &= 300 \text{ pie}^3/\text{bl}\end{aligned}$$

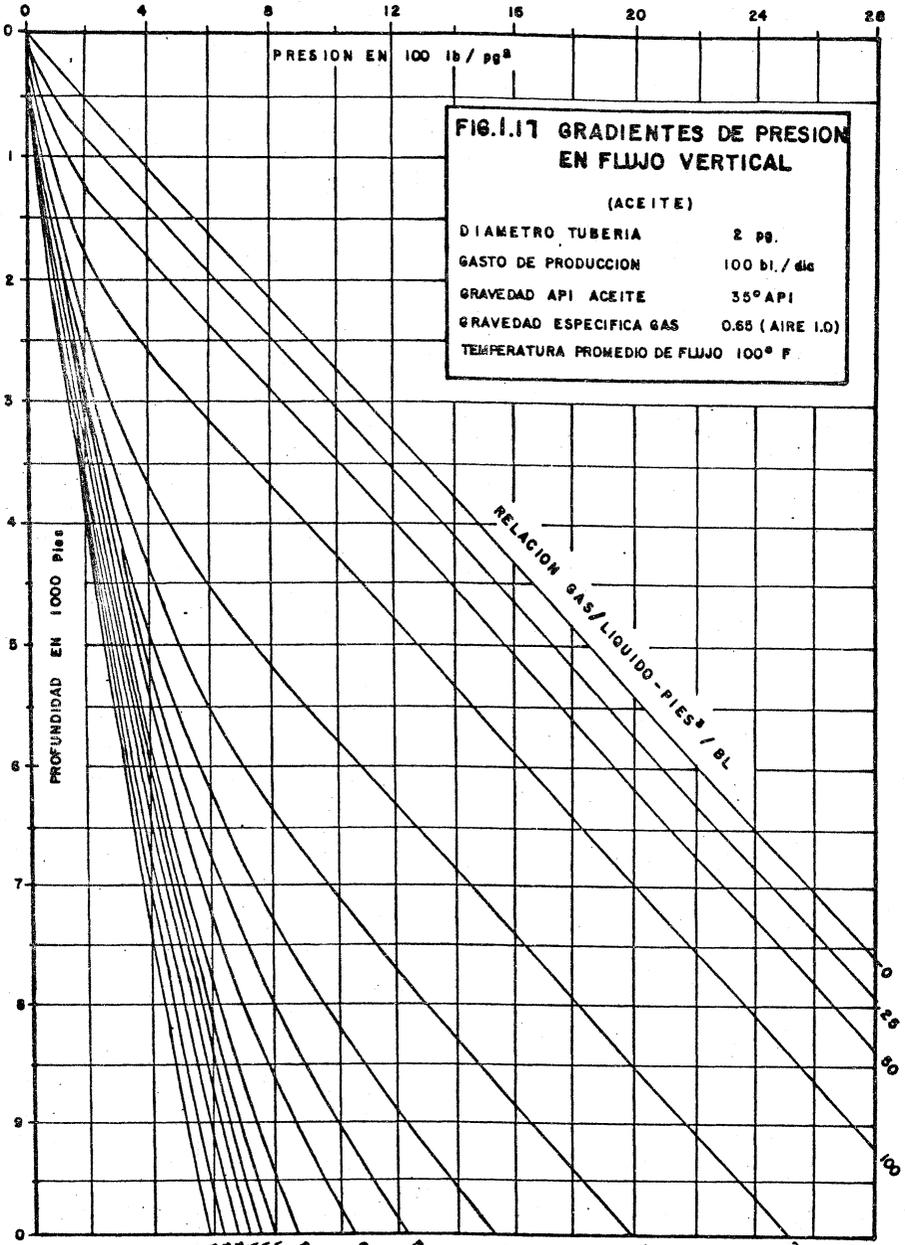
Solución:

$$P_{th} = \frac{435 R^{0.546} q}{S^{1.89}}$$

$$S = \left( \frac{435 R^{0.546} q}{P_{th}} \right)^{1/1.89}$$

$$S = \left( \frac{435(0.3)^{0.546} (480)}{120} \right)^{1/1.89} = 38.8 \approx 39$$

$$S = 39/64 \text{ pg}$$



**FIG. 1.17 GRADIENTES DE PRESION EN FLUJO VERTICAL**

(ACEITE)

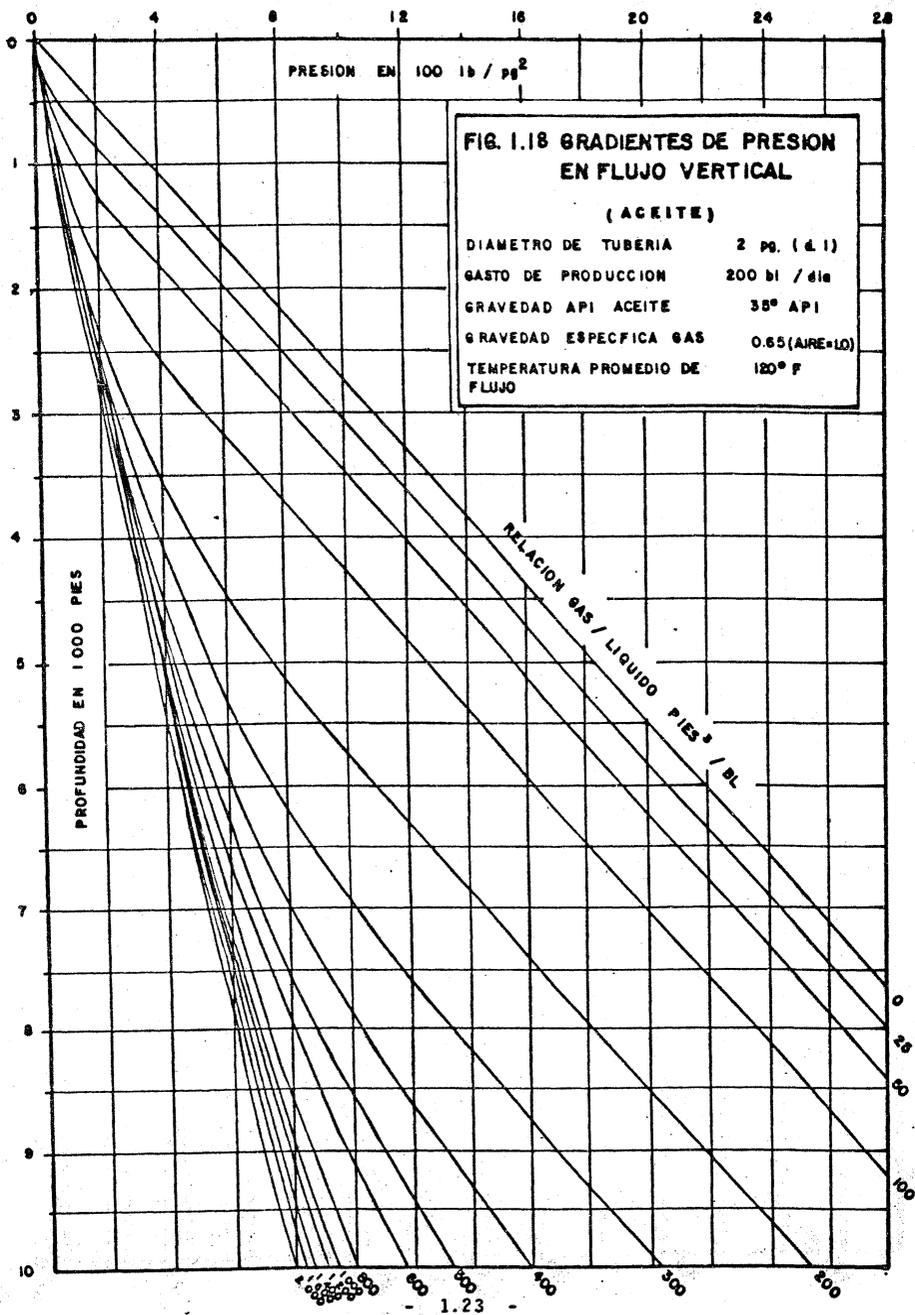
DIAMETRO TUBERIA 2 ps.  
 GASTO DE PRODUCCION 100 bl./dia  
 GRAVEDAD API ACEITE 35° API  
 GRAVEDAD ESPECIFICA GAS 0.65 (AIRE 1.0)  
 TEMPERATURA PROMEDIO DE FLUJO 100° F.

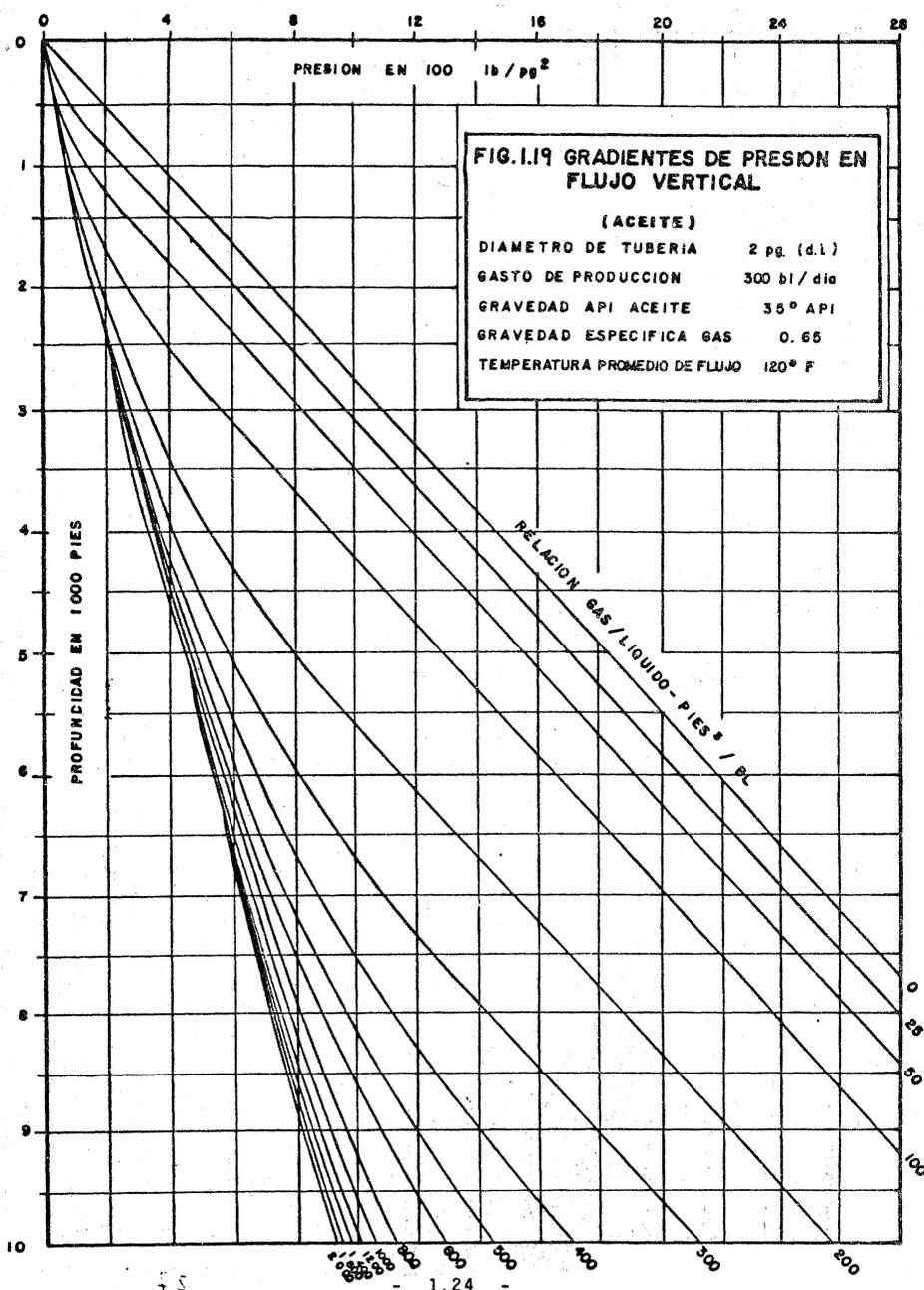
RELACION GAS/LIQUIDO - PIES³ / BL

PROFUNDIDAD EN 1000 Pies

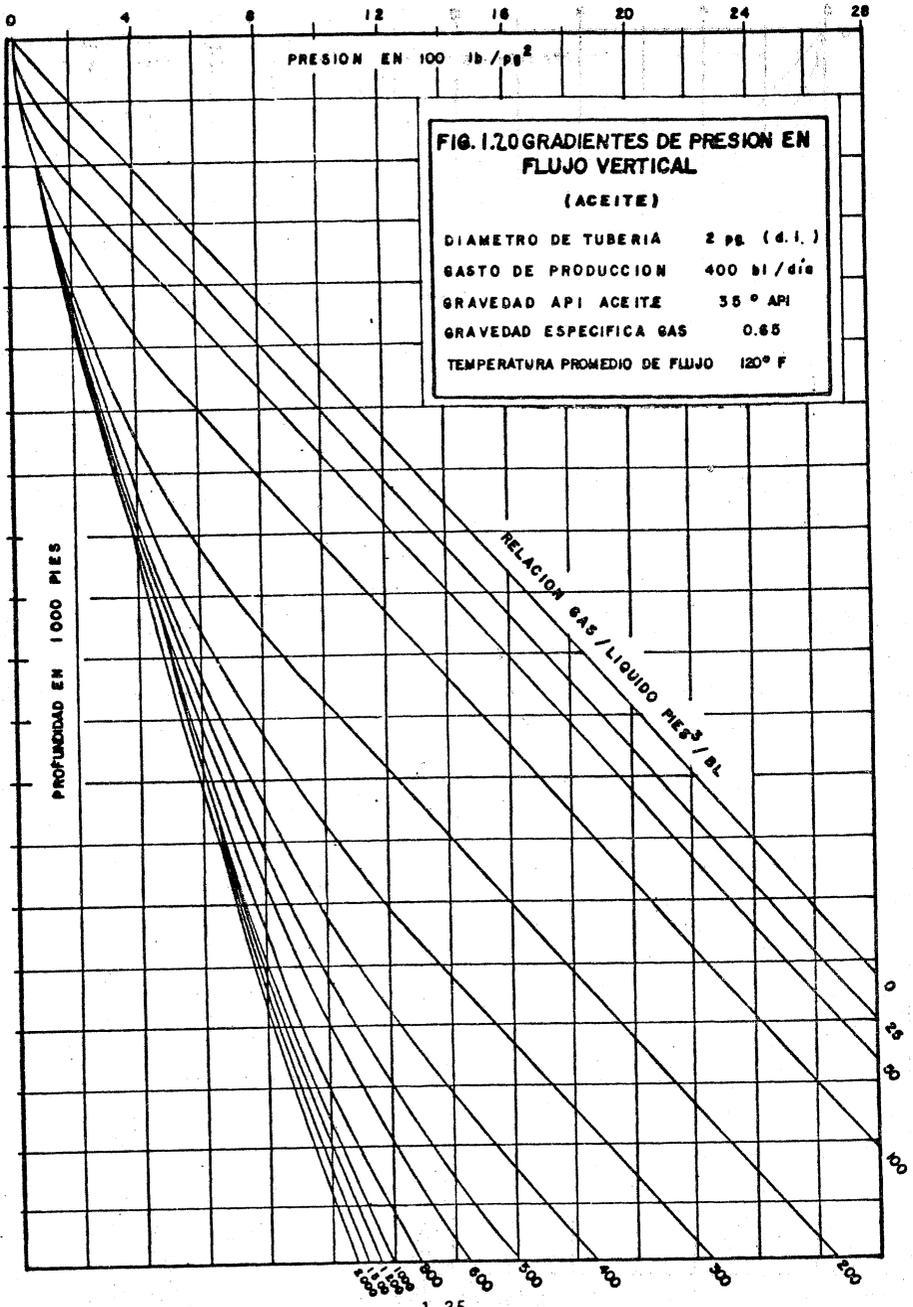
PRESION EN 100 lb / pg²

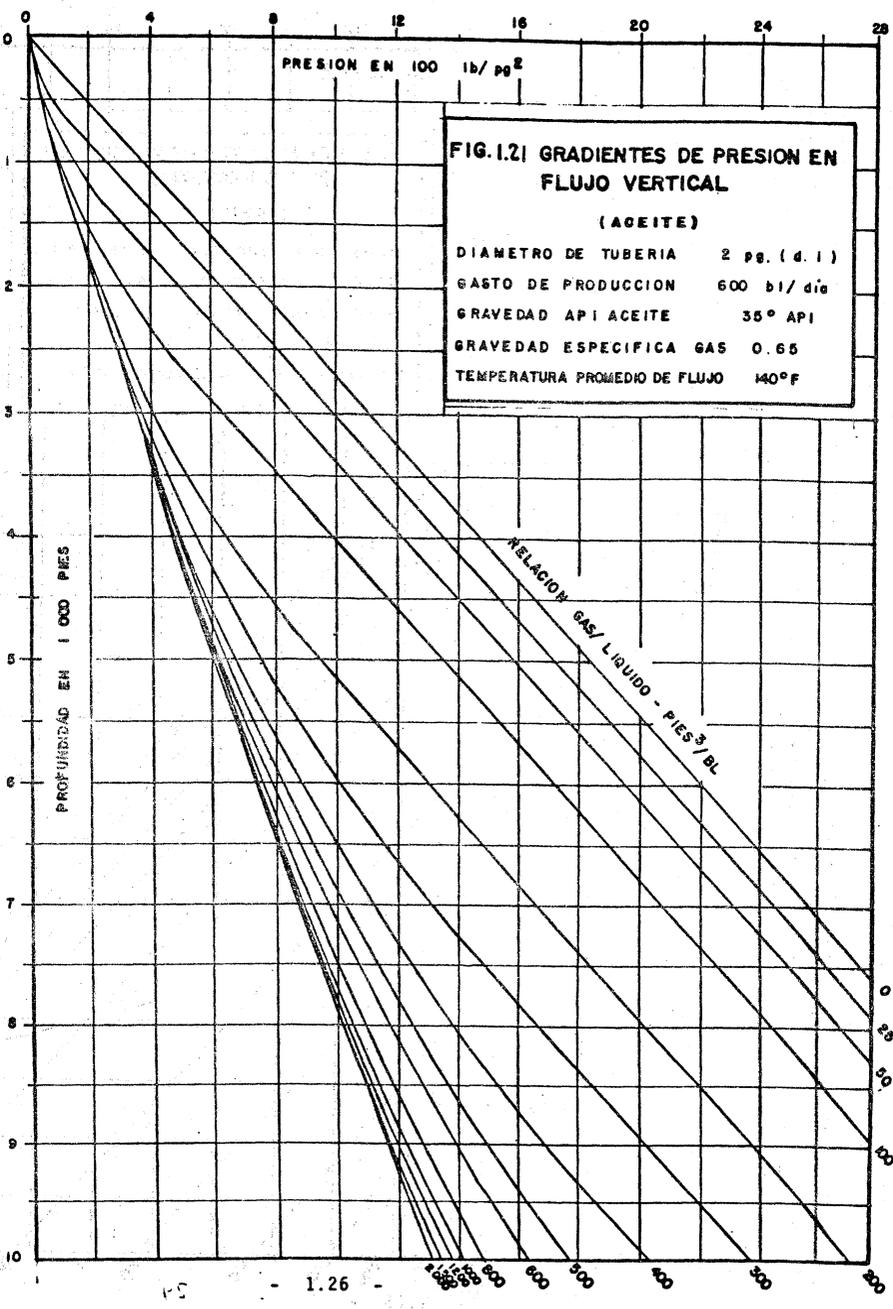
100  
 200  
 300  
 400  
 500  
 600  
 800





**FIG. I.19 GRADIENTES DE PRESION EN FLUJO VERTICAL**  
**(ACEITE)**  
 DIAMETRO DE TUBERIA 2 pg. (d.l.)  
 GASTO DE PRODUCCION 300 bl / dia  
 GRAVEDAD API ACEITE 35° API  
 GRAVEDAD ESPECIFICA GAS 0.65  
 TEMPERATURA PROMEDIO DE FLUJO 120° F





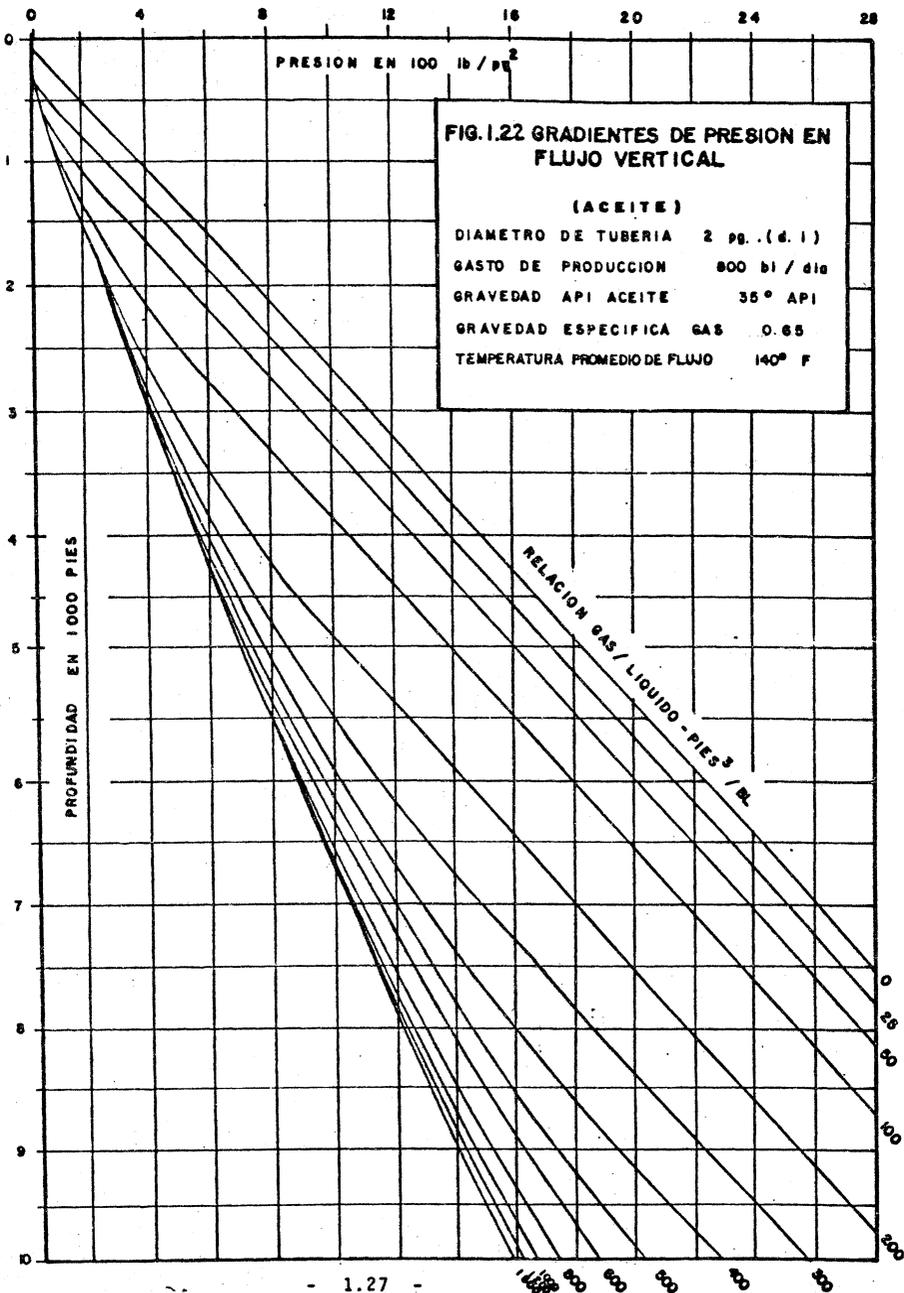
**FIG.1.21 GRADIENTES DE PRESION EN FLUJO VERTICAL**

(ACEITE)

DIAMETRO DE TUBERIA 2 pg. (4.1)  
 GASTO DE PRODUCCION 600 bl/día  
 GRAVEDAD API ACEITE 35° API  
 GRAVEDAD ESPECIFICA GAS 0.65  
 TEMPERATURA PROMEDIO DE FLUJO 140°F

RELACION GAS/LIQUIDO - PIES<sup>3</sup>/BL

1.26 - 200 300 400 500 600 800 1000



**FIG. 1.22 GRADIENTES DE PRESION EN FLUJO VERTICAL**

(ACEITE)

DIAMETRO DE TUBERIA 2 pg. (d. 1)

GASTO DE PRODUCCION 800 bl / dia

GRAVEDAD API ACEITE 35° API

GRAVEDAD ESPECIFICA GAS 0.65

TEMPERATURA PROMEDIO DE FLUJO 140° F

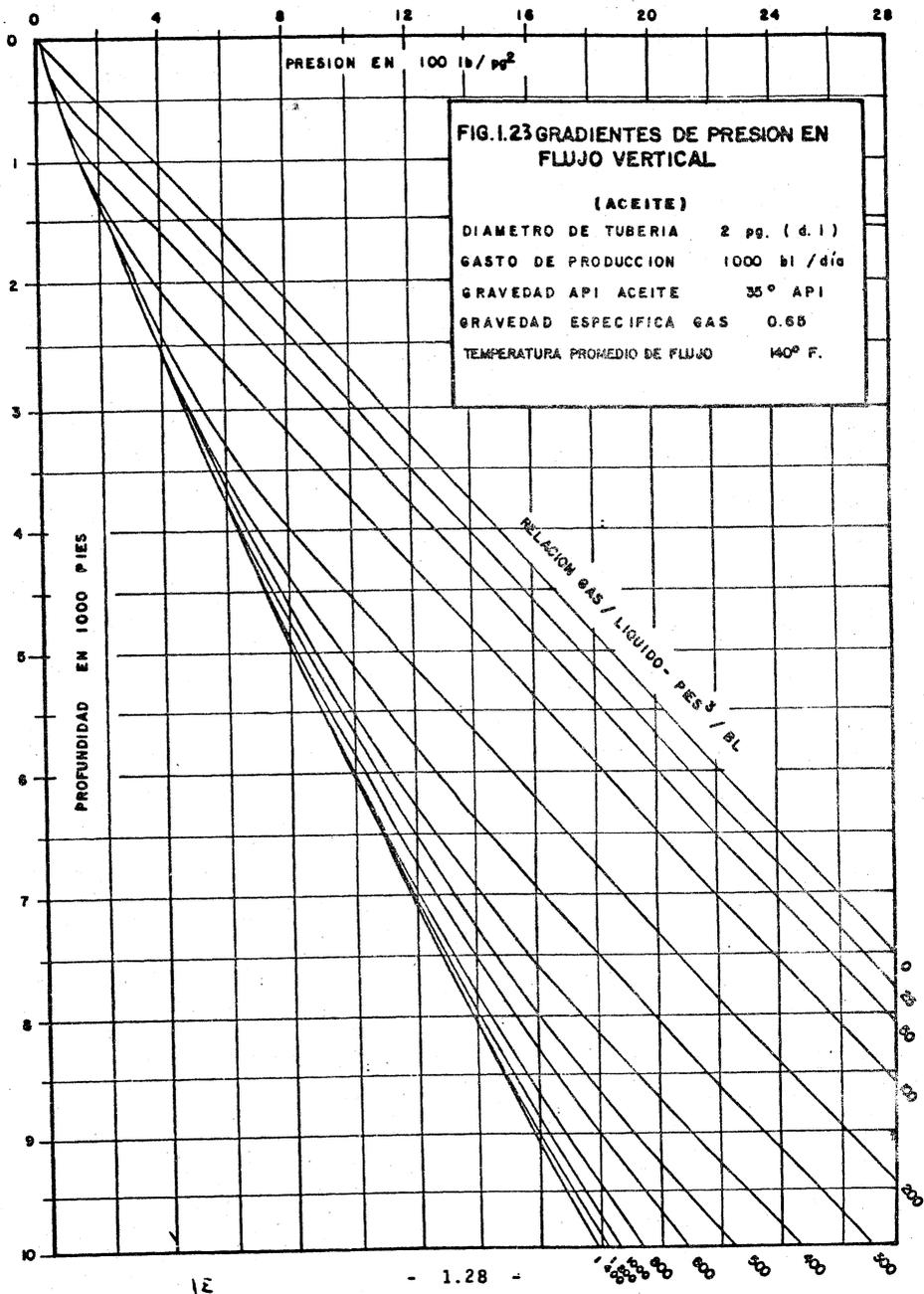
RELACION GAS / LIQUIDO - PIES<sup>3</sup> / BL

22

- 1.27 -

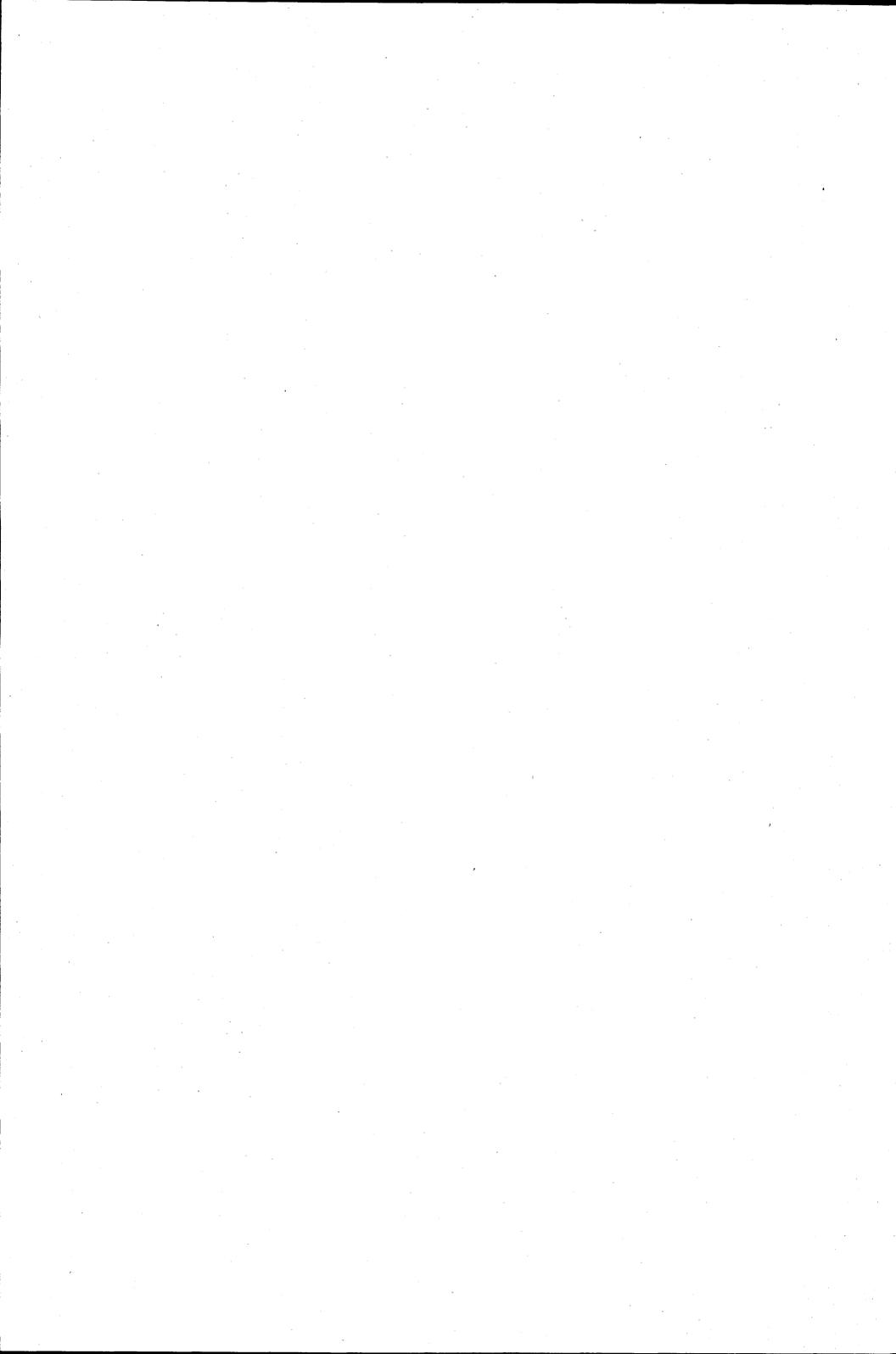
1.27 800 600 400 200

0 25 50 100 200



REFERENCIAS      CAPITULO 1.

- 1.- Brown, K.E., et al.: The Technology of Artificial Lift - - -- Methods", Penn Well Books, 1977, volumen 1.
- 2.- Gilbert, W.E., "Flowing and Gas Lift Well Performance", API Drilling and Production Practice, 1954.
- 3.- Vogel, J.V., "Inflow Performance Relationships for Solution - Gas Drive Wells", J.P.T., January, 1968.
- 4.- Standing, M.B., "Inflow Performance Relationship for Damaged Well Producing by Solution-Gas Drive", J.P.T., November, 1970.
- 5.- Nind, T.W.E.: "Principles of Oil Well Production". Mc Graw -- Hill, Inc. 1964.



## C A P I T U L O 2

### EXPLOTACION DE POZOS POR EL SISTEMA DE BOMBEO NEUMATICO

#### 2.1. GENERALIDADES

El bombeo neumático es un medio de levantamiento de fluidos desde el fondo del pozo hasta la superficie, por la inyección de gas; a una presión relativamente alta (250 lb/pg<sup>2</sup> mínima), al espacio anular, el cual pasa a la tubería de producción a través de válvulas colocadas en uno o más puntos de inyección. Esto se lleva a cabo por uno de los dos métodos siguientes:

##### (1) Bombeo Neumático Continuo.

En este método se introduce un volumen continuo de gas a alta presión por el espacio anular a la tubería de producción para aerar o aligerar la columna de fluidos, hasta que la reducción de la presión de fondo permita una diferencial suficiente a través de la formación, causando que el pozo produzca al gasto deseado. Para realizar esto, se usa una válvula en el punto de inyección más profundo con la presión disponible del gas de inyección, junto con la válvula reguladora en la superficie. Este método se usa en pozos con alto índice de productividad ( $> 0.5$  bl/día/lb/pg<sup>2</sup>) y presión de fondo fluyendo relativamente alta, (columna hidrostática del orden del 50% o más en relación a la profundidad del pozo).

En pozos de este tipo la producción de fluidos puede estar dentro de un rango de 200 a 20000 bl/día a través de tuberías de producción comunes. Si se explota por el espacio anular, es posible obtener aún más de 80000 bl/día. El diámetro interior de la TP rige la cantidad de flujo, siempre y cuando el índice de productividad del pozo, la presión de fondo fluyendo, el volumen y la presión del gas de inyección y las condiciones mecánicas sean las ideales.

##### (2) Bombeo Neumático Intermitente.

El bombeo neumático intermitente consiste en producir periódicamente determinado volumen de aceite impulsado por el gas que se inyecta a alta presión, el gas es inyectado en la superfi-

cie al espacio anular por medio de un regulador, un interruptor o por la combinación de ambos; este gas pasa posteriormente del espacio anular a la TP a través de una válvula que va insertada en la tubería de producción. Cuando la válvula abre, el fluido proveniente de la formación, que se ha estado acumulando dentro de la TP, es expulsado al exterior en forma de un tapón o bache de aceite a causa de la energía del gas. Sin embargo, debido al fenómeno de "resbalamiento" del líquido, que ocurre dentro de la tubería de producción, sólo una parte del volumen de aceite inicial se recupera en la superficie, mientras que el resto del aceite cae al fondo del pozo integrándose al bache de aceite en formación. Después de que la válvula cierra, transcurre un período de inactividad aparente, en el cual la formación productora continúa aportando fluido al pozo, hasta formar un determinado volumen de aceite con el que se inicia otro ciclo.

En el bombeo neumático intermitente el gas es inyectado a intervalos regulares, de tal manera que el ciclo es regulado para que coincida con la relación de fluidos que está produciendo la formación hacia el pozo.

El bombeo intermitente es usado en pozos con volumen de aceite, generalmente bajo o en pozos que tienen las siguientes características:

- a) Alto índice de productividad ( $>0.5$  bl/día/lb/pg<sup>2</sup>) en pozos con baja presión de fondo, columna hidrostática del orden del 30% o menor en relación a la profundidad.
- b) Bajo índice de productividad ( $<0.5$  bl/día/lb/pg<sup>2</sup>) en pozos con baja presión de fondo.

## 2.2. CARACTERISTICAS DE LAS VALVULAS DE BOMBEO NEUMATICO.

Al establecer el método de bombeo neumático (BN) se debe seleccionar el tipo de válvula subsuperficial, de acuerdo a las características propias del diseño de la instalación, ya que éstas pueden operar en forma continua o intermitente.

### 2.2.1. Nomenclatura de las Válvulas de Bombeo Neumático.

La nomenclatura comunmente usada en el campo petrolero ha sido adoptada en este Capítulo, por ejemplo, la presión en la tubería de revestimiento (TR) se especifica como  $P_c$  y se refiere a la presión del gas en el espacio anular, y la presión en la tubería de producción (TP) como  $P_t$  y se refiere al flujo o a la presión estática del líquido en la misma. En estos apuntes se usa la terminología antes mencionada.

### 2.2.2. Mecanismo de las Válvulas Subsuperficiales de BN.

Los diversos fabricantes han categorizado a las válvulas de BN dependiendo de qué tan sensible es una válvula a una determinada presión actuando en la TP o en la TR. Generalmente son clasificadas por el efecto que la presión tiene sobre la apertura de la válvula, esta sensibilidad está determinada por la construcción del mecanismo que cierra o abre la entrada del gas.

Normalmente la presión a la que se expone una válvula la determina el área del asiento de dicha válvula. Los principales mecanismos de las válvulas para ambos casos, es decir, en la tubería de revestimiento y en la tubería de producción, son los mismos, y sólo la nomenclatura cambia.

Las válvulas de BN operan de acuerdo a ciertos principios básicos, que son similares a los reguladores de presión.

Las partes que componen una válvula de bombeo neumático -- son:

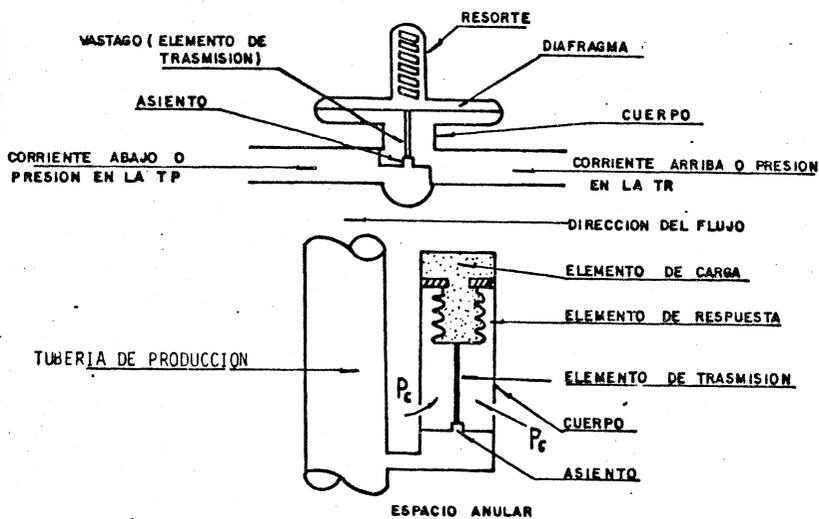
- (1) Cuerpo de la válvula
- (2) Elemento de carga (resorte, gas o una combinación de ambos)
- (3) Elemento de respuesta a una presión (fuelle de metal, pistón o diafragma de hule)
- (4) Elemento de transmisión (diafragma de hule o vástago de metal)
- (5) Elemento medidor (orificio o asiento)

La presión de carga (se utiliza resorte para un regulador de presión y gas para una válvula de BN), se muestran en las Figs. 2.1 a la 2.3, en las cuales se tiene actuando un elemento de respuesta de área grande (se usa diafragma para el regulador y fuelle para la válvula). Cuando el área del elemento de respuesta es grande, comparada con el asiento de la válvula, ésta es relativamente insensible a la presión en la tubería de producción entonces, debido a esto el efecto de la columna de líquido en la TP para abrir la válvula es pequeño.

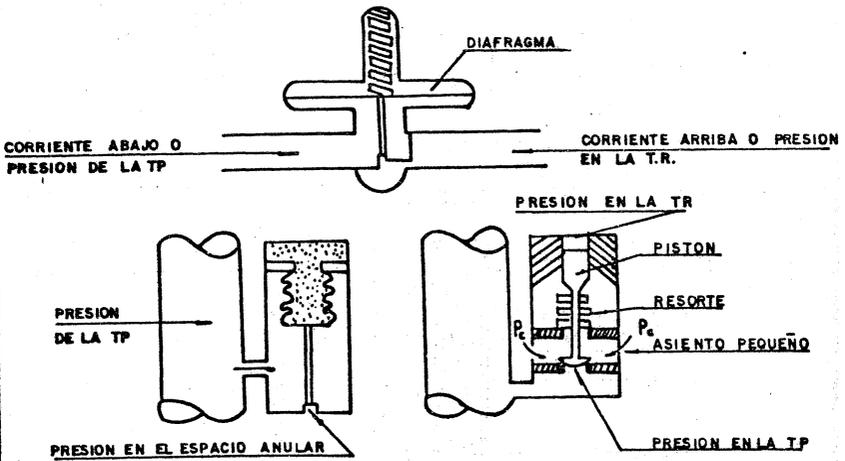
### 2.2.3. Clasificación de las Válvulas de Bombeo Neumático.

#### a) Válvulas balanceadas.

Una válvula de presión balanceada no está influenciada -- por la presión en la tubería de producción cuando está en la posición cerrada o en la posición abierta (Fig. 2.4). Se observa que la presión de la tubería de revestimiento actúa en el área del fuelle durante todo el tiempo. Esto significa que la válvula abre y cierra a la misma presión (presión del domo). De acuerdo a esto la diferencia de presión entre la de cierre y la de apertura es cero.



**FIG.: 2.1** REGULADOR DE PRESION ( ARRIBA ) Y VALVULA DE BOMBEO NEUMATICO CON PRESION DE CARGA ( ABAJO )



**FIG.: 2.2 REGULADOR DE PRESION SENSIBLE A LA PRESION CORRIENTE ABAJO (ARRIBA), VALVULA OPERADA POR FLUIDO (ABAJO IZQ.)**

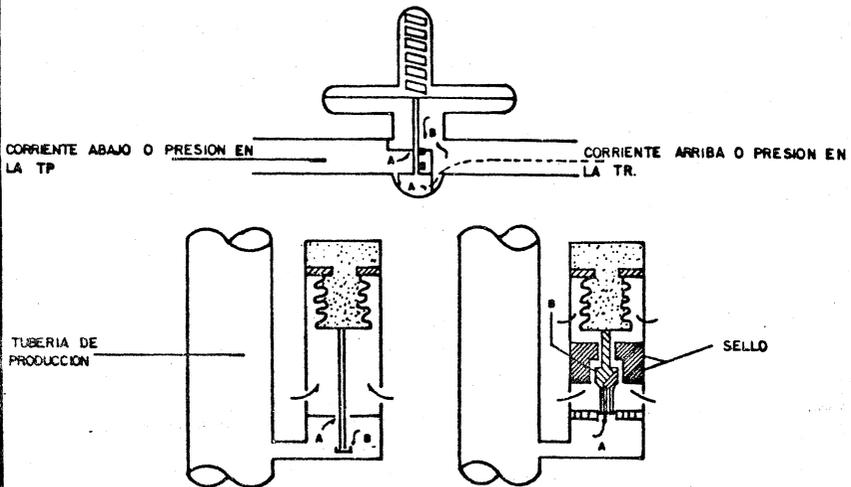


FIG.: 2.3 REGULADOR DE PRESION BALANCEADA (ARRIBA), VALVULAS DE BOMBEO NEUMATICO CON PRESION BALANCEADA EN LA TUBERIA DE PRODUCCION (ABAJO)

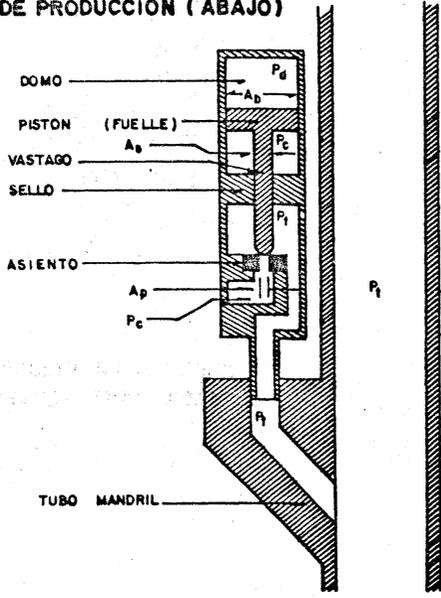


FIG.2.4 VALVULA BALANCEADA OPERANDO CON PRESION EN LA T R

La Fig. 2.5 muestra otra construcción diferente de una -- válvula de BN. El principal elemento de esta válvula es una manga flexible que sella el domo de la válvula. El domo es cargado con gas a una presión determinada. Esta manga elástica detiene el flujo de la inyección del gas cuando pasa a través de la válvula en el tiempo que se encuentra en la posición cerrada y se flexiona para permitir el paso del flujo de gas cuando la presión que -- está actuando sobre la manga excede la presión del domo.

b) Válvulas desbalanceadas.

Las válvulas de presión desbalanceadas son aquellas que -- tienen un rango de presión limitado por una presión superior de -- apertura y por una presión inferior de cierre, determinada por las condiciones de trabajo del pozo; es decir, las válvulas desbalan-- ceadas se abren a una presión determinada y luego se cierran con -- una presión más baja.

Para este estudio se clasifican los tipos de válvulas que han tenido más aplicación; esta clasificación es la misma para -- las válvulas balanceadas, exceptuando a la válvula reguladora de presión. Los tipos de válvulas son las siguientes:

Válvula operada por presión del gas de inyección.

Generalmente se conoce como válvula de presión, esta válvula es del 50 al 100% sensible a la presión en la tubería de revestimiento en la posición cerrada y el 100% sensible en la posición de apertura. Se requiere un aumento de presión en el espacio anular para abrir y una reducción de presión en la TR para cerrar la válvula.

Válvula reguladora de presión.

Esta válvula también es llamada como válvula proporcional o válvula de flujo continuo. Las condiciones que imperan en ésta son las mismas a las de la válvula de presión en la posición cerrada. Es decir, una vez que la válvula está en la posición abierta es sensible a la presión en la TP, es lo que se requiere que se aumente la presión en el espacio anular para abrirla y una reducción de presión en la TP o en la TR para cerrar la válvula.

Válvula operada por fluidos de la formación.

La válvula operada por fluidos de la formación es 50 a -- 100% sensible a la presión en la TP en la posición cerrada y 100% sensible a la presión en la TP en la posición abierta. Esta válvula requiere un incremento en la presión de la tubería de producción para abrir y una reducción en la presión de la TP para lograr el cierre de la válvula.

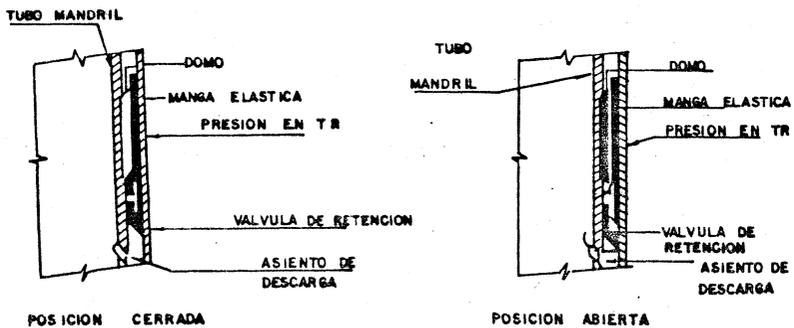


FIG. 2.5 VALVULA FLEXIBLE DE MANGA ELASTICA

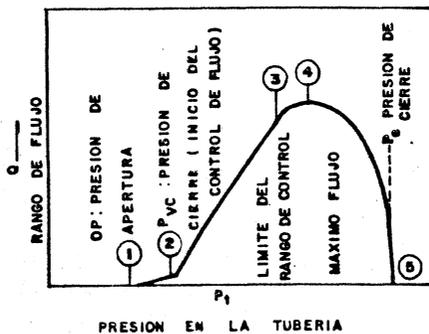


FIG.: 2.6 CURVA DE RESPUESTA A LA TRAYECTORIA DEL GAS

### Válvula combinada

También es llamada válvula de presión operada por fluidos y por presión del gas de inyección; en ésta se requiere un incremento en la presión del fluido para su apertura y una reducción de presión en el espacio anular o de la TP para cerrarla.

#### c) Válvulas para bombeo neumático continuo.

Una válvula usada para flujo continuo debe ser sensible a la presión en la TP cuando está en la posición de apertura, es decir, responderá proporcionalmente al incremento y decremento de la presión en la TP. Cuando la presión decrezca la válvula debe empezar a regular el cierre, para disminuir el paso de gas. Cuando la presión en la tubería de producción se incrementa, la válvula debe regular la apertura en la cual se incrementa, el flujo de gas a través de la misma. Estas respuestas de la válvula mantienen estabilizada la presión en la TP o tienden a mantener una presión constante. La Fig. 2.6 muestra la respuesta a la inyección del gas de una válvula de BN para flujo continuo. Estas mismas características pueden ser determinadas en el caso de que se tuviera un regulador de presión o una válvula operada por fluidos.

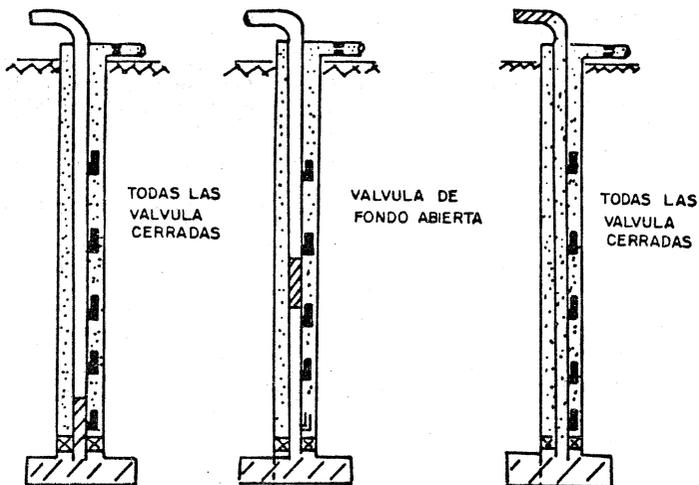
#### d) Válvula para bombeo neumático intermitente.

Una instalación de bombeo intermitente puede llevarse a cabo con cualquier tipo de válvula de BN, sólo que debe ser diseñada apropiadamente, de acuerdo a las características o condiciones de trabajo del pozo. Básicamente se tienen dos tipos de bombeo intermitente: uno es el de punto único de inyección y el otro tipo de bombeo es el de punto múltiple de inyección. En el punto único de inyección, todo el gas necesario para subir el bache de aceite a la superficie se inyecta a través de la válvula operante (Fig. 2.7). La Fig. 2.8 muestra la secuencia de pasos para el punto múltiple de inyección. La operación de la válvula enseña en cada esquema la expansión del gas elevando consigo el bache de aceite a una válvula posterior localizada inmediatamente arriba. En este tipo abre la válvula que se encuentra debajo del bache de aceite y que se comporta como una válvula de operación.

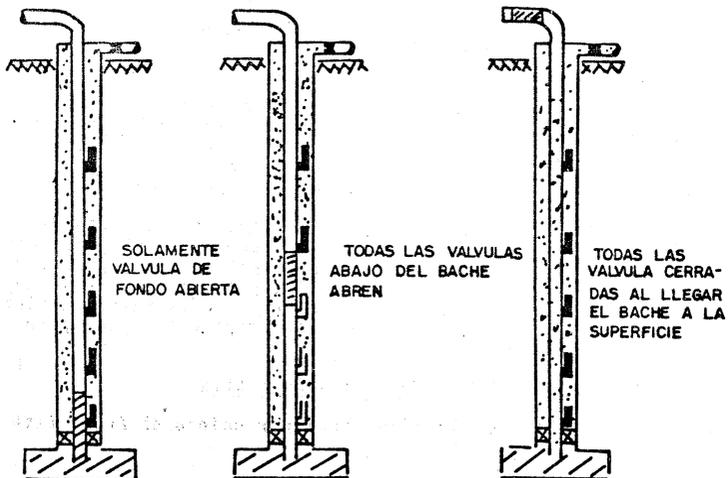
Todas las válvulas que se tienen en la sarta de producción no necesitan estar abiertas en el tiempo que se aplica este tipo de bombeo. El número de válvulas abiertas va a depender del tipo de válvula usada, del diseño de BN, y en sí de toda la configuración del bombeo neumático. Cualquiera de las válvulas vistas anteriormente pueden ser usadas en este tipo de bombeo, pero diseñadas correctamente.

### 2.2.4. Presión, Área y Relación de Fuerzas.

La presión es una fuerza por unidad de área. Esta es --



**FIG. 2.7 PUNTO UNICO DE INYECCION (BOMBEO INTERMITENTE)**



**FIG. 2.8 PUNTO MULTIPLE DE INYECCION**

igual a la fuerza actuando perpendicularmente a una superficie en tre el área sobre la cual actúa la fuerza.

$$\text{Presión (lb/pg}^2\text{)} = \frac{F(\text{fuerza, lbf})}{A(\text{área, pg}^2)} \quad (2.1)$$

La presión y el área son conocidas, la fuerza puede ser calculada multiplicando la presión por el área.

$$F = PA \quad (2.2)$$

La Fig. 2.9 muestra un regulador de presión y su nomenclatura para cada parte de la válvula. Esta nomenclatura es la misma para una válvula de BN. El resorte proporciona una fuerza hacia abajo que mantiene la válvula (esfera) en su asiento. El diafragma actúa como un elemento de respuesta del área para una presión corriente arriba que se ejerce en él. Esta presión corriente arriba es resultado de una fuerza hacia arriba igual a  $P_d A_b$  que tiende a expulsar a la válvula (esfera) de su asiento. El área del asiento sirve como el área para el acceso del gas y como un elemento de área para una presión corriente abajo que ejerce sobre el asiento. La presión corriente abajo puede resultar también de una fuerza corriente arriba ( $P_d A_b$ ) que tiende a quitar la válvula (esfera) de su asiento.

Si de alguna forma el área del diafragma es tan grande como el área del asiento, cada cambio de presión corriente arriba -- puede alterar la fuerza resultante más que el mismo cambio de presión corriente abajo de la válvula.

Por ejemplo, suponer que el área efectiva del diafragma es de  $10 \text{ pg}^2$  y el área efectiva del asiento es de  $0.1 \text{ pg}^2$ , determinar la presión corriente arriba y la presión corriente abajo. Usando la ecuación (2.2), cada cambio de presión en corriente arriba o en corriente abajo puede afectar la fuerza hacia arriba de esta válvula reguladora en la posición cerrada.

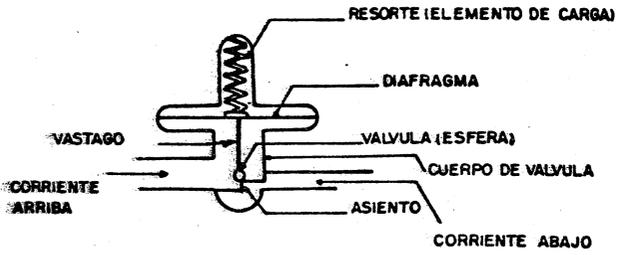
a) Presión corriente arriba:

$$F = PA, \quad F = \frac{1 \text{ lb}}{\text{pg}^2} \times 10 \text{ pg}^2 = 10 \text{ lb}_f$$

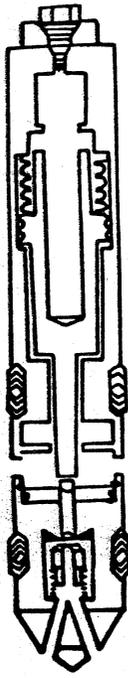
b) Presión corriente abajo:

$$F = PA, \quad F = \frac{1 \text{ lb}}{\text{pg}^2} \times 0.1 \text{ pg}^2 = 0.1 \text{ lb}_f$$

Como se puede observar en los resultados, esta válvula es 100 veces más sensible a la presión corriente arriba que a la presión corriente abajo cuando está en la posición cerrada.



**FIG.2.9 REGULADOR DE PRESION**



**FIG.2.10 VALVULA OPERADA POR PRESION**

## 2.2.5. Válvula Operada por Presión del Gas de Inyección.

- a) Válvula desbalanceada con domo cargado a presión como elemento de carga.

En la Fig. 2.10 se muestra un tipo de válvula de BN operada -- por presión. Esta es una válvula con un elemento de carga (nitrógeno, gas o aire). El elemento de respuesta es un fuelle, que permite -- que el vástago mueva la válvula sobre y fuera de su asiento. De es -- ta manera la presión en la TP actúa en el área del asiento, propor -- cionando una fuerza de apertura. Consecuentemente, debido a la for -- ma en que se comporta de acuerdo a las presiones que se ejercen en -- sus componentes se le ha llamado válvula de presión desbalanceada; -- es decir, la presión en la tubería de producción no tiene ningún -- efecto para abrir y cerrar la válvula.

Presión de apertura de la válvula bajo condiciones de ope -- ración.

Dado que la válvula de presión, es en su mayor parte sensi -- ble a la presión en el espacio anular, la presión de apertura se -- define entonces como la presión en la TR requerida para abrir la -- válvula actuando bajo condiciones de operación. Se puede determi -- nar una ecuación de balance de fuerzas para establecer la presión -- de apertura.

La Fig. 2.11 muestra una válvula actuando bajo condiciones -- de operación. En esta se muestran las fuerzas que están actuando -- en la válvula, según las presiones que se apliquen en cada área. -- Para derivar, una ecuación de balance de fuerzas, se puede hacer -- cuando la válvula está en la posición cerrada a unos instantes an -- tes de tener su apertura. En ese momento las fuerzas, que están -- actuando para abrir la válvula son iguales a las fuerzas actuando -- para cerrarla. Para ese instante se puede establecer la siguiente -- ecuación:

$$F_o = F_c \quad (2.3)$$

Donde:

$F_o$  = Suma de fuerzas que tratan de abrir la válvula.

$F_c$  = Suma de fuerzas que tratan de mantener cerrada la -- válvula.

Luego:

$$F_c = P_d A_b \quad (2.4)$$

$$F_o = P_c (A_b - A_p) + P_t A_p \quad (2.5)$$

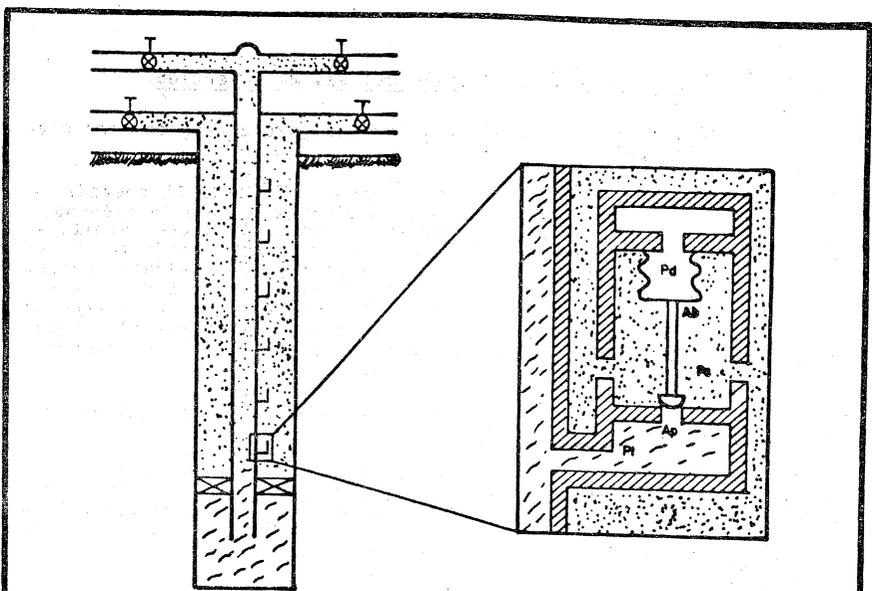


FIG. 2.11 VALVULA DE PRESION BAJO CONDICIONES DE OPERACION

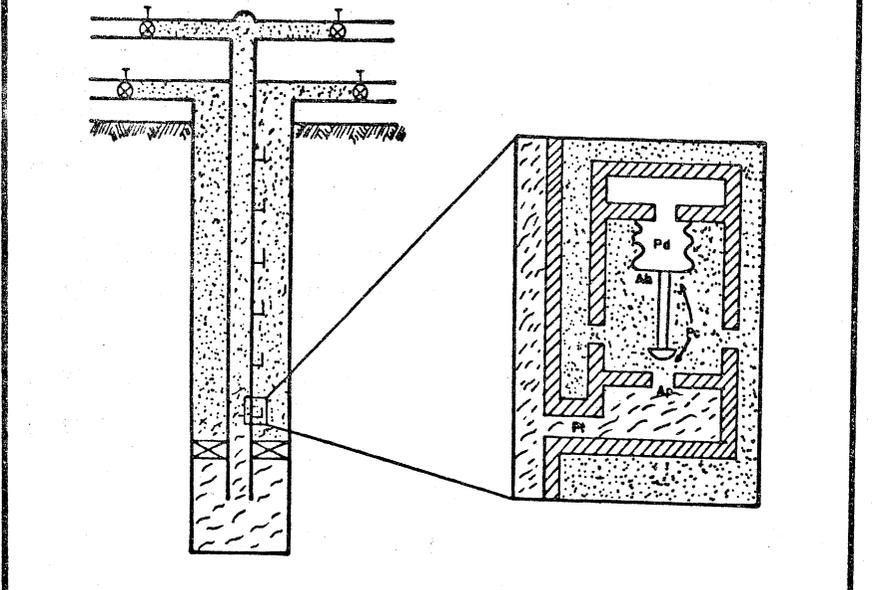


FIG. 2.12 VALVULA DE PRESION BAJO CONDICIONES DE OPERACION

Sustituyendo las dos ecuaciones anteriores en la ecuación (2.3):

$$P_c(A_b - A_p) + P_t A_p = P_d A_b \quad (2.6)$$

Despejando la  $P_c$  de la ecuación (2.6);

$$P_c(A_b - A_p) = P_d A_b - P_t A_p$$

Dividiendo cada término por  $A_b$ :

$$P_c(1 - A_p/A_b) = P_d - P_t A_p/A_b$$

Haciendo  $R = A_p/A_b$ , se tiene:

$$P_c(1 - R) = P_d - P_t R$$

Dividiendo ambos miembros por  $(1 - R)$

$$P_c = \frac{P_d - P_t R}{1 - R} \quad (2.7)$$

La ecuación (2.7) define la presión en la TR requerida para abrir la válvula de presión bajo las condiciones de operación.

Ejemplo 1.

Suponiendo que una válvula está localizada a 6000 pies, - la presión en el domo es de 700 lb/pg<sup>2</sup> y la presión en la tubería de producción es de 500 lb/pg<sup>2</sup>. Determinar la presión en la tubería de revestimiento para abrir la válvula con  $A_b = 1.0 \text{pg}^2$  y  $A_p = 0.1 \text{pg}^2$ .

De la ecuación (2.7) se tiene que la  $P_c$  es igual a:

$$P_c = \frac{700 - 500(0.1)}{1 - 0.1} = \frac{650}{0.9} = 722 \text{ lb/pg}^2$$

Bajo estas condiciones de operación cuando la presión en la TR se incrementa a 722 lb/pg<sup>2</sup>, la válvula abre.

Para determinar el efecto que tiene la presión de la TP - para abrir la válvula, se utiliza la ecuación (2.7) de la siguiente forma:

$$P_c = \frac{P_d}{1 - R} - \frac{P_t R}{1 - R} \quad (2.8)$$

Nótese de la ecuación (2.8) que la presión de la TP se resta de - la presión en la TR, que es la presión necesaria para abrir la - - válvula. Esto es, a medida que la presión en la TP se incrementa,

la presión de la TR requerida para abrir la válvula decrece. El término que se resta de la ecuación (2.8) es llamado "efecto de tubería de producción".

$$T.E. = P_t \left( \frac{R}{1-R} \right) \quad (2.9)$$

La relación  $R/(1-R)$  es llamada el "factor de efecto de tubería de producción, (T.E.F)", y es manejado generalmente como porcentaje.

$$T.E.F. = \frac{R}{1-R} \quad (2.10)$$

$$T.E. = P_t (T.E.F.) \quad (2.11)$$

#### Ejemplo 2.

Calcular el efecto de tubería causado por la presión en la TP de 500 lb/pg<sup>2</sup> del ejemplo anterior.

De la ecuación (2.10) se tiene que:

$$T.E.F. = \frac{0.1}{1 - 0.1} = 0.1111,$$

por lo tanto, el efecto de tubería es:

$$T.E. = 500 (0.1111) = 56 \text{ lb/pg}^2$$

De estos resultados se establece que cuando la presión en la TP es igual a cero (lb/pg<sup>2</sup>), la válvula a la profundidad de 6000 pies requiere de 722+56 = 778 lb/pg<sup>2</sup> en el espacio anular para abrir la válvula. Esta presión de 778 lb/pg<sup>2</sup>, es llamada algunas veces como la máxima presión de operación. La presión en la TP (500 lb/pg<sup>2</sup> en este ejemplo) reduce la presión necesaria para abrir la válvula de 778 lb/pg<sup>2</sup> a 722 lb/pg<sup>2</sup>.

Presión de cierre de la válvula bajo condiciones de operación.

Efectuando un balance de fuerzas similar al de la presión de apertura, puede establecerse la relación de fuerzas, pero ahora considerando a la válvula en la posición abierta a un tiempo (instante) antes de cerrarla. La Fig. 2.12 muestra una válvula actuando bajo condiciones de operación. Todas las áreas y presiones son idénticas a las de la válvula considerada para efectuar la presión de apertura, excepto que ahora la presión bajo la válvula (esfera) es afectada por la presión en la TR y no por la presión en la TP. Para un tiempo antes de cerrar la válvula se pueden desarrollar las siguientes ecuaciones:

$$F_o = F_c \quad (2.3)$$

Donde:

$$F_c = P_d A_b \quad (2.4)$$

$$F_o = P_c (A_b - A_p) + P_c A_p \quad (2.12)$$

Se observa que la  $P_c$  se sustituyó por la  $P_t$  en la ecuación (2.5). Sustituyendo en la ecuación (2.3), se tiene:

$$P_c (A_b - A_p) + P_c A_p = P_d A_b$$

haciendo  $P_c = P_{vc}$ , donde:

$P_{vc}$  = Presión en el espacio anular para cerrar la válvula a condiciones de operación.

$$P_{vc} (A_b - A_p) + P_{vc} A_p = P_d A_b \quad (2.13)$$

$$P_{vc} A_b - P_{vc} A_p + P_{vc} A_p = P_d A_b$$

o

$$P_{vc} = P_d \quad (2.14)$$

La ecuación (2.14) muestra que la presión en la TR es -- igual a la presión del domo para cerrar la válvula a una profundidad determinada. Con base en la ecuación (2.14), la válvula que abre a 722 lb/pg<sup>2</sup> en el ejemplo (1), puede cerrar cuando la presión en la TR a la profundidad de la válvula sea reducida a 700 - lb/pg<sup>2</sup>.

Amplitud de las válvulas (Spread).

La diferencia entre la presión de apertura y la de cierre de una válvula es llamada "amplitud de la válvula". Para determinar esta amplitud, la presión de cierre se resta de la presión de apertura, es decir:

$$\text{Amplitud} = \Delta P = \frac{P_d - P_t R}{1-R} - P_{vc} \quad (2.15)$$

Reacomodando términos:

$$\Delta P = \frac{P_d - P_t R}{1-R} - \frac{P_d(1-R)}{1-R} = \frac{P_d - P_t R - P_d + P_d R}{1-R} = \frac{R}{1-R} (P_d - P_t)$$

Como en este caso:  $TEF = \frac{R}{1-R}$ , la amplitud de la válvula queda definida como:

$$\Delta P = TEF (P_d - P_t) \quad (2.16)$$

Ejemplo 3.

Calcular la amplitud (Spread) de la válvula descrita en el Ejemplo 1.

Utilizando la ecuación (2.16), primero debe calcularse el TEF.

$$TEF = \frac{R}{1-R} = \frac{0.1}{0.9} = 0.1111$$

sustituyendo este valor en la ecuación que determina la amplitud de la válvula:

$$\Delta P = 0.1111 (700-500) = 22 \text{ lb/pg}^2$$

La presión para abrir la válvula es:  $P_{vo} = P_d + \Delta P = 700+22 = 722 \text{ lb/pg}^2$ . Se observa que el resultado obtenido en este ejemplo es el mismo que se determinó anteriormente.

La ecuación (2.16) muestra que la amplitud de la válvula está controlada por dos factores, TEF y  $P_t$ , que son el factor del efecto de la tubería y la presión en la tubería de producción, respectivamente. Para un determinado asiento de la válvula, la mínima diferencia de presión ocurre cuando la presión en la tubería de producción es igual a la presión en el domo, es decir,  $P_t = P_d$ .

La máxima amplitud de la válvula ocurre cuando la presión en la TP es igual a cero ( $P_t = 0$ ), de acuerdo a la ecuación (2.16) se deduce que:

$$\text{Máxima amplitud de la válvula} = \Delta P_{\text{máx.}} = TEF (P_d)$$

La amplitud de la válvula puede ser importante cuando se tiene una instalación de flujo continuo, pero es más importante para una instalación de bombeo intermitente donde se usan válvulas con presiones desbalanceadas. La amplitud de la válvula controla la mínima cantidad de gas que se utiliza en cada ciclo.

Como la diferencia de presión requerida para cerrar la válvula en condiciones de operación se incrementa, la cantidad de gas inyectado durante el ciclo también se incrementa.

### Gradiente de la columna de gas.

La presión de operación del gas de inyección está controlada en la superficie; esto es, la superficie (cero pies) se usa generalmente como una referencia para comparar y relacionar la posición de la válvula de BN. Para corregir desde el fondo del pozo hasta superficie o viceversa, el ingeniero de producción debe hacer una predicción del cambio de la presión causado por la columna de gas y por las pérdidas de fricción cerca de la válvula de BN, tanto bajo condiciones dinámicas (fluyendo) como estáticas.

La diferencia entre el cambio de la presión estática y dinámica es la pérdida por fricción para el flujo de gas. Si el conducto es pequeño o el gasto de gas es relativamente alto, esta pérdida debe ser tomada en cuenta. La pérdida por fricción corriente abajo del flujo de gas en el espacio anular de casi todas las instalaciones es muy pequeña y puede despreciarse sin considerar que se cometa un error notable. Por esta razón la mayoría de las instalaciones de bombeo neumático se diseñan considerando el incremento de presión estática del gas con la profundidad.

El cálculo del incremento de presión se basa en el establecimiento de un balance de energía del flujo de gas entre dos puntos del sistema; esto es:

$$\int_1^2 v dP = \frac{v^2}{2} \frac{g}{g_c} + \frac{g}{g_c} \Delta X + 1w + w = 0 \quad (2.17)$$

Para una columna de gas estática sin velocidad, fricción o trabajo, la ecuación anterior se reduce a:

$$\int_1^2 v dP + \frac{g}{g_c} \Delta X = 0 \quad (2.18)$$

Resolviendo la ecuación (2.18) para un gas real y considerando un factor Z a condiciones medias de presión y temperatura, se obtiene la siguiente ecuación:

$$P_{\text{fondo}} = P_{\text{sup.}} e^{\frac{0.01877 \gamma_g L}{TZ}} \quad (2.19)$$

La ecuación (2.19) involucra una solución de ensayo y error, en la cual Z depende de la presión de fondo y viceversa. Por esta razón, se han desarrollado gráficas que proporcionan buenos resultados basadas en la ecuación (2.19). Una de estas gráficas se muestra en la Fig. 2.13. Para presiones y temperaturas normales, la presión se incrementa con la profundidad (gradiente de presión) en forma aproximadamente constante para una

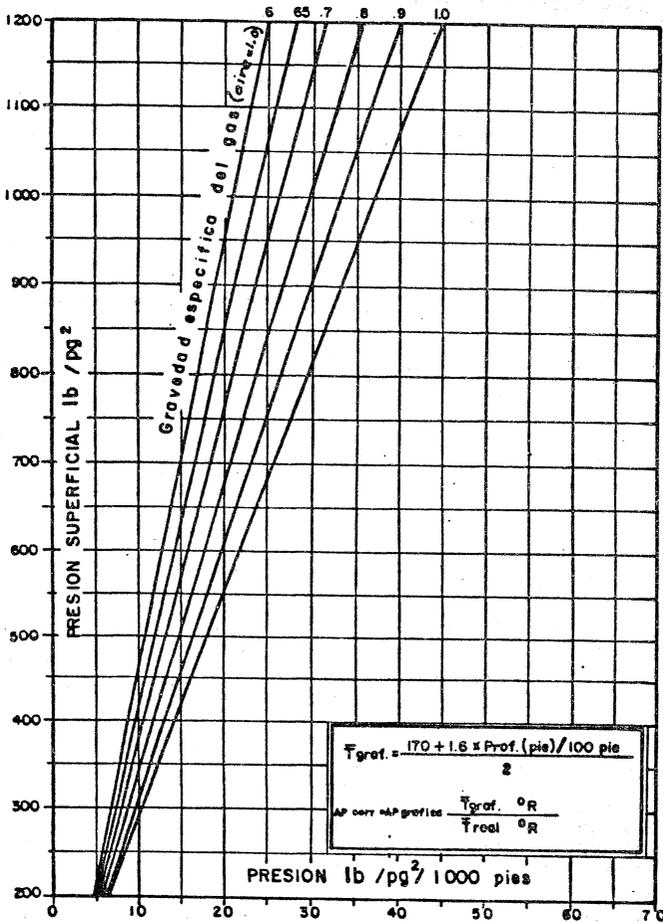


FIG. 2.13 GRADIENTES DE LA COLUMNA DE GAS

presión superficial dada. Por consiguiente, la presión en la TR puede representarse gráficamente mediante una línea recta desde la superficie hasta la profundidad deseada.

Presión de apertura en el taller ( $P_{tro}$ )

Una vez que la presión de cierre y de apertura se han establecido para el diseño, la válvula debe calibrarse en el taller a una presión que corresponda a la presión de apertura deseada -- dentro del pozo. Esta es la presión de apertura en el taller -- ( $P_{tro}$ ), (Fig. 2.14). Nótese que en una prueba de taller la presión en la tubería de producción ( $P_t$ ) es de cero lb/pg<sup>2</sup>. Si se sustituye  $P_t$  igual a cero lb/pg<sup>2</sup> en la ecuación (2.7) el resultado es:

$$P_{vo} = \frac{P_d}{1-R} \quad (2.20)$$

Se supone que el domo de una válvula de BN tiene un volumen constante, por tanto, la presión de un domo cargado de nitrógeno se incrementa a medida que la temperatura se incrementa. La presión del domo ( $P_d$ ) se conoce y va a estar en función de la profundidad de la válvula. Esto significa que si la ecuación (2.20) fuera usada para pruebas de presión de apertura en el taller, cada válvula tendría que ser calentada a una temperatura igual a la cual opera en el pozo a una profundidad determinada.

Para calcular la presión de apertura en el taller, la presión del domo a la profundidad de colocación de la válvula debe ser corregida a 60°F. Por tanto, la ecuación usada para la apertura en el taller ( $P_{tro}$ ) es la siguiente:

$$P_{tro} = \frac{P_d @ 60^\circ F}{1 - R} \quad (2.21)$$

Para corregir la  $P_d$  a una  $P_d @ 60^\circ F$ , se usa la ley de los gases reales, es decir:

$$\frac{P_d}{Z_d T_d} = \frac{P_d @ 60^\circ F}{Z_{60^\circ F} (520)}$$

despejando la  $P_d @ 60^\circ F$ , queda:

$$P_d @ 60^\circ F = \frac{(520) P_d Z_{60^\circ F}}{Z_d T_d} \quad (2.22)$$

El al de málroq el sicolatano  
shak after hordí rto ditalio el  
shakón lort

Fig. 2.14

Los sellos se colocan en el  
relleno de la cámara de prueba  
y se sella el extremo superior  
de la cámara de prueba con  
un sello de goma. El extremo  
inferior de la cámara de prueba  
se conecta a un tubo de  
presión.

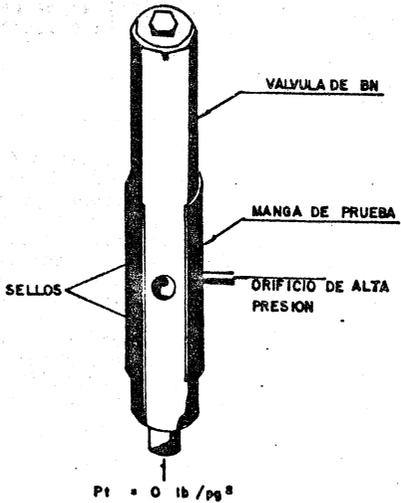


FIG. 2.14 PRUEBA DE UNA VALVULA DE PRESION

TABLA 2.1 FACTORES DE CORRECCION POR TEMPERATURA PARA DOMO CARGADO CON NITROGENO A 60 °F.

F	C <sub>1</sub>										
61	.908	101	.919	141	.852	181	.784	221	.743	261	.688
62	.906	102	.917	142	.850	182	.782	222	.742	262	.687
63	.904	103	.915	143	.849	183	.781	223	.740	263	.686
64	.901	104	.914	144	.847	184	.780	224	.739	264	.685
65	.899	105	.912	145	.845	185	.788	225	.738	265	.684
66	.987	108	.910	148	.844	188	.787	228	.737	268	.683
67	.985	107	.908	147	.842	187	.786	227	.736	267	.682
68	.983	108	.906	148	.841	188	.784	228	.735	268	.681
69	.981	109	.905	149	.839	189	.783	229	.733	269	.680
70	.979	110	.903	150	.838	190	.782	230	.732	270	.680
71	.977	111	.901	151	.836	191	.780	231	.731	271	.680
72	.975	112	.899	152	.835	192	.779	232	.730	272	.687
73	.973	113	.898	153	.833	193	.778	233	.729	273	.686
74	.971	114	.896	154	.832	194	.776	234	.728	274	.685
75	.969	115	.894	155	.830	195	.775	235	.727	275	.684
76	.967	116	.893	156	.829	196	.774	236	.725	276	.683
77	.965	117	.891	157	.827	197	.772	237	.724	277	.682
78	.963	118	.889	158	.826	198	.771	238	.723	278	.681
79	.961	119	.887	159	.825	199	.770	239	.722	279	.680
80	.959	120	.886	160	.823	200	.768	240	.721	280	.679
81	.957	121	.884	161	.822	201	.767	241	.720	281	.678
82	.955	122	.882	162	.820	202	.766	242	.719	282	.677
83	.953	123	.881	163	.819	203	.765	243	.718	283	.676
84	.951	124	.879	164	.817	204	.764	244	.717	284	.675
85	.949	125	.877	165	.816	205	.762	245	.715	285	.674
86	.947	126	.876	166	.814	206	.761	246	.714	286	.673
87	.945	127	.874	167	.813	207	.760	247	.713	287	.672
88	.943	128	.872	168	.812	208	.759	248	.712	288	.671
89	.941	129	.871	169	.810	209	.757	249	.711	289	.670
90	.939	130	.869	170	.809	210	.756	250	.710	290	.669
91	.938	131	.868	171	.807	211	.755	251	.709	291	.668
92	.936	132	.866	172	.806	212	.754	252	.708	292	.667
93	.934	133	.864	173	.805	213	.752	253	.707	293	.666
94	.932	134	.863	174	.803	214	.751	254	.706	294	.665
95	.930	135	.861	175	.802	215	.750	255	.705	295	.664
96	.928	136	.860	176	.800	216	.749	256	.704	296	.663
97	.926	137	.858	177	.799	217	.748	257	.702	297	.662
98	.924	138	.856	178	.798	218	.746	258	.701	298	.662
99	.923	139	.855	179	.796	219	.745	259	.700	299	.661
100	.921	140	.853	180	.795	220	.744	260	.699	300	.660

C<sub>t</sub> = Presión del domo de la válvula de BN a 60 °F.  
 Presión del domo de la válvula de BN a temperatura del pozo.

Obviamente puede usarse cualquier temperatura base. Algunos fabricantes usan 80 °F. Ya que la solución es por ensaye y error, deben desarrollarse gráficas que sean fáciles de usar y estén basadas en la ecuación 2.22. La Tabla 2.1 y las Figuras del Apéndice 2A pueden utilizarse para corregir por temperatura (60 o 80 °F) un domo cargado con gas.

Ejemplo 4.

Encontrar la presión de apertura en el taller ( $P_{tro}$ ) para la válvula descrita a continuación:

Profundidad de la válvula = 6000 pie  
 Presión superficial del gas = 750 lb/pg<sup>2</sup>  
 Presión en la TP = 500 lb/pg<sup>2</sup>  
 $R = 0.1$   
 $T = 70 + 1.3^\circ\text{F}/100 \text{ pie}$

SOLUCION:

De la Fig. 2.13, el gradiente de la columna de gas es de 95 lb/pg<sup>2</sup>.

$P_{vo} = 750 + 95 = 845 \text{ lb/pg}^2$   
 $P_{vc} = P_d = P_{vo} (1-R) + P_t R$   
 $P_d = 845 \times 0.90 + 500 \times 0.1 = 810 \text{ lb/pg}^2$   
 $T_d \text{ a } 6000 \text{ pie} = 70 + \frac{1.3 \times 6000}{100} = 148^\circ\text{F}$

De la Tabla 2.1:  $C_t = 0.841$   
 como:  $P_d \text{ a } 60^\circ\text{F} = C_t (P_d \text{ a } 6000 \text{ pie})$   
 $P_d \text{ a } 60^\circ\text{F} = 0.84 \times 811 = 682 \text{ lb/pg}^2$   
 $P_{tro} = \frac{P_d \text{ a } 60^\circ\text{F}}{1-R} = \frac{682}{0.9} = 758 \text{ lb/pg}^2$

Ejemplo 5. Sean los siguientes datos:

Presión del gas en la superficie = 800 lb/pg<sup>2</sup>  
 Presión de apertura en la superficie = 800 lb/pg<sup>2</sup> =  $P_{so}$   
 Densidad relativa del gas de inyección = 0.7 (aire = 1)  
 Temperatura superficial = 100 °F  
 Temperatura a 8000 pies = 180 °F  
 Presión en la tubería de producción ( $P_t$ ) = 655 lb/pg<sup>2</sup>  
 Diámetro exterior de la válvula = 1 1/2"  
 Área del asiento = 1/2 pg<sup>2</sup>  
 $R = 0.2562$ , ( $1-R = 0.7438$ )  
 Carga de la válvula = nitrógeno a 60°F  
 Profundidad de la válvula = 8000 pies

Determinar:

- (1) Presión de apertura de la válvula,  $P_{vo}$
- (2) Presión de cierre de la válvula,  $P_{vc} = P_d$
- (3) Amplitud de la válvula a 8000 pies,  $\Delta P_d$
- (4) Presión superficial de cierre,  $P_{sc}$
- (5) Amplitud de la válvula en la superficie  $\Delta P_s$  y la amplitud promedio.
- (6) La presión de apertura en el probador  $P_{tro}$  @ 60 °F

Solución:

- (1) La presión de apertura de la válvula, a la profundidad de - 8000 pies, es igual a la presión superficial para abrir la válvula, más un incremento de la presión en el espacio anular a 8000 pies debido al gradiente de la columna de gas.

De la Fig. 2.13 se tiene:

$$\Delta P \text{ gráfica} = 21 \text{ lb/pg}^2 / 1000 \text{ pies} = 0.021 \text{ lb/pg}^2 / \text{pies}$$
$$T \text{ gráfica} = 149 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta P_{\text{corr.}} = 0.021 (609/600) = 170.5 \text{ lb/pg}^2$$
$$P_{vo} = 170.5 + 800 = 970.5 \text{ lb/pg}^2$$

- (2) La presión de cierre de la válvula es igual a la presión en el domo,  $P_d$  @ 180°F.

$$P_{vc} = P_d = P_{vo}(1-R) + P_t R$$
$$P_{vc} = 970.5 (0.7438) + 655 (0.2562) = 889.6 \text{ lb/pg}^2$$

- (3) La diferencia de presión a esta profundidad es igual a:

$$P_{vo} - P_{vc} = \Delta P = 970.5 - 889.6 = 80.9 \text{ lb/pg}^2$$

$$\Delta P_d = \text{TEF} (P_{vc} - P_t) = 0.344 (889.6 - 655) = 80.79 \text{ lb/pg}^2$$

$$\text{TEF} = \frac{R}{1-R} = \frac{0.256}{0.743} = 0.344$$

- (4) La presión superficial de cierre,  $P_{sc}$

$$\Delta P_c = P_{vc} - P_{sc}$$

despejando la  $P_{sc}$ , se tiene:

$$P_{sc} = P_{vc} - \Delta P_c$$

donde  $\Delta P_c = P_{vo} - P_{so}$

$$\Delta P_c = 970.5 - 800.0 = 170.5 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{sc} = 889.6 - 170.5 = 719.1 \text{ lb/pg}^2$$

- (5) La amplitud de la válvula en la superficie es igual a la presión superficial de apertura menos la presión superficial de cierre:

$$\Delta P_s = P_{so} - P_{sc} \quad , \quad \Delta P_s = 800.0 - 719.1 = 80.9 \text{ lb/pg}^2$$

- (6) Para calcular la presión de apertura en el taller se usa la ecuación (2.21), la presión del domo a 60°F puede ser determinada usando la Tabla (2.1) para una temperatura de la válvula de 180 °F.

$$C_t = \frac{P_d @ 60^\circ F}{P_d @ 180^\circ F} = 0.795$$

$$P_d @ 60^\circ F = 0.795 (P_d @ 180^\circ F)$$

$$P_d @ 180^\circ F = P_{vc} = 889.6 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_d @ 60^\circ F = 0.795 (889.6) = 707.2 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{tro} = \frac{P_d @ 60^\circ F}{1-R} = \frac{707.2}{0.7438} = 950.8 \text{ lb/pg}^2$$

- b) Válvula desbalanceada con doble elemento de carga (carga en el domo y resorte).

Este tipo de válvula de presión es llamada válvula de doble elemento, ya que tiene estas dos formas de carga: del resorte y la presión de carga en el domo. La Fig. 2.15 muestra una válvula que actúa bajo condiciones de operación; se ilustran las fuerzas que están ejerciéndose sobre la válvula debidas a las presiones que actúan en cada área.

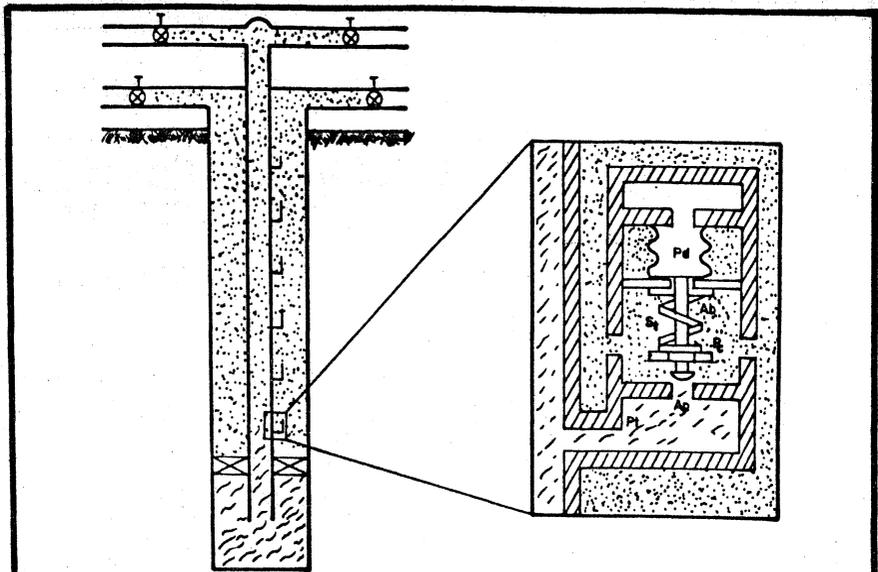


FIG. 2.15 VALVULA DESBALANCEADA CON DOBLE ELEMENTO DE CARGA

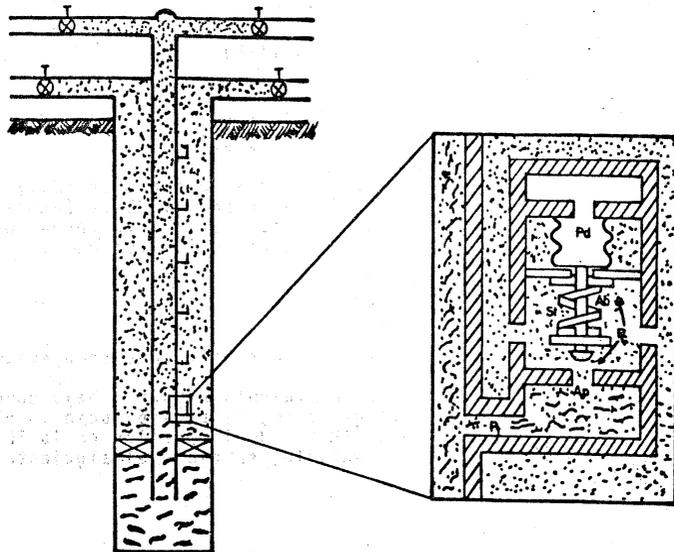


FIG. 2.16 VALVULA BAJO CONDICIONES DE OPERACION

Presión de apertura de la válvula bajo condiciones de operación.

Como en una válvula de un sólo elemento se puede establecer una ecuación de balance de fuerzas para una válvula en la posición cerrada, a unos instantes antes de abrir. A este tiempo, las fuerzas que están actuando para abrir la válvula son exactamente iguales a las fuerzas que están actuando para cerrar la válvula. Se tiene:

$$F_o = F_c \quad (2.3)$$

Donde:

$$F_c = P_d A_b + S_t (A_b - A_p) \quad (2.23)$$

$$F_o = P_{vo} (A_b - A_p) + P_t A_p \quad (2.24)$$

Igualando las ecuaciones anteriores, se tiene:

$$P_{vo} (A_b - A_p) + P_t A_p = P_d A_b + S_t (A_b - A_p)$$

Dividiendo ambos miembros por  $A_b$ :

$$P_{vo} (1 - A_p/A_b) + P_t (A_p/A_b) = P_d + S_t (1 - A_p/A_b),$$

haciendo  $R = A_p/A_b$ :

$$P_{vo} (1 - R) + P_t (R) = P_d + S_t (1 - R),$$

dividiendo por  $(1 - R)$ , se tiene:

$$P_{vo} = \frac{P_d}{1 - R} + S_t - \frac{P_t R}{1 - R} \quad (2.25)$$

La ecuación (2.25) es similar a la ecuación (2.7) excepto por la suma del término  $S_t$  debido al resorte. Observándose que si no se tiene carga en el domo, toda la fuerza para cerrar proviene del resorte, entonces la ecuación anterior se reduce a:

$$P_{vo} = S_t - \frac{P_t R}{1 - R} \quad (2.26)$$

Presión de cierre de la válvula bajo condiciones de operación.

La Fig. 2.16 muestra una válvula actuando bajo condiciones de operación. Cuando la válvula abre, la presión bajo la válvula (esfera) es la presión en la TR (no de la presión en la TP). Un instante antes de cerrar la válvula, se tiene el siguiente balance de fuerzas:

$$F_o = F_c \quad (2.3)$$

Donde:

$$F_c = P_d A_b + S_t (A_b - A_p) \quad (2.23)$$

$$F_o = P_c (A_b - A_p) + P_c A_p \quad (2.27)$$

Igualando las ecuaciones anteriores se tiene lo siguiente:

$$P_c (A_b - A_p) + P_c A_p = P_d A_b + S_t (A_b - A_p)$$

o

$$P_c A_b = P_d A_b + S_t (A_b - A_p),$$

sustituyendo  $P_c$  por  $P_{vc}$  y despejando esta misma:

$$P_{vc} = P_d + S_t (1-R) \quad (2.28)$$

Amplitud de la válvula (Spread)

La amplitud, como se indicó anteriormente, significa una diferencia de presión. La amplitud de esta válvula se determina restando la presión de cierre ecuación (2.28) de la presión de apertura, ecuación (2.25).

Amplitud de la válvula =  $\Delta P = P_{vo} - P_{vc}$

$$\Delta P = \left[ \frac{P_d}{1-R} + S_t \frac{P_t R}{(1-R)} - (P_d + S_t (1-R)) \right]$$

o

$$\Delta P = TEF \left[ P_d + S_t (1-R) - P_t \right] \quad (2.29)$$

Se observa que si en esta ecuación no se tiene presión proporcionada por el resorte ( $S_t = 0$ ), la ecuación (2.29) se reduce a una ecuación de una válvula con un elemento de carga.

Ejemplo 6. Sean los siguientes datos:

Profundidad de la válvula = 8,000 pies  
 Presión superficial de apertura =  $P_{so} = 800 \text{ lb/pg}^2$   
 Densidad relativa del gas de inyección = 0.7 (aire = 1.0)  
 Temperatura superficial = 100 °F  
 Temperatura a 8,000 pies = 180 °F  
 Presión en la tubería de producción = 655 lb/pg<sup>2</sup>

Diámetro exterior de la válvula = 1 1/2 pg.  
 Diámetro del asiento = 1/2" (R= 0.2562, 1-R = 0.7438)  
 Carga en la válvula = resorte (únicamente)

Determinar:

- (1) Presión de apertura de la válvula,  $P_{vo}$
- (2) Presión de cierre de la válvula,  $P_{vc}$
- (3) La amplitud de la válvula,  $\Delta P$  (a la profundidad correspondiente).
- (4) Presión superficial de cierre,  $P_{sc}$
- (5) Amplitud en la superficie ( $\Delta P_s$ ) y la amplitud -- promedio
- (6) La  $P_{tro}$

Solución:

- (1) La presión de apertura a la profundidad de 8,000 pies de la Fig. 2.13 se tiene:

$$T \text{ gráfica} = 157 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\text{Gradiente del gas} = \frac{21 \text{ lb/pg}^2}{1000 \text{ pies}} = 0.021 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$$

$$\Delta P \text{ gráfica} = 0.021 \times 8000 = 168 \text{ lb/pg}^2$$

$$\Delta P \text{ corregida} = 168 \times \frac{617}{800} = 172.76 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{vo} = P_{so} + \Delta P = 800 + 171.76 = 972.76 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{vo} = 972.76 \text{ lb/pg}^2, \text{ presión de apertura de la válvula a 8000 pies.}$$

- (2) De la ecuación (2.28) la presión del domo es igual a cero (por no tener carga de gas), la presión de cierre de la válvula a esa profundidad es:

$$P_{vc} = P_d + S_t(1-R).$$

$S_t$  puede ser obtenida resolviendo la ecuación (2.25) usando la  $P_{vo}$  calculada en el paso anterior y haciendo  $P_d = 0 \text{ lb/pg}^2$ .

$$S_t = P_{vo} + \frac{P_t R}{1-R} = 972.76 + 655 (0.2562/0.7438) = 1198.37 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{vc} = S_t(1-R) = 1198.37(0.7438);$$

$$P_{vc} = 891.34 \text{ lb/pg}^2$$

- (3) La amplitud (spread) en el fondo del pozo es igual a  $P_{vo}$  menos  $P_{vc}$  o  $\Delta P_{\text{fondo}} = \text{TEF} [S_t(1-R) - P_t]$ :

$$\Delta P_{\text{fondo}} = 972.76 - 891.34 = 81.42 \text{ lb/pg}^2$$

$$\text{o bien si; } \text{TEF} = \frac{R}{1-R} = \frac{0.2562}{0.7438} = 0.344$$

$$\Delta P_{\text{fondo}} = 0.344 (1198.37(0.7438) - 655) = 81.3 \text{ lb/pg}^2$$

- (4) La presión superficial de cierre es igual a:

$$P_{sc} = P_{vc} - \Delta P$$

$$P_{sc} = 891.34 - 172.76 = 718.58 \text{ lb/pg}^2$$

- (5) La amplitud (spread) en la superficie:

$$\Delta P_{\text{sup.}} = P_{so} - P_{sc}$$

$$\Delta P_{\text{sup.}} = 800 - 718.58 = 81.42 \text{ lb/pg}^2$$

$$\Delta \bar{p} = \frac{\Delta P_{\text{sup.}} + \Delta P_{\text{fondo}}}{2} = \frac{81.3 + 81.42}{4} = 81.36 \text{ lb/pg}^2$$

- (6) Cuando se tiene 0 lb/pg<sup>2</sup> de presión en el domo y la temperatura no tiene efecto sobre el resorte, es innecesario considerar los cálculos de la temperatura para determinar la presión de apertura de prueba de la válvula, para la prueba  $P_t = 0$ . De esta manera,  $P_d = 0$ , para calcular la  $P_{tro}$  se utiliza la ecuación (2.25).

$$P_{tro} = S_t$$

$$P_{tro} = 1198.37 \text{ lb/pg}^2$$

#### Ejemplo 7:

Válvula de presión con doble elemento, (presión de carga en el domo y tensión del resorte).

Datos: Son los mismos datos que el ejemplo anterior excepto la carga en el domo. Considerando  $S_t = 600 \text{ lb/pg}^2$

- (1) La presión de apertura a la profundidad correspondiente se determina de la misma manera que en el ejemplo anterior.

$$P_{vo} = 972.76 \text{ lb/pg}^2$$

- (2) La presión de cierre a la profundidad de la válvula --  $P_{vc} = P_d + S_t(1-R)$ ; la ecuación (2.25) puede expresarse como sigue:

$$P_{vo} = \frac{P_{vc} - P_t R}{1-R}$$

despejando  $P_{vc}$ , se tiene lo siguiente:

$$P_{vc} = P_{vo} (1-R) + P_t R,$$

$$P_{vc} = 972.76 (0.7438) + 655 (0.2562)$$

$$P_{vc} = 891.35 \text{ lb/pg}^2$$

- (3) La amplitud (spread) a la profundidad de la válvula:

$$\Delta P_{\text{fondo}} = P_{vo} - P_{vc} = 972.76 - 891.35, \Delta P_{\text{fondo}} = 81.4 \text{ lb/pg}^2$$

y puede utilizarse la ecuación (2.29), donde la  $P_d$  se puede determinar de la ecuación (2.28).

$$P_d = P_{vc} - S_t(1-R)$$

$$P_d = 891.35 - 600 (0.7438) = 445 \text{ lb/pg}^2$$

De esta forma:

$$\Delta P = TEF(P_d + S_t(1-R) - P_t)$$

$$\Delta P = 0.344 (445 + 600(0.7438) - 655)$$

$$\Delta P = 81.2 \text{ lb/pg}^2$$

- (4) Presión superficial de cierre:

$$P_{sc} = 718.58 \text{ lb/pg}^2 \text{ (lo mismo que el ejemplo anterior)}$$

- (5) La amplitud (spread) en la superficie:

$$\Delta P_{\text{sup.}} = 81.4 \text{ lb/pg}^2$$

$$\Delta P_{\text{prom.}} = 81.3 \text{ lb/pg}^2$$

- (6) Cuando el domo está cargado con nitrógeno, la válvula puede ser corregida a una temperatura de 60°F; o bien, otra temperatura base. Haciendo  $p_t=0$ , en la ecuación (2.25) la presión de apertura en el taller es:

$$C_t = 0.795 = \frac{P_d @ 60^\circ F}{P_d @ 180^\circ F}$$

$$P_d @ 60^\circ F = 0.795 (445) = 353.7 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{tro} = \frac{353.7}{0.7438} + 600 = 1075 \text{ lb/pg}^2$$

#### c) Válvula de presión balanceada

Una válvula de presión balanceada no está influenciada por la presión en la TP cuando está en la posición abierta o cerrada - (Fig. 2.17). La presión de la TR actúa en toda el área del fuelle en cualquier tiempo. Esto significa que la válvula abre y cierra a la misma presión del domo. En este caso la amplitud (spread) es cero, prescindiendo del asiento.

La Fig. 2.18 muestra una construcción completamente diferente de una válvula de BN. El elemento principal de esta válvula es una manga flexible que sella el domo de la válvula. El domo está cargado con gas a una determinada presión. Cuando la válvula está cerrada la manga elástica sirve de sello evitando el flujo de la inyección de gas a través de la válvula y se flexiona cuando la presión aplicada en la manga excede a la presión del domo provocando el flujo del gas a través de la válvula.

#### d) Válvula piloto

Quando se tiene un pozo operando con bombeo intermitente - es, hasta cierto grado, necesario tener una válvula de BN con asiento grande; sin embargo, se tiene que controlar el cierre sobre las características de la amplitud de la válvula (spread), debido a esto se desarrolló una válvula piloto. En las Figs. 2.19 y 2.20 se muestran dos diferentes tipos de válvulas piloto. En ambos arreglos el área efectiva ( $A_p$ ) se usa para cálculos de apertura (Fig. 2.19). El asiento grande es usado para conducir el gas cuando la válvula abre. El asiento puede ser tan grande como sea posible hacerlo mecánicamente y no tiene que cambiarse para alterar la "spread". Los cálculos mecánicos de la válvula son exactamente los mismos que se han discutido anteriormente, sólo que el asiento pequeño es llamado orificio de control y el asiento grande para el suministro del gas es conocido como orificio motoriz.

Para el control del regulador superficial en el bombeo intermitente, el asiento de control debe ser seleccionado de acuerdo

OTOLUR AJULIAY C.I.S. OIR  
OGHAR340

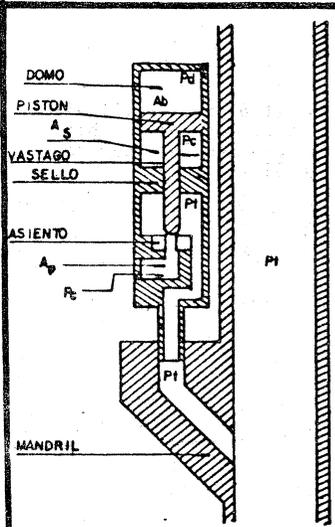


FIG. 2.17 VALVULA OPERADA POR PRESION EN TR

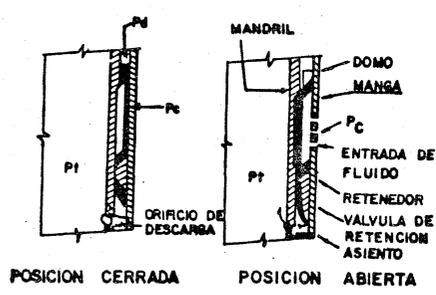


FIG. 2.18 VALVULA CON MANGA FLEXIBLE

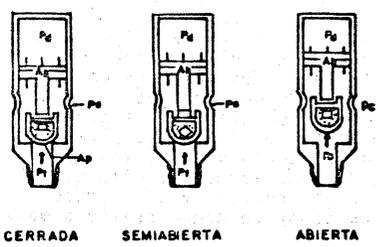


FIG. 2.19 VALVULA PILOTO OPERANDO

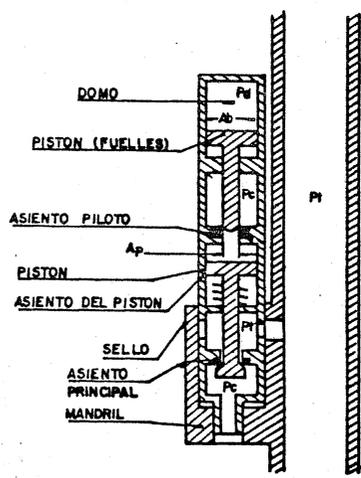


FIG. 2.20 OPERACION DE UNA VALVULA PILOTO

al "spread" real y que es alrededor del 10% más pequeño que la -- "spread" deseada. Para un control de tiempo de bombeo intermitente el asiento de control debe ser seleccionado de acuerdo al -- "spread" real que es de 30 al 60% más pequeña que la spread requerida.

e) Cálculo del volumen del gas de inyección.

El flujo crítico para un gas natural está dado por una relación de presiones y por lo general puede ocurrir cuando:

$$P_t/P_c = 0.55$$

La determinación del diámetro de los estranguladores (válvula de aguja, control de tiempo, o ambos) que se instalan en la tubería superficial del gas de inyección o en las válvulas sub-superficiales de BN, está basada en el principio de flujo crítico.

El flujo crítico es un fenómeno de flujo definido por el flujo de gases compresibles, en la sección de estrangulamiento de una restricción, cuando su velocidad es sónica (velocidad del sonido en el fluido) o el número Mach es uno. El número Mach es una relación adimensional dada por el cociente de la velocidad del -- fluido entre la velocidad del sonido.

Existe flujo subcrítico si:

$$P_2/P_1 > (2/k+1)^{k/(k+1)}$$

Se tiene flujo crítico cuando:

$$P_2/P_1 < (2/k+1)^{k/(k-1)}$$

Donde:  $* K = \frac{C_p}{C_v} = \frac{\text{calor específico a presión constante}}{\text{calor específico a volumen constante}}$

Las ecuaciones siguientes permiten calcular el diámetro -- del estrangulador:

$$CA = \frac{q_g}{155.500 P_1 \left\{ \frac{64.34 k}{\gamma_g (T+460)(k-1)} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{2k} - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k+1)/k} \right] \right\}^{0.5}} \quad (2.30)$$

\* K puede ser obtenida con la Fig. 2.20 A

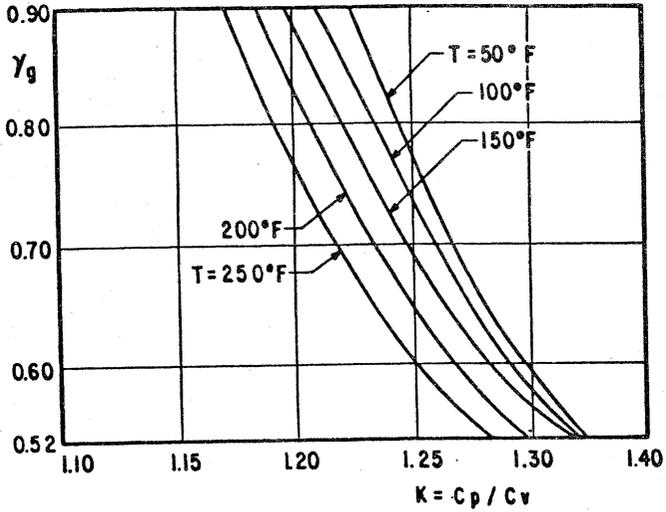


FIG. 2.20A RELACION DE CALORES ESPECIFICOS EN FUNCION DE LA TEMPERATURA Y LA DENSIDAD RELATIVA

Donde:

- A = área del estrangulador,  $\text{pg}^2$
- C = coeficiente de descarga del estrangulador
- T = Temperatura en el estrangulador, °F
- $P_1$  = presión corriente arriba del estrangulador ( $P_{th}$ )
- $P_2$  = presión corriente abajo del estrangulador ( $P_e$ )

El diámetro del estrangulador puede obtenerse con la siguiente ecuación, ajustada de la correlación establecida por Cook.

$$d_c = 1.75105 + 932.334 CA - 29372.7(CA)^2 + 397972(CA)^3 - 1510615(CA)^4$$

- - - (2.30 A)

Donde:

$d_c$  = diámetro del estrangulador en 64 (avos) de  $\text{pg}$ .

Si existe flujo crítico a través del estrangulador, el diámetro se puede calcular con las mismas ecuaciones; pero en lugar del valor de  $P_2/P_1$  se usa el de  $(2/k+1)^{k/k-1}$

Quando se tiene flujo crítico a través del estrangulador, la presión corriente arriba (antes del estrangulador) es independiente de la presión que prevalece después del estrangulador (espacio anular).

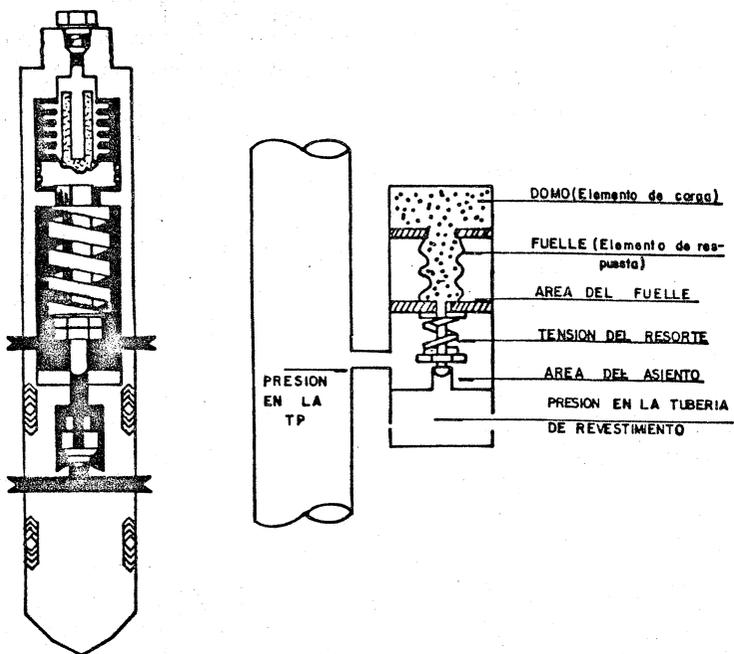
#### 2.2.6. Válvula de BN Operada por Fluidos.

La Fig. 2.21 muestra una válvula operada por fluidos, con la nomenclatura semejante a una válvula operada por presión. Las válvulas son idénticas con la excepción de que la presión en la TP actúa ahora sobre el área del asiento. Esta es una válvula con doble elemento de carga (resorte y domo cargado con gas) que proporcionan las correspondientes fuerzas que pueden usarse dependen del arreglo que se tenga del resorte y el domo.

- 1.- Resorte sin carga en el domo
- 2.- Carga en el domo sin resorte
- 3.- Combinación de resorte y carga en el domo

a) Presión de apertura de una válvula operada por fluidos bajo condiciones de operación.

Quando la válvula de fluidos es sensible a la presión en la TP, la presión para abrir la válvula está definida como la presión en el TP requerida para abrir la válvula operando a condiciones de operación. La Fig. 2.22 muestra una válvula operando bajo condiciones de trabajo de presión; la presión para abrir puede



**FIG. 2.21 VALVULA OPERADA POR FLUIDOS**

ser analizada cuando está en la posición de cierre, a un instante antes de que la válvula se abra, para ese momento se tienen las siguientes ecuaciones:

$$F_o = F_c \quad (2.3)$$

Donde:

$$F_c = P_d A_b + S_t (A_b - A_p) \quad (2.31)$$

Sustituyendo las ecuaciones anteriores en la ecuación (2.3):

$$P_c A_p + P_t (A_b - A_p) = P_d A_b + S_t (A_b - A_p) \quad (2.32)$$

despejando  $P_t$  y ordenando con respecto a  $p_t$  se tiene:

$$P_t = \frac{P_d}{1-R} + S_t - P_c \frac{R}{1-R} \quad (2.33)$$

Con la ecuación (2.33) se puede calcular la presión en la TP necesaria para abrir la válvula operada por fluidos bajo condiciones de operación.

Se observa en la ecuación (2.33), una similitud con la ecuación (2.25) para una válvula operada por presión, excepto que la  $P_c$  y  $P_t$  son reemplazadas. El término:

$P_c \left(\frac{R}{1-R}\right)$  en la ecuación anterior representa la presión en la TR, - la cual se resta de la presión en la tubería ( $P_c$ ); esto es, como la presión en la TR se incrementa, la presión en la TP necesaria para abrir la válvula decrece. El término:

$P_c \left(\frac{R}{1-R}\right)$  es conocido como efecto en la TR (C.E.).

$$C.E. = P_c \left(\frac{R}{1-R}\right) \quad (2.34)$$

La relación  $\left(\frac{R}{1-R}\right)$  en una válvula operada por fluidos, es conocida como el factor de efecto en la tubería de revestimiento (CEF), esto es:

$$C.E.F. = \frac{R}{1-R} \quad (2.35)$$

y el efecto de la TR (CE):

$$C.E. = P_c (C.E.F.) \quad (2.36)$$

- b) Presión de cierre de una válvula operada por fluidos bajo condiciones de operación.

La Fig. 2.23 muestra una válvula operada por fluidos en la posición abierta, bajo condiciones de operación. Cuando la válvula está en la posición abierta la presión abajo de la válvula (esfera) es considerada como la presión en la TP y no la presión de la TR, esto significa que pueden haber pequeñas caídas de presión en la TR; entonces, la caída de presión en el orificio está en función del volumen del flujo de gas.

La siguiente ecuación de balance de fuerzas se establece -- para unos instantes antes de cerrar la válvula:

$$F_o = F_c \quad (2.3)$$

Donde:

$$F_c = P_d A_b + S_t (A_b - A_p) \quad (2.37)$$

$$F_o = P_t A_p + P_t (A_b - A_p)$$

$$\text{o } F_o = P_t A_b \quad (2.38)$$

Sustituyendo las ecuaciones anteriores en la ecuación (2.3)

$$P_t A_b = P_d A_b + S_t (A_b - A_p),$$

despejando  $P_t$ :

$$P_t = P_d + S_t (1-R),$$

para determinar la presión en la TP a la cual la válvula se cierra, haciendo:

$$P_{vc} = P_t$$

$$P_{vc} = P_d + S_t (1-R) \quad (2.39)$$

- c) Presión de prueba en el taller ( $P_{tro}$ )

Después de establecer las presiones de apertura y de cierre, las válvulas deben ser calibradas en el taller para las presiones correspondientes a las esperadas en el pozo, esto se conoce como una presión de prueba ( $P_{tro}$ ). Como no se tiene presión aplicada a la válvula por medio de la TR, la  $P_c$  se puede hacer igual a cero en la ecuación (2.33) y resulta:

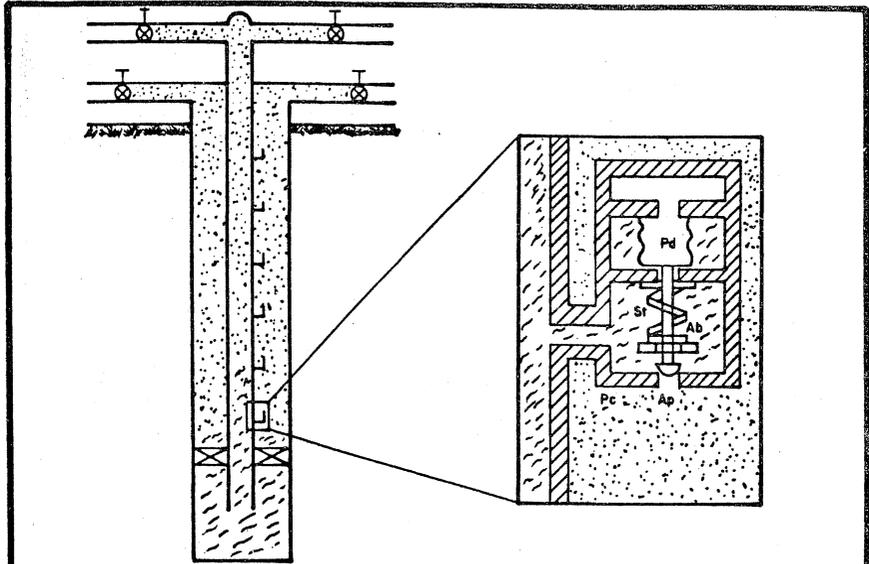


FIG.22 VALVULA OPERADA POR FLUIDOS BAJO CONDICIONES DE OPERACION

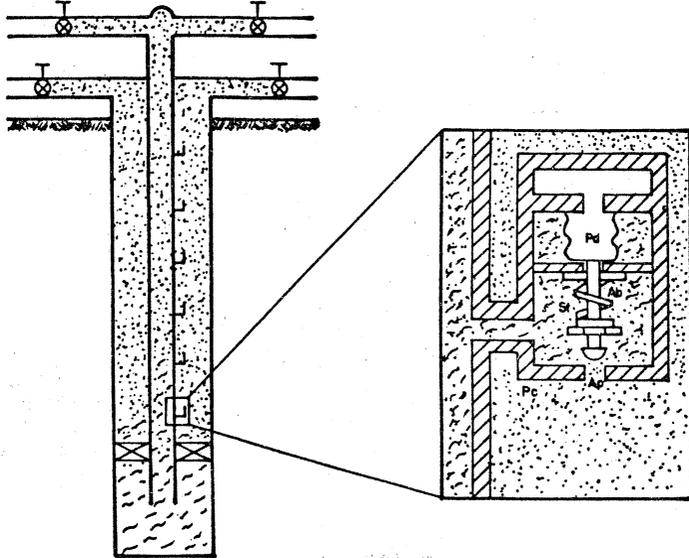


FIG.2.23 VALVULA OPERADA POR FLUIDOS BAJO CONDICIONES DE OPERACION

$$P_t = \frac{P_d}{1-R} + S_t \quad (2.40)$$

La  $P_d$  se corrige a la temperatura base de 60°F (o para otra temperatura base), la ecuación (2.40) se usa para obtener las presiones de prueba en el taller:

$$P_{tro} = \frac{P_d @ 60^\circ F}{1-R} + S_t \quad (2.41)$$

Nótese que cuando la carga en el domo es cero  $P_{tro} = S_t$  -- (no es necesario corregir a  $S_t$  por temperatura).

Ejemplo 8.

Válvula con doble elemento de carga (domo y resorte).

Datos:

Profundidad de la válvula = 8,000 pies

$$S_t = 600 \text{ lb/pg}^2$$

Temperatura a profundidad de la válvula = 180 °F

$$P_{vc} = 1800 \text{ lb/pg}^2$$

$$R = 0.0407,$$

$$1 - R = 0.9593$$

Determinar:

- 1) Presión del domo,  $P_d$  a la profundidad de la válvula
- 2)  $P_d @ 60^\circ F$
- 3)  $P_{tro}$ , presión de prueba para abrir la válvula

Solución:

- (1) Presión en el domo,  $P_d$

Despejando  $P_d$  de la ecuación (2.39)

$$P_d = P_{vc} - S_t (1-R) = 1800 - 600 (0.9593) = 1224 \text{ lb/pg}^2$$

- (2) Usando la Tabla 2.1 para una temperatura de la válvula de 180 °F.

$$C_t = 0.795 \frac{P_d @ 60^\circ F}{P_d @ 180^\circ F}; \quad P_d @ 60^\circ F = 0.795 (1224)$$

$$P_d @ 60^\circ F = 973 \text{ lb/pg}^2$$

(3) La  $P_{tro}$ , presión de prueba para abrir la válvula:

$$P_{tro} = \frac{P_d @ 60^\circ F}{1 - R} + S_t; \quad P_{tro} = \frac{973}{0.9593} + 600$$

$$P_{tro} = 1614.28 \text{ lb/pg}^2$$

### Ejemplo 9

Válvula con doble elemento (sin carga en el domo):

Datos:

Profundidad de la válvula = 8,000 pies

Presión superficial del gas de inyección = 800 lb/pg<sup>2</sup>

$\gamma_g = 0.7$  (aire = 1.0)

$T_s = 100^\circ F$  (temperatura en la superficie)

Temperatura a 8,000 pies = 180°F

$P_{vc} = 800 \text{ lb/pg}^2$

$R = 0.0407$ ,  $1 - R = 0.9593$

$P_t = 750 \text{ lb/pg}^2$

Determinar: (1) la presión de apertura de la válvula a la profundidad correspondiente,

(2) la  $P_{tro}$

(1) La presión en la TR de 800 lb/pg<sup>2</sup>, se calcula de la misma forma que el Ejemplo 1, y como no se tiene carga en el domo:

$P_d = 0$ , de la ecuación (2.39)

$S_t = P_{vc}/1 - R$ , cuando  $P_d = 0$

la presión para abrir la válvula es:

$$P_t = \frac{P_{vc}}{1 - R} - \frac{P_c R}{1 - R};$$

$$P_t = \frac{800}{0.9593} - 955 \left( \frac{0.0407}{0.9593} \right) = 793 \text{ lb/pg}^2$$

(2) Cuando  $P_d = 0$ :

$$P_{tro} = S_t = \frac{P_{vc}}{1-R} = \frac{800}{0.9593} = 834 \text{ lb/pg}^2$$

Ejemplo 10

Válvula con carga en el domo y sin resorte.

Datos: Los mismos del Ejemplo 9.

Determinar:

(1) La presión de apertura de la válvula

(2) La  $P_{tro}$

(1) La presión en la TR correspondiente a una presión en la superficie de  $800 \text{ lb/pg}^2$  es de  $955 \text{ lb/pg}^2$

Dado que no hay resorte,  $S_t = 0$ . De la ecuación (2.39):

$$P_{vc} = P_d + S_t (1-R)$$

y como  $P_{vc} = P_d$ , se tiene:

$$P_t = \frac{P_d}{1-R} - P_c \left( \frac{R}{1-R} \right)$$

$$P_t = \frac{800}{0.9593} - 955 \left( \frac{0.0407}{0.9593} \right) = 793 \text{ lb/pg}^2$$

(2) Cuando  $S_t = 0$

$$P_{tro} = \frac{P_d @ 60^\circ \text{F}}{1-R}$$

La  $P_d @ 60^\circ \text{F}$  puede ser determinada usando la Tabla 2.1 para una  $T = 180^\circ \text{F}$  en la válvula.

$$C_t = 0.795 = \frac{P_d @ 60^\circ \text{F}}{P_d @ 180^\circ \text{F}}$$

$$P_d @ 60^\circ \text{F} = P_d @ 180^\circ \text{F} (0.795)$$

$$P_d @ 60^\circ \text{F} = 800 (0.795) = 636 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{tro} = \frac{636}{0.9593} = 663 \text{ lb/pg}^2$$

Ejemplo 11

Válvula con doble elemento, carga en el domo y resorte.

Determinar:

- (1) La presión de apertura de la válvula
- (2) La  $P_{tro}$
- (3) Procedimiento para colocarla

Solución:

- (1) La profundidad de la válvula, la presión correspondiente a  $800 \text{ lb/pg}^2$  en la superficie es de  $955 \text{ lb/pg}^2$  correspondiente a  $800 \text{ lb/pg}^2$  a la profundidad de  $P_{vc} = P_d + S_t(1-R)$  -- de la ecuación (2.39).

Despejando la  $P_d$

$$P_d = P_{vc} - S_t(1-R) = 800 - 300(0.9593) = 512 \text{ lb/pg}^2$$

De acuerdo a esto, de la ecuación (2.33), la presión en la IP para abrir la válvula es:

$$P_t = \frac{P_d}{1-R} + S_t - P_c \frac{R}{1-R}$$

$$P_t = \frac{512}{0.9593} + 300 - 955 \frac{0.0407}{0.9593} = 793 \text{ lb/pg}^2$$

- (2) Para  $P_{tro}$  la  $P_d @ 60^\circ\text{F}$  puede ser determinada usando la Tabla 2.1 con una temperatura en la válvula de  $180^\circ\text{F}$ :

$$C_t = 0.795 = \frac{P_d @ 60^\circ\text{F}}{P_d @ 180^\circ\text{F}}$$

$$P_d @ 60^\circ\text{F} = 0.795 (P_d @ 180^\circ\text{F})$$

$$P_d @ 60^\circ\text{F} = 0.795 (512) = 407 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{tro} = \frac{407}{0.9593} + 300 = 724 \text{ lb/pg}^2$$

- (3) Recordando que  $P_{tro} = S_t$ , cuando  $P_d = 0$  se puede establecer el siguiente procedimiento para colocar la válvula:

- Paso 1) Instalar la válvula de prueba, ajustar el resorte hasta que la válvula se abra con una presión de 300 lb/pg<sup>2</sup>, esto es,  $St = 300 \text{ lb/pg}^2$ .
- Paso 2) Verificar que la presión esté arriba de la presión del domo y calibrar la válvula @ 60°F.
- Paso 3) Reducir presiones del domo hasta que la válvula abra, al aplicar una presión de 724 lb/pg<sup>2</sup>.

### 2.3. CLASIFICACION DE LAS INSTALACIONES DE BOMBEO NEUMATICO.

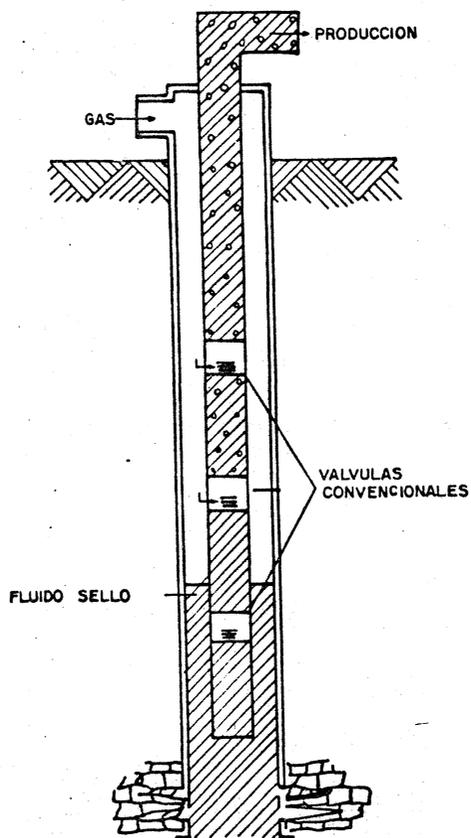
En general, el tipo de instalación está condicionada por la decisión de hacer producir un pozo con bombeo neumático continuo o intermitente. Las válvulas están diseñadas de modo que funcionen como un orificio de apertura variable para el caso de bombeo neumático continuo, dependiendo de la presión de la TP o pueden tener un asiento amplio para el caso de BN intermitente y suministrar un volumen de gas rápidamente a la TP para desplazar el báche de líquido.

Las características del pozo, el tipo de terminación, tal como agujero descubierto, así como la posible producción de arena y la conficación de agua y/o gas son condiciones de vital importancia que influyen en el diseño de una instalación. Para determinar el tipo de instalación inicial que se use, se debe decidir en función del comportamiento futuro del pozo, incluyendo el decremento de la presión de fondo fluyendo y del índice de productividad. Las terminaciones múltiples requieren de una instalación más compleja.

#### 2.3.1. Instalación Abierta.

En este tipo de instalación el aparejo de producción queda suspendido dentro del pozo sin empacador. El gas se inyecta en el espacio anular formado entre las tuberías de revestimiento y producción y los fluidos contenidos en la TP son desplazados (Fig. -- 2.24). Esto permite la comunicación entre las tuberías de revestimiento y producción, de modo que esta instalación queda restringida a pozos con buenas características, que presenten un nivel alto del fluido, formando un sello o tapón. Normalmente esto puede involucrar exclusivamente a pozos que se exploten con bombeo neumático continuo. Aunque puede ser posible usar este tipo de instalación para pozos que se vayan a explotar con bombeo neumático intermitente, esto debería hacerse solamente cuando el empacador no pueda instalarse por alguna razón. De cualquier modo, no se debe usar una instalación abierta cuando exista alguna posibilidad de liberación del gas alrededor del fondo de la TP.

Otro problema que se tiene en las instalaciones abiertas -



**FIG.2.24 INSTALACION ABIERTA**

es la presión variable en la línea superficial, que provoca que el nivel del fluido en el pozo aumente y disminuya en el espacio anular exponiendo por consiguiente a todas las válvulas situadas debajo del punto de inyección a una erosión severa con el fluido. Al extraer una instalación de este tipo a la superficie, generalmente todas las válvulas colocadas debajo del punto de inyección se encuentran pulidas por la erosión provocada por el fluido.

Otra desventaja más de este tipo de instalación es que el pozo debe ser descargado y reacondicionado cada vez que se cierre. Debido a que no se tiene un empacador, el nivel del fluido en el pozo aumentará en la etapa de cierre; este fluido debe ser descargado nuevamente por el espacio anular exponiendo a las válvulas a una erosión adicional con el fluido.

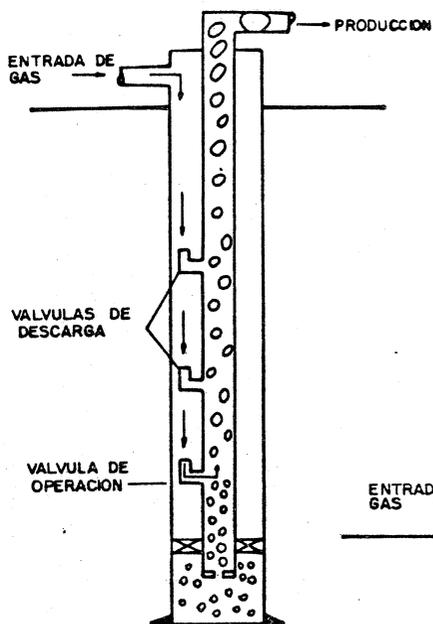
Existe también la posibilidad de que, mientras el pozo produce, cierta cantidad de fluido se mueva en el espacio anular, a través de las válvulas inferiores, y hacia el interior de la TP. Esto se debe a la menor resistencia al flujo en el espacio anular. Así se provocará erosión por el paso del fluido en las válvulas inferiores.

Debido a las desventajas mencionadas es evidente que una instalación abierta no es normalmente recomendada. Sin embargo, -- hay situaciones en las que no es posible la colocación de un empacador debido a la erosión, tuberías de revestimiento en mal estado, fallas internas en la TR, etc., en tales casos se debe usar una instalación abierta y realizará un buen trabajo en la mayoría de los pozos con bombeo neumático continuo. En pozos con bombeo neumático intermitente la instalación abierta es ineficiente, debido a la posible liberación del gas en el fondo de la tubería de producción.

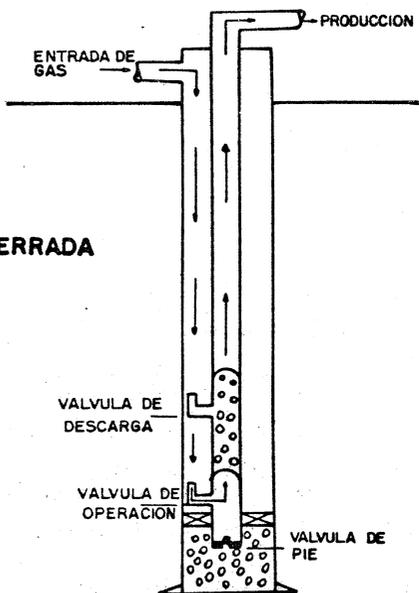
### 2.3.2. Instalación Semicerrada

Esta instalación, Fig. 2.25, es similar a la instalación abierta, excepto que se adiciona un empacador que sirve de aislante entre las tuberías de revestimiento y producción. Este tipo de instalación se puede usar tanto para BN continuo como intermitente. Ofrece varias ventajas sobre una instalación abierta. Primero, una vez que el pozo se ha descargado, no hay camino por el cual el fluido pueda regresar al espacio anular de la TR, ya que todas las válvulas tienen un dispositivo de retención "check". Segundo, cualquier fluido dentro de la TP no puede abandonar la tubería de producción y pasar al espacio anular de la TR. Tercero, el empacador aísla a la TR de cualquier fluido proveniente del fondo de la TP.

Este tipo de instalación se usa también en el caso de bombeo neumático intermitente. El empacador aísla a la formación de la presión que se tenga en la tubería de revestimiento. Sin embar-



**FIG.2.25 INSTALACION SEMICERRADA**



**FIG.2.26 INSTALACION CERRADA**

go, esta instalación permite que la presión del gas en la TP - -- actúe contra la formación, como en el caso del BN intermitente.

### 2.3.3. Instalación Cerrada

Este tipo de instalación, Fig. 2.26, es parecida a una -- instalación semicerrada excepto que se coloca una válvula de pie - en la TP. Aunque la válvula de pie se coloca normalmente en el fondo del pozo, ésta se puede situar inmediatamente en el fondo del pozo, ésta se puede situar inmediatamente abajo de la válvula operante. Esta válvula de pie evita que la presión del gas de inyección actúe contra la formación.

En una instalación de BN intermitente se debe instalar una válvula de pie, ya que esta ofrece mayores ventajas para incrementar la producción diaria.

### 2.4. DISEÑO DE INSTALACIONES DE BOMBEO NEUMÁTICO CONTINUO.

Diversos factores intervienen en el diseño de una instalación de BN; uno de los primeros, es que el pozo esté produciendo - el flujo continuo o en flujo intermitente. Otro factor que influye en el diseño es el conocimiento de cuál tipo de flujo es mejor, este límite presenta muchas dificultades para el diseño de la instalación.

Algunas de las válvulas de bombeo neumático pueden emplearse en ambos flujos, sin embargo, otras válvulas solo pueden ser -- usadas únicamente para uno o para otro caso.

Las razones de emplear válvulas de bombeo neumático son:

- 1) Descargar los fluidos del pozo e inyectar el gas en un punto óptimo de la tubería de producción.
- 2) Crear la presión de fondo fluyendo necesaria para que el pozo pueda producir el gasto deseado, controlando el gas - de inyección en la superficie y el gas producido.

La localización de las válvulas de BN en el punto óptimo - está influenciada por:

- a) La presión del gas disponible para descargar el pozo.
- b) La densidad del fluido o gradiente de los fluidos en el pozo a un determinado tiempo de descarga.
- c) El comportamiento de afluencia al pozo durante el tiempo de descarga.
- d) La presión a boca de pozo (contrapresión entre el pozo y la central de recolección) que hace posible que los flui-

dos puedan ser producidos y descargados.

- e) El nivel de fluido en la TP (espacio anular) ya sea que el pozo haya sido cargado con fluido de control o prescindo de él.
- f) La presión de fondo fluyendo y las características de los fluidos producidos del pozo.

Las instalaciones de BN son flexibles, debido a que se puede ajustar de tal manera que se obtenga la máxima producción en óptimas condiciones; considerando el abatimiento de la presión de fondo fluyendo, por lo cual es necesario, en algunos casos, instalar dos o tres válvulas de bombeo neumático adicionales, abajo del punto de inyección.

#### 2.4.1. DETERMINACION DEL PUNTO OPTIMO DE INYECCION EN UNA INSTALACION DE BOMBEO NEUMATICO CONTINUO.

En el diseño de una instalación de BN continuo, primero debe localizarse el punto óptimo de inyección de la válvula operante a continuación se describe un procedimiento general para los diferentes tipos de válvulas:

- 1.- Graficar en papel con coordenadas rectangulares, la profundidad en el eje de las ordenadas siendo igual a cero en la parte superior y presentando su valor máximo en el punto de referencias (empacador, intervalo medio productor).
- 2.- En el eje de las abscisas graficar la presión con cero en el origen hasta una presión máxima.
- 3.- Trazar la presión estática ( $P_{ws}$ ) a la profundidad del intervalo medio productor.
- 4.- A partir del índice de productividad "comportamiento de afluencia del pozo" (curva de IPR), calcule la  $P_{wf}$  correspondiente al gasto deseado e indique éste valor a la profundidad de referencia.
- 5.- Partiendo de la  $P_{ws}$  prolongar la línea del gradiente estático hasta intersectar al eje de las ordenadas, este punto corresponde al nivel estático dentro del pozo.
- 6.- Desde el punto de la presión de fondo fluyendo, graficar el perfil de presión abajo del punto de inyección. Esto puede ser calculado en detalle o puede ser trazado directamente de curvas de gradiente.
- 7.- Señalar en el eje de las abscisas la presión máxima del --

gas de inyección (presión de arranque), la presión disponible y la presión de operación. La presión de operación generalmente se fija 100 lb/pg<sup>2</sup> abajo de la presión disponible y ésta, 50 lb/pg<sup>2</sup> abajo de la presión de arranque.

- 8.- Trazar la línea del gradiente de gas correspondiente a la presión de operación y a la presión disponible hasta intersectar la línea del gradiente fluyendo establecida en el paso 6.
- 9.- Marcar el punto donde la presión de operación intersecta la línea de gradiente fluyendo como el punto de balance - entre la presión en el espacio anular y la presión en la TP.
- 10.- Partiendo del punto de balance y sobre la línea de gradiente fluyendo, determinar el PUNTO DE INYECCION DEL GAS, restando 100 lb/pg<sup>2</sup> del punto de balance.
- 11.- Marcar la presión de flujo en la TP (P<sub>th</sub>) a la profundidad de cero. Realmente este valor es desconocido y debe ser determinado en base a la presión del separador y a la caída de presión que ocurre a través de la línea de descarga.
- 12.- Unir el punto de inyección y la presión de flujo en la cabeza del pozo, seleccionando la curva de gradiente de presión o bien la correlación de flujo multifásico correspondiente. Esta curva proporciona la relación gas-líquido total que se requiere para producir el pozo al gasto deseado. La relación gas-líquido inyectada es igual a la diferencia entre la relación gas-líquido total y la de los fluidos de la formación.

Cuando no se dispone de las curvas de gradiente o correlaciones de flujo multifásico, el punto de inyección y la presión de flujo en la cabeza del pozo pueden unirse con una recta para propósitos de "espaciamento de válvulas". También para propósito de espaciamento puede utilizarse el gradiente mínimo cuando se dispone de un volumen limitado de gas. El punto de inyección de gas determinado con el procedimiento anterior es válido para un tiempo en particular, pero éste puede variar dependiendo de cómo varíe la presión del yacimiento y el índice de productividad.

Procedimiento gráfico para el espaciamento de las válvulas balanceadas (flujo continuo).

El espaciamento de las válvulas en una instalación de BN continuo depende de los siguientes factores:

1. Tipo de válvula subsuperficial empleada.

2. Descarga del pozo a la presa o a la batería (separador).
3. Profundidad del nivel estático del fluido
4. Presión disponible para descargar el pozo (presión extra o presión normal del gas de inyección).
5. Volumen disponible del gas de inyección durante la descarga del pozo (gradiente de descarga mínimo).

Después de determinar el punto de inyección mediante el -- procedimiento descrito anteriormente, el espaciamiento de las válvulas balanceadas en una instalación de BN se determina con el siguiente procedimiento:

- a) Trazar la línea de gradiente del fluido de control, partiendo de la presión en la cabeza del pozo ( $P_{wh}$ ), esta presión es igual a cero, si el pozo descarga al quemador y -- tiene un valor positivo si el pozo descarga al separador.
- b) Extender esta línea, hasta intersectar la presión disponible del gas de inyección, esta profundidad corresponde a -- la posición de la primera válvula.
- c) Desde el punto anterior, trazar una línea horizontal, hasta intersectar la línea de gradiente de presión de flujo -- arriba del punto de inyección o a la línea de gradiente de descarga o a la línea de gradiente mínimo.
- d) Del punto de intersección anterior, trazar una paralela a -- la línea de gradiente del fluido de control hasta intersectar la línea de gradiente de presión disponible menos 25 --  $lb/pg^2$ . Esta profundidad corresponde a la segunda válvula.
- e) Reducir la presión en  $25 lb/pg^2$  del punto de intersección -- determinado en el paso (d) y trazar hacia abajo la línea de gradiente de presión del gas de inyección.
- f) Trazar una línea horizontal desde la posición de la válvula -- 1 a la izquierda, hasta intersectar la línea de gradiente de flujo, arriba del punto de inyección.
- g) Desde este punto, trazar una línea paralela al gradiente -- de fluido de control, hasta intersectar la nueva línea de gradiente del gas determinado en el paso (e), esta profundidad corresponde a la válvula número 3.
- h) Repetir el procedimiento descrito en los pasos e, f, y g -- hasta, alcanzar el punto de inyección del gas.
- i) Colocar una o dos válvulas abajo del punto de inyección, -- previendo posibles reducciones en la presión media del ya

cimiento y cambios en la productividad del pozo.

- j) Determinar el diámetro del orificio, empleando gráficas -- o la fórmula propuesta por el Ing. Francisco Garaicochea (apuntes de transporte de hidrocarburos).
- k) Trazar la línea de gradiente geotérmico desde la temperatura de flujo en la superficie hasta la temperatura de flujo en el fondo del pozo.
- l) Determinar la temperatura correspondiente de cada válvula, a la profundidad de colocación.
- m) Seleccionar la  $P_{so}$  de las válvulas, disminuyendo en 25 - - lb/pg<sup>2</sup> la presión entre válvula y válvula, iniciando para la primera con un valor igual a 25 lb/pg<sup>2</sup> abajo de la presión disponible del gas de inyección.
- n) Determinar la presión de calibración del domo a 60 o - - 80 °F empleando las figuras de Apéndice 2A. para gas o la Tabla 2.1 para nitrógeno.
- o) Preparar una tabla final indicando:
  - 1. Número de válvula
  - 2. Profundidad
  - 3. Temperatura
  - 4.  $P_{so}$  (presión superficial)
  - 5.  $P_{vo}$  (presión de apertura de la válvula)
  - 6. Presión del domo,  $P_d'$

Procedimiento gráfico para el espaciamiento y calibración de las válvulas desbalanceadas en flujo continuo.

Después de determinar el punto de inyección mediante, el procedimiento descrito anteriormente, el espaciamiento de válvulas desbalanceadas se lleva a cabo mediante el procedimiento siguiente:

- 1.- Adicionar 200 lb/pg<sup>2</sup> a la presión en la TP fluyendo en la cabeza del pozo y marcar este punto a la profundidad de cero. Trazar una línea recta desde éste punto, al correspondiente punto de inyección del gas, esta línea representa la presión en TP de diseño.
- 2.- Trazar la línea de gradiente del fluido de control, partiendo de una presión cero o de la presión fluyendo en la "boca" del pozo, ya sea que el pozo descargue el quemador o al separador, hasta intersectar la línea de gradiente que corresponde a la presión disponible del gas de inyección, este punto determina la profundidad de la primera válvula.

- 3.- Trazar una línea horizontal, desde el punto determinado -- en el paso anterior, hasta intersecar la línea que corresponde a la presión en la TP de diseño.
- 4.- Desde la intersección anterior, trazar una paralela a la línea de gradiente del fluido de control hasta intersecar la línea correspondiente a la presión de operación del gas de inyección. Este punto determina la profundidad de la segunda válvula.
- 5.- Repetir el procedimiento anterior entre la presión en TP de diseño y la presión de operación del gas de inyección - hasta alcanzar el punto de inyección.
- 6.- Trazar un gradiente lineal entre la temperatura en la boca del pozo y la temperatura de fondo.
- 7.- Determinar la presión en TP de cada válvula a la profundidad correspondiente.
- 8.- Tabular la presión en TP de diseño y la presión fluyendo - en TP real para cada válvula a la profundidad correspondiente.
- 9.- Fijar la presión superficial de apertura de la primera válvula 50 lb/pg<sup>2</sup> abajo de la presión disponible del gas de inyección.
- 10.- Seleccionar las presiones superficiales de apertura del resto de las válvulas, dejando una diferencia de 10 lb/pg<sup>2</sup> entre válvula y válvula, en forma decreciente y partiendo de la presión superficial de apertura de la primera válvula.
- 11.- Determinar la presión de apertura, de cada válvula (P<sub>vo</sub>)-- a la profundidad correspondiente, sumándole el peso de la columna de gas a cada válvula.
- 12.- Utilizando la presión en la TP de diseño, la presión de apertura de cada válvula y el diámetro del orificio seleccionado, calcular la presión de cierre frente a la válvula (P<sub>vc</sub>), la cual es también la presión del domo (P<sub>d</sub>).
- 13.- Determinar la presión del domo de cada válvula a 60 o - - 80 °F utilizando las Figuras del Apéndice 2A o la Tabla - 2.1. Tabular estos resultados.
- 14.- Calcular la presión de apertura en el probador (taller) -- para cada válvula de 60°F utilizando la siguiente expresión.

$$P_{tro} = \frac{P_d @ 60^\circ F}{1 - R}$$

- 15.- Determinar la presión de apertura  $P_{vo}$  de cada válvula a la profundidad correspondiente, utilizando la presión de flujo real en la TP:

$$P_{vo} = \frac{P_d - P_t R}{1 - R}$$

- 16.- Determinar la presión superficial de apertura de cada válvula bajo condiciones reales de operación; previendo de -- que no habrá interferencia entre válvulas.
- 17.- Hacer cualquier ajuste necesario.
- 18.- Preparar en forma tabulada todos los resultados.

a) Válvula No.	g) $P_d @ T_v$
b) Profundidad, pies	h) $P_{sc}$
c) Diseño ( $P_t$ )	i) $P_d @ 60^\circ F$
d) $P_t$ , fluyendo	j) $P_{tro}$
e) $P_{so}$ (diseño)	k) $P_{vo}$ (real)
f) $P_{vo}$ (diseño)	l) $P_{so}$ (real)

El mismo procedimiento se sigue cuando las presiones de calibración de las válvulas se seleccionan en otra forma. Por ejemplo, se puede diseñar la instalación a una misma profundidad de cierre para todas las válvulas o disminuyendo la presión superficial de cierre en  $10 \text{ lb/pg}^2$  entre válvula y válvula.

#### Ejemplo 12.

Sean los siguientes datos:

Profundidad = 8000 pies  
 Producción = 1000 bl/día (100% aceite)  
 Diámetro de la tubería =  $2 \frac{3}{8}$  pg. (1.995 pg. diámetro interior).

$P_{ws} = 2650 \text{ lb/pg}^2$

Índice de productividad = 2 (cte)

$R_s = 200 \text{ pies}^3/\text{bl}$

$\gamma_g = 0.70$  (aire=1)

$P_{so} = 900 \text{ lb/pg}^2$ ,  $\gamma_o = 40^\circ \text{ API}$

Temperatura del fondo del pozo =  $200^\circ \text{ F}$

Temperatura de flujo en la superficie =  $120^\circ \text{ F}$

Determinar el punto de inyección del gas.

- 1.- Trazar en una escala vertical (eje Y) la profundidad (0-8000 pies).
- 2.- Trazar en una escala horizontal (eje X) la presión (0-2800 lb/pg<sup>2</sup>)
- 3.- Trazar la P<sub>ws</sub> a la profundidad correcta (profundidad del pozo).
- 4.- A partir del índice de productividad, calcular la P<sub>ws</sub> correspondiente para dar la producción deseada.

$$\Delta P = \frac{q_1}{J} = \frac{1000}{2} = 500 \text{ lb/pg}^2$$

- 5.- Restando esta  $\Delta P$  se obtiene la P<sub>wf</sub> como sigue:

$$P_{wf} = P_{ws} - \Delta P = 2650 - 500 = 2150 \text{ lb/pg}^2$$

trazar esta presión de 2150 lb/pg<sup>2</sup> a 8000 pies de profundidad.

- 6.- Partiendo de la P<sub>wf</sub> y prolongando la línea de gradiente -- estático hasta la intersección con la ordenada, esto da el nivel de líquido dentro del pozo.
- 7.- De la presión de fondo fluyendo de 2150 lb/pg<sup>2</sup> se prolonga el gradiente de flujo para una R<sub>s</sub> = 200 pies<sup>3</sup>/bl y una P<sub>so</sub> = 900 lb/pg<sup>2</sup>. con esto es suficiente para obtener el punto de inyección de gas.
- 8.- Marcar la P<sub>so</sub> de 900 lb/pg<sup>2</sup>
- 9.- Para una P<sub>so</sub> = 900 lb/pg<sup>2</sup> y prolongando hasta que intercepte la línea de gradiente de flujo, para 900 lb/pg<sup>2</sup> es de 21.2 lb/pg<sup>2</sup>/1000 pies.
- 10.- Marcar el punto donde se intersecta la presión en la TR -- y el gradiente de flujo como el "punto de balance".
- 11.- Se resta 100 lb/pg<sup>2</sup> a este punto y sobre el gradiente de flujo se localiza el "punto de inyección" del gas.
- 12.- Trazar la P<sub>wh</sub> a la profundidad de cero.
- 13.- Unir el punto de inyección y la P<sub>wh</sub>, seleccionando la -- curva de gradiente correspondiente; esto puede ser calculado con figuras similares a las del capítulo 1 (Figs. 1.17 - 1.23). De la Fig. 1.23 R<sub>s</sub> total = 600 pie<sup>3</sup>/bl.

14.- Encontrar el volumen de gas de inyección necesario  
( Total gas-líquido- $R_s$ )  $q_1$  = Volumen de gas  
Volumen de gas = (600-200) 1000 = 400,000 pies<sup>3</sup>

15.- Encontrar el diámetro correcto del orificio para el paso de gas de inyección.

a) Encontrar la temperatura de operación de inyección. Para este caso, considerando un gradiente de temperatura lineal, la temperatura a:

$$4625 \text{ pies, es: } 120 \text{ } ^\circ\text{F} + \frac{200 - 120}{800} = 176 \text{ } ^\circ\text{F}$$

b) Corregir el volumen de gas por temperatura y por gravedad específica.

$$\text{Factor de corrección} = 0.0544 \sqrt{gT}$$

$$\text{Factor de corrección} = 0.0544 \sqrt{0.7(176+460)} = 1.148$$

$$\text{Volumen corregido} = 1.148 \times 400\ 000 = 459\ 131 \text{ pie}^3/\text{dfa}$$

c) Con las presiones corriente arriba y corriente abajo - (1000 y 900 lb/pg<sup>2</sup>) el volumen corregido de gas y empleando la ecuación 3.30A o gráficas de diversos fabricantes, el diámetro del asiento de la válvula seleccionado es de 12/64 pg.

### EJEMPLO 13

Calcular el espaciamiento de válvulas y llenar tabla de una instalación de B.N. continuo con válvulas balanceadas.

Gasto de aceite = 800 bl/día  
Presión estática = 2500 lb/pg<sup>2</sup>  
J = 2 bl/día/lb/pg<sup>2</sup> (comportamiento lineal)  
T.P. = 2 3/8 pg. D.E.

Profundidad media del intervalo disparado = 8000 pie  
Densidad del gas de inyección = 0.65 (aire=1.0)  
Presión en la boca del pozo = 100 lb/pg<sup>2</sup>  
Presión superficial del gas de inyección = 800 lb/pg<sup>2</sup>  
Temperatura superficial = 100°F  
Temperatura en el fondo del pozo = 200°F  
Gradiente del fluido de control = 0.45 lb/pg<sup>2</sup>/pie  
Densidad del aceite = 35°API

El pozo esta totalmente lleno de fluido de control y descarga al separador.

### S O L U C I O N

a) Para el calculo de P<sub>wf</sub>

$$J = \frac{q_o}{P_{ws} - P_{wf}} ; P_{wf} = P_{ws} - \frac{q_o}{J}$$

$$P_{wf} = 2500 - \frac{800}{2} = 2100 \text{ lb/pg}^2$$

b) Para calcular el gradiente estático

Empleando la Fig. 2.27 del gradiente estático, con el porcentaje de agua salada y densidad del aceite:

% de agua=0, solo aceite de 35°API, gradiente = .368 lb/pg<sup>2</sup>/pie

$$\therefore \frac{P_{ws}}{\text{gradiente}} = \frac{2500}{0.368} = 8000-6793.48 \text{ pie}$$

$$\therefore \text{ Nivel estático} = 1206.52 \text{ pie}$$

c) Para calcular los gradientes de la presión de operación y disponible. Utilizando la Fig. 2.13 para el cálculo de gradiente de la columna de gas.

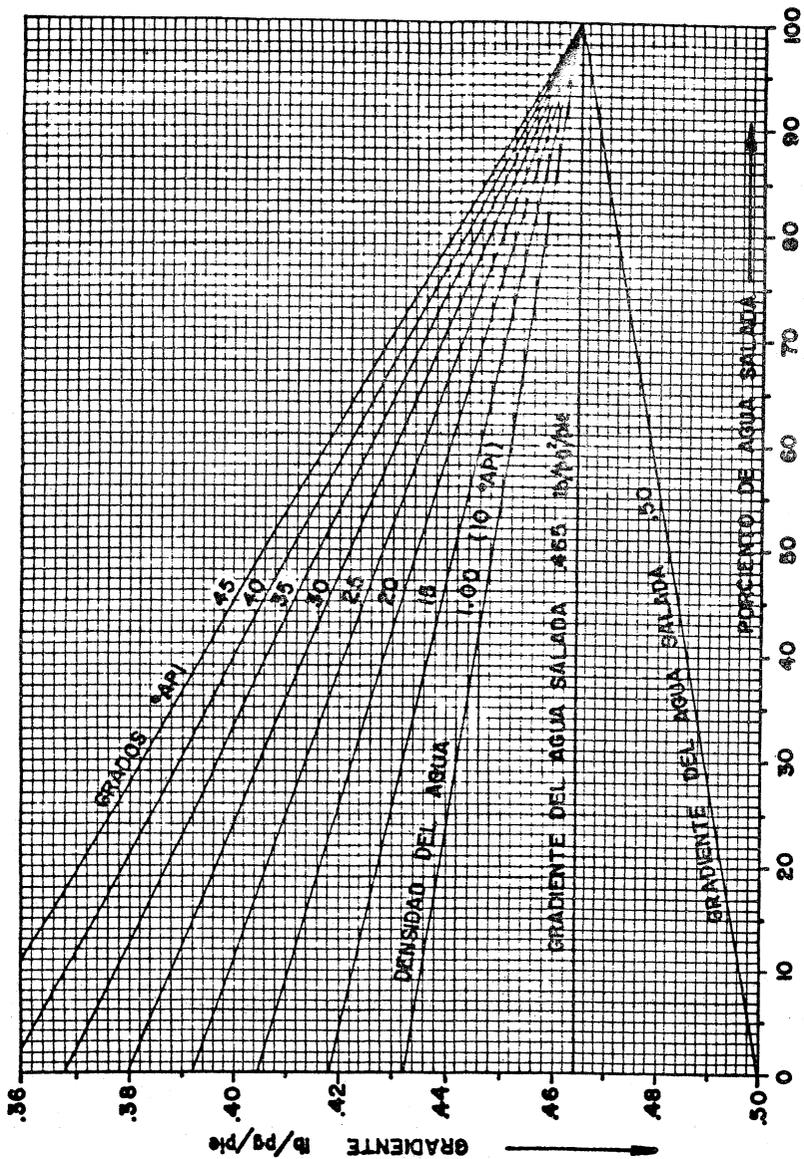


FIG. 2.27 GRADIENTES PARA MEZCLAS DE ACEITE-AGUA SALADA

$$T = \frac{100 + (70 + (1.6 \times 8000/100))}{2} = 149^\circ F$$

$$\Delta P_{corr} = 19 \times \frac{149}{150} = 18.87 \text{ lb/pg}^2, \text{ para } 800 \text{ lb/pg}^2$$

$$\Delta P_{corr} = 21.2 \times \frac{149}{150} = 21.05 \text{ lb/pg}^2, \text{ para } 900 \text{ lb/pg}^2$$

Profundidad (pie)	P. disp. (lb/pg <sup>2</sup> )	Pso (lb/pg <sup>2</sup> )
0	900	800
1000	921.05	818.87
2000	942.10	837.74
4000	984.2	875.48
5000	1026.3	894.35
6000	1047.35	913.22
8000	1068.40	950.96

d) Para trazar la curva del gradiente del fluido de control:

$$\text{grad}_{Fc} = 0.45 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$$

Profundidad (pie)	Presión (lb/pg <sup>2</sup> )
0	100
250	272.5
500	325.0
750	437.5
1000	550.0
1250	662.5
1750	887.5

e) Restándole 100 lb/pg<sup>2</sup> al punto de intersección del gradiente de operación con el gradiente fluyendo se obtiene el punto de inyección a: 4420 pie.

f) Para trazar el gradiente fluyendo arriba del punto de inyección, se localiza en una hoja blanca transparente el punto de la Pwh y el de inyección con una presión y profundidad dada, entrando a las curvas de gradiente (Capítulo 1) para T.P.=2pg y q<sub>0</sub> = 800 bi/día, estos dos puntos coinciden en la curva de RGLT=400 (pie<sup>3</sup>/bi). A diferentes presiones obtenemos el gradiente fluyendo:

Profundidad (pie)	Presión (lb/pg <sup>2</sup> )
0	100
750	200
2200	400
2800	500
3500	600
4420	785 punto de inyección

g) Volumen de gas de inyección requerido

$$\begin{aligned} V_{gir} &= (RGLT) \times (q_0) \\ &= 400 \times 800 = 320\,000 \text{ pie}^3/\text{dfa} \end{aligned}$$

h) Para obtener el diámetro de orificio

Sustituyendo las presiones corriente abajo y corriente arriba de la válvula del punto de inyección y el volumen de gas inyectado requerido, en la expresión 2.30 (A):

$$\begin{aligned} P_{vo} &= 920 \text{ lb/pg}^2 \\ P_I &= 785 \text{ lb/pg}^2 \\ q_g &= 320\,000 \text{ pie}^3/\text{dfa}, \text{ dá un orificio de } 12/64\text{pg} \end{aligned}$$

En la Fig. 3.28 se muestra el diseño gráfico para la instalación de B.N. continuo con válvulas balanceadas.

Válvula No.	Profundidad (pie)	Temperatura (°F)	P <sub>so</sub> (lb/pg <sup>2</sup> )	P <sub>vo</sub> (lb/pg <sup>2</sup> )	Pd a 60 °F
1	1850	125.0	875	912.98	800.68
2	3150	139.5	850	911.96	777.90
3	4000	150.0	825	901.14	755.16
4	4420	156.0	800	882.89	731.91
5	4650	159.5	785	857.63	705.83

1a. Válvula

$$T_{\text{gráfica}} = \frac{100^\circ\text{F} + (70 + 1.6 \times (1850/100))}{2} = 99.8^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{real}} = \frac{100 + 125}{2} = 112.5^\circ\text{F}$$

Entrando a la Fig. 2.13 con P<sub>so</sub> = 875 lb/pg<sup>2</sup> y  $\gamma_g = 0.65$  (aire = 1.0), se obtiene una  $\Delta P$  gráfica = 21 lb/pg<sup>2</sup>/1000 pie

$$\Delta P_{\text{corr}} = \Delta P_{\text{gráfica}} \left( \frac{T_{\text{gráfica}}}{T_{\text{real}}} \right)$$

$$\Delta P_{\text{corr}} = \frac{21}{1000} \times \left( \frac{99.8 + 460}{112.5 + 460} \right) \times 1850 = 37.98 \text{ lb/pg}^2$$

$$\therefore P_{vo} = P_{so} + \Delta P = 875 + 37.98 = 912.98 \text{ lb/pg}^2 \text{ (columna 5)}$$

$$C_t = \frac{P_d \text{ a } 60^\circ\text{F}}{P_{vo} \text{ a } 125^\circ\text{F}} \cdot C_t = 0.877 \text{ (Tabla 2.1),}$$

y como Pvo a 125°F = 912.98 lb/pg<sup>2</sup>

Pd a 60°F = 0.881 x 912.98 = 800.681b/pg<sup>2</sup>  
(columna 6)

En la Fig. 2.28 se muestra el diseño gráfico con los gradientes y parámetros que intervienen en una instalación de BN continuo con válvulas balanceadas

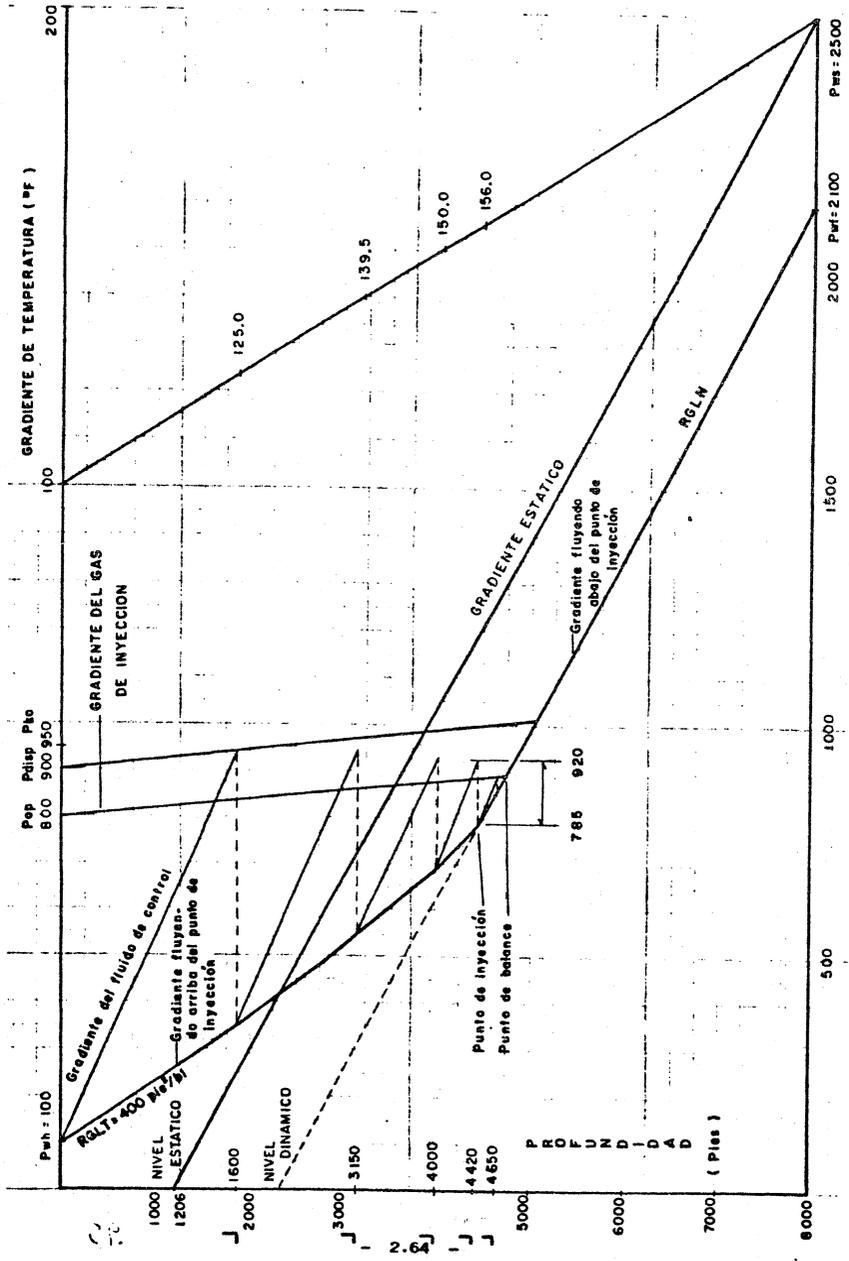


FIG. 2.28 DISEÑO GRAFICO DE BN CONTINUO CON VALVULAS BALANCEADAS

#### EJEMPLO 14

Los mismos datos del Ejemplo 13 pero para B.N. continuo con válvulas desbalanceadas:

##### 1.- Cálculo de Pwf

$$P_{wf} = P_{ws} - \frac{q}{J} = 2500 - \frac{800}{2} = 2100 \text{ lb/pg}^2$$

##### 2.- Cálculo del nivel dinámico

$$\begin{aligned} \text{Nivel dinámico} &= \text{Profundidad} - \frac{P_{wf}}{\rho_o \times .433} \\ &= 8000 - \frac{2100}{.85 \times .433} = 2294.25 \text{ pie} \end{aligned}$$

Uniendo el punto del nivel dinámico con el valor de la -- Pwf, se obtiene el gradiente natural (RGLN).

- 3.- Con la presión de operación y la disponible se trazan los -- gradientes correspondientes.
- 4.- Donde se interseca el gradiente de la presión de inyección (Pso) con el gradiente de la Pwf se obtiene el punto de inyección a una profundidad de 4400 pie y una presión de 785 - lb/pg<sup>2</sup>.
- 5.- Con el valor de Pwh = 100 lb/pg<sup>2</sup> y la presión del punto de - inyección de 785 lb/pg<sup>2</sup>, se emplean las curvas de gradiente (Capítulo 1) para una T.P. de 2 pg y q<sub>o</sub>=800 bl/día y 0% de - agua, se obtiene una RGAT=400 pie<sup>3</sup>/bl; a continuación se localizan puntos a diferentes presiones para trazar la curva de T.P. fluyendo real.
- 6.- Al valor de la Pwh = 100 lb/pg<sup>2</sup> se le adicionan 200 lb/pg<sup>2</sup> y este punto se une al de inyección, obteniéndose así, la curva de la presión en T.P. de diseño.
- 7.- Con el dato del gradiente de fluido de control = .45 lb/pg<sup>2</sup>/pie a diferentes profundidades, se obtiene el gradiente del fluido de control hasta intersectarse a la presión disponible, donde se localiza la profundidad de la 1a. válvula.
- 8.- Donde se interseca la horizontal de cada válvula con los -- gradientes de T.P. diseño y fluyendo real se obtienen las -- presiones correspondientes (columnas 4 y 5).

- 9.- Con la temperatura en la boca del pozo y la del fondo se --  
traza el gradiente de temperatura obteniendo la temperatura  
de cada válvula (columna 3).
- 10.-La presión superficial de apertura (Pso) de la 1a. válvula -  
se obtiene restando 50 lb/pg<sup>2</sup> a la presión disponible, las  
válvulas subsecuentes se dejan a una diferencia de 10 lb/pg<sup>2</sup>  
entre una y otra (columna 6).
- 11.-Para determinar la presión de apertura (Pvo) de cada válvula  
a la profundidad correspondiente (Pvo=Pso+Pcol.gas).

1a. válvula	850 + 38 = 888	, Estos valores se encuen- tran en la columna 7.
2a. válvula	840 + 52 = 892	
3a. válvula	830 + 63 = 893	
4a. válvula	820 + 73 = 893	
5a. válvula	810 + 80 = 890	
6a. válvula	800 + 88 = 888	

El valor sumado a la presión de calibración se obtiene de la  
Fig. 2.13.

- 12.-Para calcular la presión del domo a la temperatura de la vál-  
vula que es igual a la presión de cierre frente a la válvula,  
se utiliza la expresión:

$$P_d = P_{vo} \left( 1 - \frac{A_p}{A_b} \right) + P_t \left( \frac{A_p}{A_b} \right)$$

Entrando a la expresión 2.30 (A) con una presión corriente -  
arriba de 890 lb/pg<sup>2</sup>, y presión corriente abajo 785 lb/pg<sup>2</sup>, am-  
bos valores tomados del punto de inyección, y con el volumen de  
gas de 320 000 pie<sup>3</sup>/día, se obtiene un diámetro de orificio de -  
10/64 pg. Con este diámetro deberán consultarse los catálogos --  
del fabricante; en general son muy empleadas las válvulas CAMCO.

Utilizando una válvula CP-J20, con Ab=0.7650 y Ap=0.0291; --  
R=0.038, y (1-R) es 0.962, para un orificio de 3/16, que es el --  
mas cercano a 10/64pg.

De la sustitución de Pvo (columna 7) y Pt (columna 4), se --  
obtiene Pd a TV (columna 8).

- 13.- Para obtener la presión superficial de cierre Psc, se utili-  
za la expresión.

$$P_{sc} = P_d - P \text{ columna de gas, (columna 9)}$$

14.-Utilizando el factor de corrección por temperatura a 60°F y multiplicando por la Pd a TV, se obtiene la presión del domo, para cada válvula a 60°F (Columna 10).

15.-Para calcular la presión de apertura en el probador (Ptro) - para cada válvula a 60°F, se utiliza la siguiente expresión:

$$Ptro = \frac{Pd \text{ a } 60^\circ F}{1-R}$$

$$\text{Para la primera válvula, } Ptro = \frac{769.51}{1-0.038} = 799.91 \text{ (Columna 11)}$$

16.-Para determinar la presión de apertura de cada válvula a la profundidad correspondiente, utilizando la presión en T.P. fluyendo real.

$$Pvo \text{ real} = \frac{Pd - Pt R}{1-R}$$

donde, Pd = Pd a TV y Pt = presión en T.P. fluyendo

$$Pvo_1 = \frac{873.45 - 360 (0.038)}{1 - 0.038} = 893.73 \text{ lb/pg}^2 \text{ (Columna 12)}$$

17.-Para determinar la presión superficial de apertura de cada válvula bajo condiciones reales de operación, se emplea la siguiente expresión:

$$Pso \text{ real} = Pvo \text{ real} - P \text{ columna gas}$$

$$Pso_1 = 893.73 - 38 = 855.73 \text{ (lb/pg}^2 \text{ (Columna 13))}$$

VALVULA	PROF. pie	TEMP. °f	Pt dise	Pt REAL	Pso DISERO	Pvo DISEÑO	Pd a TV	Psc	Pd a 60°F	Ptro	Pvo REAL	Pso REAL
1	1870	123.0	505	360	850	888	873.45	835.45	769.51	799.91	893.73	855.73
2	2640	133.0	590	475	840	892	880.52	828.52	760.77	790.82	896.53	844.53
3	3250	140.5	658	573	830	893	884.07	821.07	753.67	783.44	896.35	833.35
4	3725	146.5	710	650	820	893	886.05	813.05	748.27	777.87	895.37	822.37
5	4100	151.5	752	710	810	890	884.76	804.76	739.22	768.42	891.66	811.66
6	4400	155.0	785	785	800	888	884.09	796.09	733.79	762.78	888.00	800

\* Las prestaciones en  $lb/pg^2$

En la Fig. 2.29 se muestra el diseño gráfico con los gradientes y parámetros que intervienen en una instalación de BN continuo con válvulas desbalanceadas.

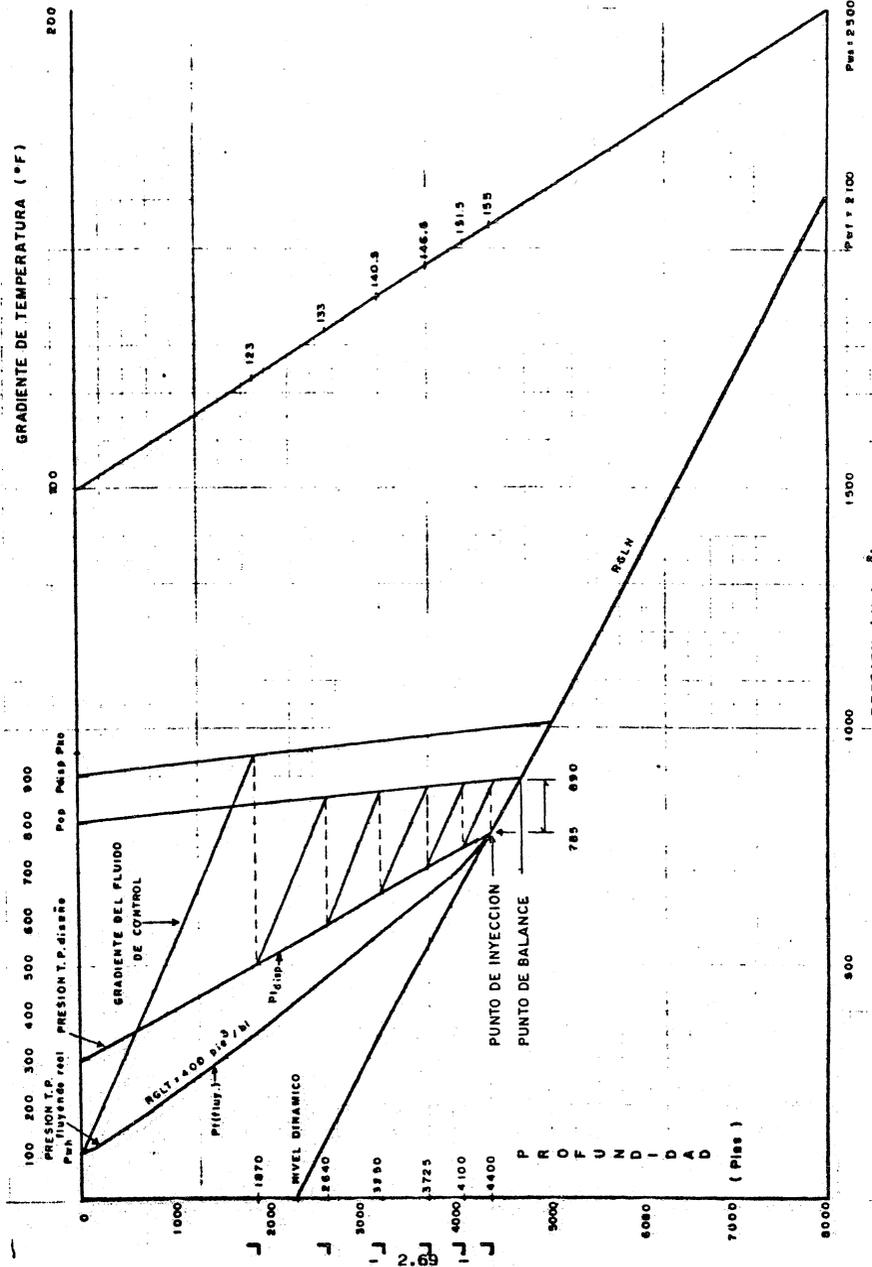


FIG 2.29 DISEÑO GRAFICO DE BN CONTINUO CON VALVULAS DESBALANCEADAS

## 2.5. Diseño de instalaciones con bombeo neumático intermitente.

El diseño de una instalación con bombeo neumático intermitente puede ser más difícil que el correspondiente a una instalación con bombeo neumático continuo. En el bombeo neumático intermitente se permite que se acumule un bache de líquido arriba de la válvula operante. Enseguida la válvula operante abre, permitiendo que el volumen de gas necesario entre para desplazar el bache hasta la superficie en forma de pistón.

El propósito del bombeo neumático intermitente es el mismo que el del bombeo continuo, provocar la caída de presión necesaria en el fondo del pozo para que éste produzca el gasto deseado.

Los siguientes gastos de producción fueron presentados -- por Trash y Brown como una guía para considerar el cambio de una instalación de bombeo neumático intermitente a otra con flujo continuo.

Diámetro de la TP (pg)	Gasto ( bl/dfa )
1	25 - 50
1 1/4	50 - 75
1 1/2	75 - 125
2	200
2 1/2	250
3	300
cámara de acumulación	400 - 600

### 2.5.1. Ciclo del bombeo neumático intermitente.

El bombeo intermitente es un método cíclico de producción en el cual primero se permite que se forme un bache de líquido en la tubería de producción (Fig. 2.30A). Cuando la combinación de la presión en la cabeza del pozo, el peso de la columna de gas, y la presión hidrostática del bache alcanza un valor específico -- frente a la válvula operante, el gas se inyecta hacia la tubería de revestimiento por medio de algún tipo de control en la superficie. Cuando la presión en la tubería de revestimiento aumenta hasta el valor de la presión de apertura de la válvula operante, el gas pasa hacia el interior de la tubería de producción. Bajo condiciones ideales el líquido, en la forma de un bache o pistón, se desplaza hacia arriba por la energía del gas que se encuentra abajo de éste. El gas viaja a una velocidad aparentemente mayor que

la velocidad del bache de líquido ocasionando la penetración del gas en el bache. Esta penetración provoca que parte del bache de líquido caiga a la fase de gas en forma de gotas (Fig. 2.30B) -- y/o como una película en la pared de la tubería de producción -- (Fig. 2.30C).

Cuando el bache de líquido llega a la superficie, la presión en la tubería de producción frente a la válvula disminuye, incrementando la inyección de gas a través de ella. Cuando la -- presión en la tubería de revestimiento baja hasta la presión de cierre de la válvula operante, la inyección de gas a través de -- esta válvula se interrumpe (Fig. 2.30 D).

En el ciclo de producción del bache se presenta un período de estabilización en el cual las gotas de líquido del bache -- anterior caen al fondo del pozo formando parte del siguiente bache de líquido que se forme.

La caída de líquido puede representar una parte substancial del bache original. El control de estas caídas de líquido -- determinan el éxito de una instalación de bombeo neumático intermitente. La imposibilidad, en algunas ocasiones, de predecir las caídas de líquido ocasionan que muchas instalaciones sean sobrediseñadas. En muchos casos se pueden obtener altos gastos de producción, pero frecuentemente los grandes costos de operación reducen las utilidades que se puedan conseguir del pozo.

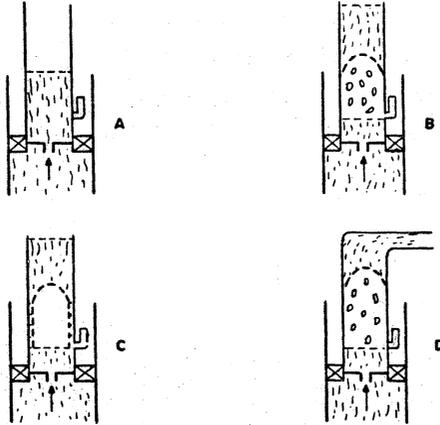


FIG. 2.30 CICLO DEL BOMBEO NEUMATICO INTERMITENTE

## 2.5.2. Factores a considerar en el diseño de una instalación con bombeo neumático intermitente.

A continuación se presentan algunos factores que se deben considerar para efectuar un buen diseño de una instalación de -- bombeo neumático intermitente.

### 1. Tipo de instalaciones.

Se pueden considerar tres tipos de instalaciones para el - bombeo neumático intermitente:

a) Instalación normal con tubería de producción, levantando el fluido desde el fondo del pozo.

b) Instalación normal con tubería de producción, sin le--vantar el fluido desde el fondo del pozo.

c) Instalación con una cámara de acumulación.

La mayoría de las instalaciones son de tipo (a). En este caso dichas instalaciones, si es posible, se deben colocar con - empacador y válvula de pie. Algunas instalaciones serán del tipo (b) debido a que se dispone de una presión de operación baja en la superficie y/o altos gastos de producción sin que estos pozos puedan aún ser explotados exitosamente con bombeo neumático continuo. Por otra parte existen muchos pozos con bajas presiones - de fondo y altos índices de productividad en los cuales se recomienda el uso de una instalación con cámara de acumulación (c).

### 2. Profundidad de colocación de la válvula superior.

La localización de la válvula superior puede ser extrema- damente importante dependiendo de la presión de fondo estática y si el pozo será llenado con fluido de control. Muchos pozos con - bombeo neumático tienen muy bajas presiones de fondo. Si estos - pozos no presentan la posibilidad de fluir durante los trabajos de reparación, el nivel estático del fluido permanecerá constan- te a gran profundidad y es posible colocar la primera válvula a dicha profundidad.

Si el pozo es llenado hasta la superficie con fluido de - control, entonces la válvula superior se colocará de acuerdo a la presión de arranque disponible del gas de inyección. Por ejemplo, si se dispone de 900 lb/pg<sup>2</sup>, y el pozo está cargado con agua sa- lada cuyo gradiente de presión es 0.50 lb/pg<sup>2</sup>/pie y se descarga en la superficie con una presión de 50 lb/pg<sup>2</sup> (P<sub>wh</sub>), entonces la pri- mera válvula puede ser colocada a  $(900-50)/(0.50) = 1700$  pies. Si se usa un procedimiento de espaciamento gráfico, la primera válvula se colocará un poco mas abajo de lo determinado analíticamente, debido a que se considera el peso de la columna de gas

de inyección en la tubería de revestimiento.

### 3. Presiones disponibles y colocación de las válvulas.

Puede haber una presión de arranque disponible del gas de inyección para descargar el pozo al inicio, que exceda la presión de operación. La presión de operación disponible es la presión que se puede mantener en la cabeza del pozo bajo condiciones de operación. Si la presión en la línea varía, se considera la presión mínima como la presión con la que puede operar la instalación en cualquier momento, durante días o semanas. Bajo ninguna circunstancia se debe colocar la válvula operante a una presión de apertura mayor que la presión de operación disponible. Pero las válvulas de descarga sí se podrán colocar a presiones de apertura mayores, debido a que pueden recibir ayuda de la presión de arranque.

Por ejemplo, la presión de arranque puede ser 900 lb/pg<sup>2</sup> y la presión de operación disponible 800 lb/pg<sup>2</sup>. La presión en la línea puede variar entre 800 y 825 o 850, pero se debe utilizar 800 lb/pg<sup>2</sup>. La colocación de las otras válvulas no deben exceder la presión de arranque menos 50 lb/pg<sup>2</sup> (900-50=850). Para las válvulas de descarga las presiones de cierre en superficie deben comenzar con una presión menor en 100 lb/pg<sup>2</sup> a la presión de operación disponible mínima, para este ejemplo: (800-100)= 700 lb/pg<sup>2</sup>. Esto asegura la apertura de las válvulas.

### 4.- Gradiente de descarga y espaciamiento de las válvulas.

Para determinar la distancia que debe haber entre cada válvula se debe usar un valor para el gradiente de presión del fluido que se encuentre en la tubería de producción. Los gradientes de presión del fluido en el pozo comprenden dos etapas en el proceso de la descarga. Si por ejemplo se tiene un pozo con 8000 pies de profundidad y 1000 lb/pg<sup>2</sup> de presión de fondo, podrá mantener una columna de agua salada de 2000 pies de longitud cuyo gradiente sea igual a 0.5 lb/pg<sup>2</sup>/pie. Si el pozo está cargado hasta la superficie con este fluido. La formación no podrá aportar fluidos al pozo durante el proceso de descarga hasta que el nivel del fluido de control baje hasta (8000-2000)=6000 pies de profundidad. El pozo no podrá recibir aportación de fluidos de la formación hasta que la presión en la tubería de producción sea menor de 1000 lb/pg<sup>2</sup>. Por lo tanto las válvulas podrán ser espaciadas hasta los 6000 pies de profundidad en el pozo sin preocuparse de que haya aportación de fluidos al pozo. El gradiente de descarga varía con el volumen de gas disponible y los gastos de descarga. Estos deben seleccionarse cuidadosamente cuando se tenga un volumen limitado de gas disponible. Si no hay restricciones de gas se pueden manejar gradientes de descarga como 0.01 lb/pg<sup>2</sup>/pie para un gasto de producción de 80 bl/día. Para propósitos de la descarga del pozo se han utilizado gradientes tan pequeños como 0.02 lb/pg<sup>2</sup>/pie. Comúnmente se usa un gra-

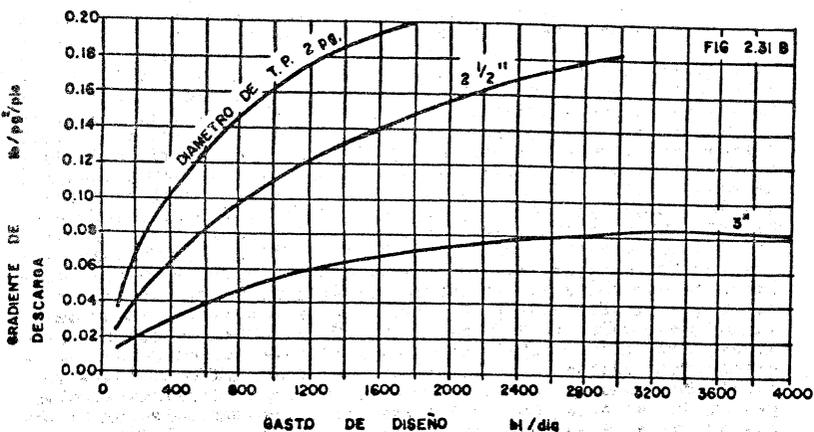
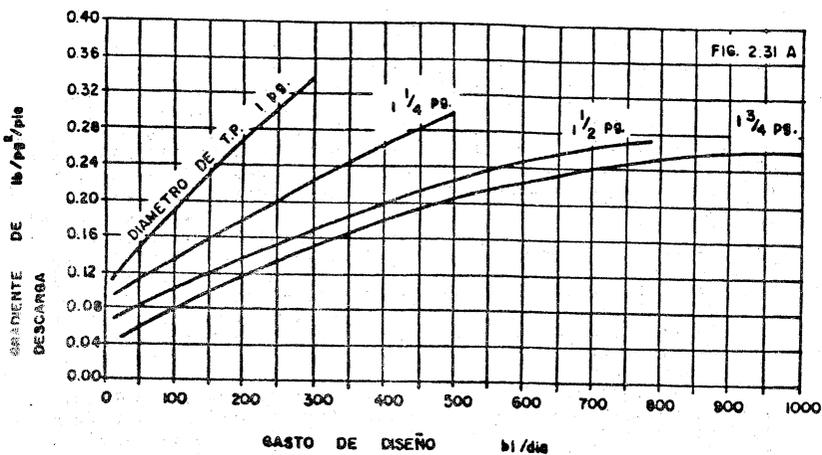


FIG. 2.31 GRADIENTE DE DESCARGA PARA CALCULAR ESPACIAMIENTO DE VALVULAS

diente de descarga de 0.04 lb/pg<sup>2</sup>/pie para tuberías de producción de 2 y 2 1/2 pg. Y se usan gradientes menores para diámetros de tubería de producción más pequeños (Ver las Figs. 2.31 A -- 2.31 B).

Después que el nivel del líquido baje hasta el punto en que se inicie la aportación de fluidos de la formación, el gradiente de presión del fluido que se encuentre en el pozo variará según el gasto de llenado del pozo. Seguramente, un pozo que se llene con 300 bl/día no puede tener las válvulas tan espaciadas como otro pozo que se llene con 10 bl/día. Las Figs. 2.31 A y -- 2.31 B muestran gradientes confiables para usarse en pozos que se espera se llenen con los gastos indicados. Estos gradientes se pueden usar en la descarga de un pozo con bombeo neumático continuo y por lo tanto ofrecen seguridad para la descarga de un pozo con bombeo neumático intermitente, tanto para agua como aceite.

5.- Diferencia entre la presión de apertura de la válvula operante y la carga del fluido a bombearse en la tubería de producción.

Otra consideración importante para el diseño de una instalación de bombeo neumático intermitente es la selección de la diferencia de presión entre la carga en la tubería de producción y la presión de inyección del gas.

Para iniciar cualquier diseño se recomienda una selección de la presión diferencial entre 200 y 300 lb/pg<sup>2</sup>. La Fig. 2.32 muestra como varía la recuperación con la diferencia de presiones.

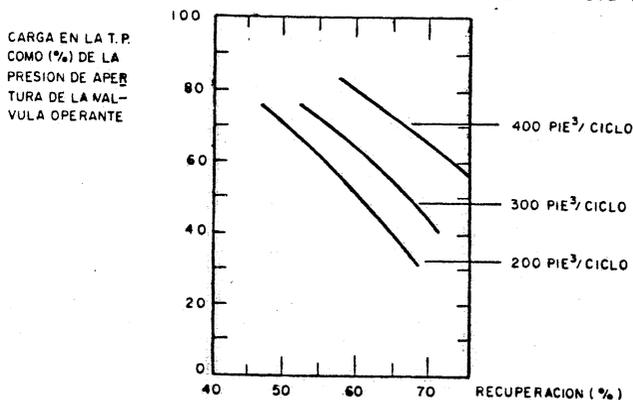


FIG. 2.32 RECUPERACION DE LIQUIDO EN PORCIENTO VS. CARGA EN LA TUBERIA DE PRODUCCION

## 6. Diámetro del asiento de la válvula.

El tamaño del asiento de las válvulas del bombeo neumático tienen un efecto determinante sobre la recuperación y la relación gas-líquido (RGL). Para una tubería de producción de 2 pg. se recomienda un diámetro mínimo de 1/2 pg. para el asiento de la válvula operante.

La Fig. 2.33 muestra registros de presión típicos para baches que se bombearon con válvulas cuyos diámetros de asiento -- fueron de 1, 1/2, y 5/16pg. Los registros de presión fueron tomados en tuberías de producción de 2 pg. a profundidades de 5940, 4290, 1685 pies y en la superficie. En la misma figura se incluye un recuadro que presenta un registro de presión en superficie de la tubería de revestimiento para los tres diámetros de asiento mencionados.

La tabla que se muestra a un lado de la Fig.2.33 indica una recuperación de 58% para un asiento de 5/16 pg y 74% para -- un asiento de 1 pg. La relación gas-líquido para un asiento de -- 5/16 pg. fue 2550 pie<sup>3</sup>/bl comparando con 2020 pie<sup>3</sup>/bl para un -- asiento de la 1 pg.

Observando el registro de presión en superficie para la -- tubería de revestimiento se advierte que para un asiento de 1 -- pg. el bache se desplaza más rápidamente y con una presión mayor en la tubería de producción. Esto indica un bache limpio comparado con el mismo registro de presión en superficie para un bache que es desplazado con una válvula cuyo asiento es de 5/16 pg.

Se han realizado varias pruebas para observar el efecto -- del tamaño del asiento de las válvulas del bombeo neumático intermitente y se ha encontrado que las válvulas con asientos mayores son más eficientes. Para una tubería de producción de 2pg. -- se debe usar por lo menos un asiento de 1/2 pg. La Tabla 2.2 -- muestra el diámetro de asiento equivalente a utilizarse con otras tuberías de producción. Se observa que se requiere un asiento de 21/64 pg. para una tubería de producción de 1 1/4 pg. para que -- sea equivalente a un asiento de 1/2 pg. con una tubería de producción de 2 pg.

DIAMETRO ASIENTO (pg)	REC. (%)	RGL (pie <sup>3</sup> /bl)	CARGA EN T.P. (lb/pg <sup>2</sup> )
5 / 16	58	2 550	275
1 / 2	65	2 300	250
1	74	2 020	208

REGISTRO SUPERFICIAL DE PRESION EN LA T.R.

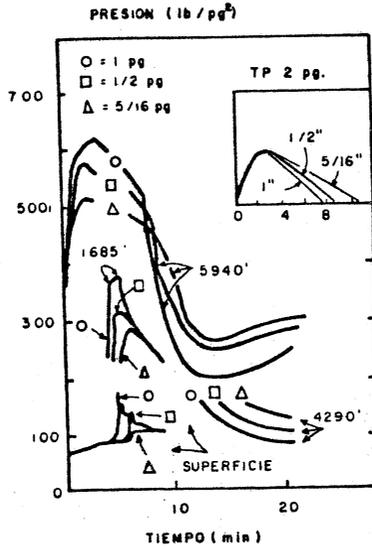


FIG. 2.33 REGISTRO DE PRESION EN LA TUBERIA DE PRODUCCION PARA DIAMETROS DE ASIENTO DE 1, 1/2 Y 5/16 PG.

T A B L A 2.2

Diámetros de asientos para válvulas colocadas en diferentes tuberías de producción equivalentes a asientos de válvulas usadas en una tubería de producción de 2 pg.

Diámetro de IP (pg)	2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2 1/2
Diámetro de asiento (pg)	Frac.						
1	27/64	17/32	11/16	13/64	57/64	17/64	
1 1/16	9/32	23/64	15/32	9/16	19/32	49/64	
1/2	13/64	17/64	21/64	13/32	7/16	9/16	
3/8	5/32	13/64	1/4	19/64	21/64	27/64	
5/16	1/8	11/64	7/32	1/4	17/64	11/32	

## 7. Porcentaje de Recuperación.

Una porción del volumen líquido del bache se perderá en el recorrido hacia la superficie. Un cálculo aproximado es 7% de pérdidas por cada 1000 pies de recorrido. Sin embargo, esto varía según el diámetro de la tubería de producción y del volumen de gas inyectado por ciclo. El punto de RGL mínima no coincide con el punto de recuperación máxima.

Para calcular el porcentaje de recuperación por ciclo se puede emplear la siguiente expresión:

$$B_p = \frac{C_t (P_t - P_{wh})}{G_s} \left( 1 - S_f \left( \frac{D_v}{1000} \right) \right) \quad (2.42)$$

donde:

$B_p$  = recuperación de líquido por ciclo (bl)

$P_t$  = presión en la tubería de producción frente a la válvula operante en el momento de bombear el bache -- (lb/pg<sup>2</sup>)

$C_t$  = capacidad de la tubería de producción (bl/pie)

$S_f$  = factor de pérdidas por resbalamiento. Frecuentemente se usa 7% /1000 pies.

$P_{wh}$  = presión de la tubería de producción arriba del bache (lb/pg<sup>2</sup>)

$D_v$  = profundidad de la válvula (pies).

$G_s$  = gradiente de presión del fluido en el pozo (lb/pg<sup>2</sup> / pie).

Ejemplo 15: Cálculo de la recuperación de fluido por ciclo. Presión en la cabeza del pozo = 50 lb/pg<sup>2</sup> (suponga la misma presión en la cima del bache).

Presión en la TP frente a la válvula en el momento de bombear el bache = 600 lb/pg<sup>2</sup>.

Factor de pérdidas por resbalamiento = 0.07/1000 pies.

Diámetro de la TP = 2 3/8 pg (Ct = 0.00387 bl/pie).

Profundidad de la válvula = 5000 pies.

Gradiente del fluido en el pozo = 0.4 lb/pg<sup>2</sup>/pie.

$$B_p = (0.00387(600-50)/0.4 \times (1-0.07 (5000/1000)))$$

$$B_p = 1.37 \text{ bl/ciclo}$$

Para calcular la producción diaria de fluido para bombeo neumático intermitente se puede utilizar la siguiente fórmula:

$$q_L = N B_p \quad (2.43)$$

donde:

$$q_L = \text{gasto de producción de líquido (bl/dfa)}$$

$$N = \frac{1440}{3 \times D_v/1000} \quad (2.44)$$

N = número de ciclos por dfa

D<sub>v</sub> = profundidad de la válvula operante (pies).

Por lo tanto para calcular la producción diaria de líquido se tiene:

$$N = \frac{1440}{3 \times 5000/1000} = 96 \text{ ciclos/dfa}$$

$$q_L = 96 \times 1.37 = 122.5 \text{ bl/dfa}$$

Pruebas realizadas en tuberías de producción de 2 pg. -- muestran que una pérdida de 7% del volumen inicial del bache por cada 1000 pies es representativa. En general este valor se puede usar para otros diámetros de tuberías. Y es del orden de 3 a 5% para instalaciones con cámara de acumulación, reduciéndose cuando se emplea el pistón viajero.

#### 8. Volumen de gas necesario para el bombeo neumático intermitente.

En general, el volumen de gas necesario para desplazar un bache de líquido en un pozo, es el volumen de gas que se requiere para llenar la tubería de producción hasta la superficie con la presión promedio que se tenga bajo el bache.

Para eliminar cálculos tediosos se han publicado una serie de figuras semejantes a la Fig. 2.34 para determinar rápidamente los volúmenes de gas requeridos. Y se ha observado en forma general que la producción se puede incrementar, pero se requieren mayores volúmenes de gas.

#### 9. Frecuencia del ciclo de bombeo y tiempo de estabilización de la presión.

El tiempo de estabilización de la presión es el tiempo requerido para que todo el rocío y las gotas de líquido se asienten en la tubería de producción. Muchos pozos no requieren ser bombeados por ciclos menores de 1 o 2 hr. En estos casos todas las gotas de líquido se asientan en la tubería de producción y no hay preocupación sobre la frecuencia del ciclo. Sin embargo, algunos pozos deben ser bombeados en forma cíclica en períodos de tiempo menores que su tiempo de estabilización de la presión. Y algunos son bombeados tan rápidamente que aprovechan casi una condición de flujo continuo.

Para una tubería de producción de 2 pg. una buena aproximación para la duración del ciclo de bombeo en minutos, que produzca un bache limpio, es  $1.5 \times (\text{profundidad (pie)}/1000)$ . Por ejemplo, para un pozo de 8000 pies de profundidad, se tiene  $1.5 \times (8000/1000) = 12$  minutos. (Esto representa el tiempo mínimo). Para este mismo diámetro de tubería, la velocidad del bache será aproximadamente 1000 pies/min. Por lo tanto, en el ejemplo anterior solo pasarán 3 o 4 minutos después que el bache haya llegado a la superficie y antes que el siguiente bache abandone el fondo del pozo.

El tiempo de estabilización de la presión se puede reducir considerablemente desplazando baches más ligeros. Conforme aumenta la diferencia entre la presión en la tubería de revestimiento y la carga en la tubería de producción (representada por  $D_p$ ) -- el tiempo de estabilización de la presión disminuye. Al tenerse un valor de  $D_p$  grande se bombean cargas más ligeras, produciéndose --

las velocidades más altas y por lo tanto, mayores recuperaciones y menor tiempo de estabilización de la presión.

#### 10. Tipo de válvulas usadas en el bombeo neumático intermitente.

Se pueden usar varios tipos de válvulas para el caso del bombeo neumático intermitente. En general, para un punto de inyección dado, la válvula debe tener un asiento amplio y abrir rápidamente. Dependiendo del tipo de control del gas de inyección en la superficie, se puede o no requerir amplitud de la válvula.

Si el gas se controla completamente desde la superficie, se podrá usar una amplitud pequeña para el bombeo neumático intermitente. Si se desea utilizar el espacio anular para almacenar un volumen parcial de gas e inyectar el volumen adicional a través de un control de tiempo en la superficie, entonces es conveniente usar una válvula desbalanceada. De lo contrario, si se desea usar una válvula de aguja o un estrangulador en la superficie para la inyección del 100% del gas requerido, entonces se debe utilizar una válvula piloto en la sarta de producción.

Las válvulas desbalanceadas se pueden espaciar a la misma presión de cierre en la superficie, o bien a 10 lb/pg<sup>2</sup> de diferencia, o más entre cada válvula. También se pueden espaciar a la misma presión de apertura en superficie. Normalmente se debe tomar una diferencia de presión de 10 a 25 lb/pg<sup>2</sup> para la presión de cierre en superficie de cada válvula.

#### 11. Inyección de gas a través de un solo punto de inyección o bien a través de puntos múltiples.

Aunque la mayoría de las instalaciones han sido diseñadas para inyectar gas por un sólo punto, en el campo existen varias instalaciones con inyección de gas a través de puntos múltiples. La inyección múltiple (que considera la apertura de una a tres -- válvulas además de la válvula operante) se ha usado en muchas instalaciones que fueron diseñadas originalmente para la inyección de gas a través de un sólo punto. La inyección múltiple no produce efectos negativos y puede ser benéfica.

Neeley y otros investigadores realizaron varias pruebas de campo con bombeo neumático intermitente y concluyeron que la inyección de gas a través de un sólo punto y a través de puntos múltiples se comportaron igual respecto a los porcentajes de recuperación y los requerimientos de los volúmenes de gas.

#### 12. Resumen de las consideraciones para el diseño de una instalación de bombeo neumático intermitente.

El tipo de instalación a utilizarse para el bombeo neumá-

tico intermitente se debe determinar de acuerdo a la información de productividad del pozo. La colocación de la válvula superior se puede fijar conociendo la presión de arranque y la presión de operación en la superficie. Para efectuar el espaciamiento de las válvulas se podrá utilizar un gradiente de descarga basándose en el gasto de producción del pozo (Fig. 2.31 A y 2.31 B). El volumen de gas requerido se puede establecer con gráficas semejantes a la Fig. 2.34. Para la inyección de gas a través de un sólo punto se debe usar un diámetro de asiento mínimo de 1/2 pg. para una tubería de producción de 2 pg. y esta relación entre asiento y tubería de producción se debe mantener para otras tuberías con diámetro diferente (según Tabla 2.2). Cuando sea posible se debe establecer una diferencia de 150 a 300 lb/pg<sup>2</sup> entre la presión de inyección en la válvula operante y la carga en la tubería de producción frente a dicha válvula.

La recuperación será afectada por pérdidas de 7% por cada 1000 pies de recorrido del bache. Generalmente la frecuencia del ciclo de bombeo final, en el campo, se determina por ensaye y error.

### 2.5.3. Procedimientos de diseño para instalaciones de bombeo neumático intermitente.

Existen varios procedimientos para el espaciamiento de las válvulas en instalaciones con bombeo neumático intermitente. Estos varían según las recomendaciones del fabricante y el tipo de válvulas a usar. Normalmente, las válvulas operadas por presión pueden ser espaciadas a mayor distancia una de otra que las operadas por fluido. Cualquier válvula, tal como una válvula combinada, debe ser espaciada considerando las condiciones de la sección en que vaya a trabajar. Si se tiene un pozo con una productividad relativamente baja, entonces las válvulas superiores son usadas únicamente durante el proceso de descarga y pueden estar relativamente más juntas. Sin embargo, no es bueno colocar las válvulas muy espaciadas una de otra debido a que la descarga del pozo puede no realizarse correctamente.

El tipo de control en la superficie para la inyección del gas también tiene influencia en el diseño de una instalación de bombeo neumático intermitente. El diseño es más crítico si se utiliza un control por estrangulador en superficie comparado con un control cíclico de tiempo. Para un control por estrangulador, se recomienda usar una válvula operante con la amplitud correcta para suministrar el volumen de gas requerido por ciclo. Si se usa un control cíclico de tiempo entonces el valor de la amplitud no es tan crítico.

La inyección a través de puntos múltiples es un caso especial y se debe tener mayor cuidado en el diseño de la instalación de este tipo para que ninguna válvula se abra dentro del bache de líquido.

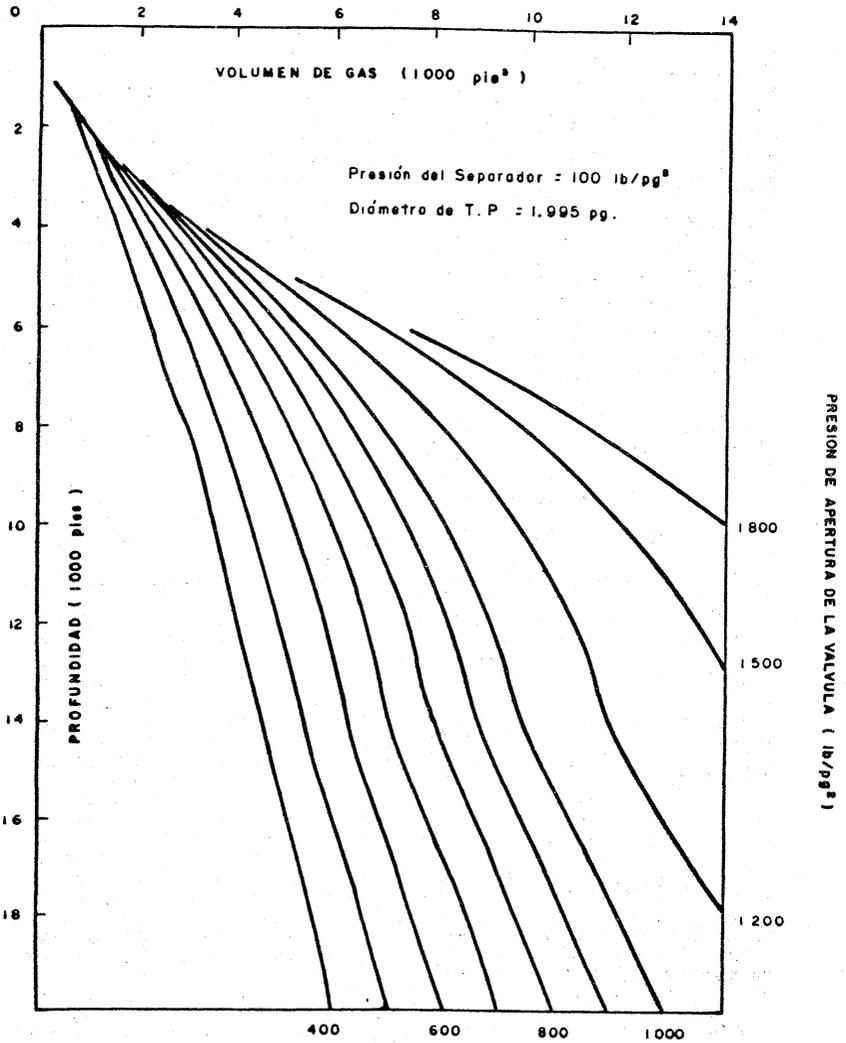


FIG. 2.34 VOLUMEN DE GAS REQUERIDO POR CICLO

2.5.3.1. Procedimiento gráfico para válvulas desbalanceadas operadas por presión, con control cíclico de tiempo en superficie, considerando una diferencia de  $25 \text{ lb/pg}^2$  en las presiones de operación de cada válvula.

Este procedimiento de diseño se ilustrará con el (siguiente Ejemplo 16:)

Diámetro de la TP =  $2 \frac{3}{8} \text{ pg}$

Diámetro de la TR =  $7 \text{ pg}$

Presión de operación en superficie,  $P_{so} = 1000 \text{ lb/pg}^2$

Presión disponible =  $1050 \text{ lb/pg}^2$

Gradiente de presión del fluido de control,  $G_s = 0.4 \text{ lb/pg}^2 / \text{pie}$ .

Profundidad del pozo = 7600 pies.

Densidad relativa del gas = 0.7

Presión en la cabeza del pozo,  $P_{wh} = 80 \text{ lb/pg}^2$

Presión media del yacimiento,  $\bar{P}_R = 1500 \text{ lb/pg}^2$

Temperatura en el fondo del pozo =  $167^\circ\text{F}$

Temperatura en la superficie =  $109^\circ\text{F}$

Densidad del aceite =  $35^\circ\text{API}$

Índice de productividad promedio =  $0.2 \text{ (bl/día)/(lb/pg}^2)$

De una prueba de producción:  $q = 150 \text{ bl/día}$ ,  $P_{wf} = 750 \text{ lb/pg}^2$

(1) Preparar en papel milimétrico las escalas de presión vs. profundidad como se muestra en la Fig. 2.35.

(2) Marcar  $P_{so} = 1000 \text{ lb/pg}^2$  en la superficie. A partir de este punto y con el gradiente de presión del gas de inyección trazar una línea hasta la profundidad de 7600 pies. De la Fig. 2.13 se tiene un gradiente igual a  $26.2 \text{ lb/pg}^2 / 1000 \text{ pies}$ .

(3) Marcar la presión en la cabeza del pozo igual a  $80 \text{ lb/pg}^2$  en la superficie.

(4) Estimar el gasto máximo para este pozo utilizando el método de Vogel, obteniéndose  $214 \text{ bl/día}$ . Este gasto se tendría para una presión de fondo fluyendo igual a cero. Para condiciones reales este valor quedará entre  $150 \text{ bl/día}$  (cuando  $P_{wf} = 750 \text{ lb/pg}^2$ ) y  $200 \text{ bl/día}$ .

(5) Basándose en el gasto de producción estimado para el pozo seleccionar un gradiente de descarga para el espaciamento de las válvulas. Los gradientes de descarga aumentan al aumentar

los gastos de producción. Se seleccionará un gradiente de descarga de  $0.064 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$  (Fig. 2.31B) basándose en un gasto de 200 bl/día. Trazar una línea para el gradiente de descarga partiendo de  $P_{wh} = 80 \text{ lb/pg}^2$  en la superficie hasta la profundidad de 7600 pies.

(6) A partir de la  $P_{wh} = 80 \text{ lb/pg}^2$  en la superficie trazar la línea del gradiente de presión del fluido de control ( $0.4 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$ ) hasta intersectar la línea de la presión de operación en superficie ( $P_{so}$ ). Este punto de intersección determina la profundidad de colocación de la primera válvula, 2500 pies con una presión disponible de  $1050 \text{ lb/pg}^2$ .

(7) Partiendo de la  $P_{so} = 1000 \text{ lb/pg}^2$  tomar diferencias de  $25 \text{ lb/pg}^2$  para la presión de operación en superficie, obteniendo se valores de 975, 950, 925 y  $900 \text{ lb/pg}^2$ . Con estos valores y -- con los gradientes de presión del gas trazar las líneas correspondientes hasta el fondo del pozo. Los gradientes de presión del gas de inyección serán 25.5, 25, 24.2 y  $23.6 \text{ lb/pg}^2/1000$  pies respectivamente (Fig. 2.13).

(8) Partiendo del punto de intersección generado en el paso (6) trazar una línea horizontal hacia la izquierda hasta intersectar la línea del gradiente de descarga igual a  $0.064 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$ .

(9) A partir del punto obtenido en el paso (8) trazar una línea hacia abajo, paralela a la línea del gradiente de presión del fluido de control, hasta que intersecte la línea de la presión de operación igual a  $975 \text{ lb/pg}^2$ . El punto de intersección determina la profundidad de colocación de la segunda válvula a 4600 pies.

(10) Repitiendo el procedimiento se obtiene una profundidad de colocación para la válvula 3 igual a 6400 pies, y para la válvula 4 se rebasa la profundidad del pozo. Colocar la válvula 4 a 7600 pies. A continuación se muestra la colocación de las cuatro válvulas con sus respectivas presiones de operación en superficie.

Válvula	$P_{so} (\text{lb/pg}^2)$	Profundidad (pies)
1	1000	2500
2	975	4600
3	950	6400
4	925 (cambiar a 900)	7600

Debido a que se tiene control de tiempo en superficie y se desea un sólo punto de inyección, ajustar la válvula 4 para que abra con  $900 \text{ lb/pg}^2$  de presión en superficie; esto evita interferencias.

(11) Determinar el volumen de gas necesario para un ciclo de bombeo. Para una presión de operación en superficie  $900 \text{ lb/pg}^2$

la presión de apertura de la válvula a 7600 pies es 1080 lb/pg<sup>2</sup>. Por lo tanto, el volumen de gas requerido será 7200 pies<sup>3</sup>/ciclo (Fig. 2.34).

(12) Determinar la caída de presión necesaria en la tubería de revestimiento para suministrar 7200 pies<sup>3</sup>. De la Fig. 2.36 se obtiene un valor de 74 lb/pg<sup>2</sup>.

(13) Determinar la carga en la tubería de producción que se rá bombeada por ciclo, utilizando la expresión:  $P_t = 1/2 P_R = 1/2 (1500) = 750 \text{ lb/pg}^2$ .

(14) Seleccionar el diámetro del asiento de la válvula operante para un control de tiempo en la superficie. Como una estimación considerar la mitad de la diferencial de presión de 74 -- lb/pg<sup>2</sup> para la válvula operante; es decir, la válvula tendrá una amplitud de  $74/2 = 37 \text{ lb/pg}^2$  asegurando que el control del gas -- será desde la suérficie. Para un control por estrangulador en la superficie, todo el cambio de presión, requerido para suministrar el volumen de gas necesario, se asignará a la válvula operante -- (74 lb/pg<sup>2</sup>).

Debido a que la presión de apertura de la válvula operante es de 1080 lb/pg<sup>2</sup>, establecer la presión de cierre para la misma a 1080-37=1043 lb/pg<sup>2</sup>. Redondear este valor a 1040 lb/pg<sup>2</sup>. De lo anterior se tiene:

$$R = \frac{P_{vo} - P_{vc}}{P_{vo} - P_t} = \frac{1080 - 1040}{1080 - 750} = 0.1212$$

De la Tabla 2.3 para una válvula con diámetro igual a 1 1/2 pg. y área de fuelles de 0.77 pg<sup>2</sup> corresponde un diámetro para -- el asiento entre 3/8 y 5/16 pg. Seleccionar el diámetro menor -- porque es preferible tener una amplitud menor que mayor de la es -- tablecida para un control de tiempo en la superficie. Este valor -- también se puede obtener en la Fig. 2.37; encontrándose entre -- 5/16 y 3/8 pg, nuevamente elegir el asiento de 5/16 pg. Este -- representa el asiento de control de la válvula operante. Adicional -- mente seleccionar un diámetro mayor para el asiento principal -- (1/2, 5/8 o 3/4 pg). Para este caso se usarán 5/8 pg.

El asiento de 5/16 pg. tiene un valor de  $R=0.0996$  y  $1-R = - = 0.9004$ . Si la presión de apertura en superficie de la válvula -- operante es de 900 lb/pg<sup>2</sup>, para la cual corresponde una  $P_{vo}=1080$  -- lb/pg<sup>2</sup> y una carga en la tubería de producción igual a 750 lb/pg<sup>2</sup>, -- la presión de cierre correcta a la profundidad de la válvula será:

$$\begin{aligned} P_d &= P_{vc} = P_{vo} (1-R) + P_t R \\ &= 1080 (0.9004) + 750 (0.0996) \\ &= 1047 \text{ lb/pg}^2 \end{aligned}$$

Y la amplitud correcta de la válvula será igual a 1080-1047 = 33 -- lb/pg<sup>2</sup>. Esto es aplicable cuando se tiene un control de tiempo

en la superficie.

(15) Seleccionar los asientos del resto de las válvulas. Debido a que las dos válvulas superiores se usarán sólo para la descarga del pozo, usar asientos de 5/16 pg. Para la válvula 3 -- aplicar los mismos valores determinados para la válvula operante. En caso que el pozo se comporte mejor de lo programado, la válvula 3 podrá usarse como la válvula operante.

(16) Construir la línea del gradiente de temperatura empleando los valores de 109 y 167°F para la superficie y el fondo del pozo. Determinar la temperatura de cada válvula.

(17) Preparar una tabla de resultados como se muestra en la Tabla 2.4 y determinar la presión de calibración en el taller para cada una de las válvulas. A continuación se da una explicación de cada columna de dicha tabla.

- (1) Número de válvula
- (2) Profundidad de la válvula (De la Fig. 2.35)
- (3) Temperatura de cada válvula (De la Fig. 2.35)
- (4) Pso (dato).
- (5) Pvo (de la Fig. 2.35)
- (6) Se determina de la Fig. 2.35 con la línea del gradiente de descarga para la válvula 1, 2 y 3. Para la válvula 4 se seleccionó el valor de  $P_t = 750 \text{ lb/pg}^2$  (ver paso 13).
- (7) Ver paso 14
- (8) Ver paso 15
- (9)  $P_d = P_{vc} = P_{vo} (1 - R) + P_t R$
- (10)  $P_{sc} = P_{vc}$  - peso de la columna de gas
- (11) Convertir la  $P_d$ , que se tiene a la temperatura de cada válvula, a la  $P_d$  para 60°F. Ver Tabla 2.1
- (12) Determinar la presión de la prueba en el taller,  $P_{tro} = \frac{P_d \text{ a } 60^\circ\text{F}}{1-R}$
- (13) Ajuste final: aproximar los valores de la columna 12 al múltiplo de 5 más próximo.

La razón para establecer una diferencia de 50 lb/pg<sup>2</sup> entre las presiones de apertura en superficie para las válvulas 3 y 4 es evidente y también se podría establecer una diferencia de 75 lb/pg<sup>2</sup>. Si se trabajara con las 25 lb/pg<sup>2</sup> comunes, entonces es posible que la válvula 3 abriera dentro del bache y esto puede ser perjudicial. No hay daño si la válvula operante abre después de que el bache pase, pero si abre dentro del bache puede provocar mayores pérdidas de líquido.

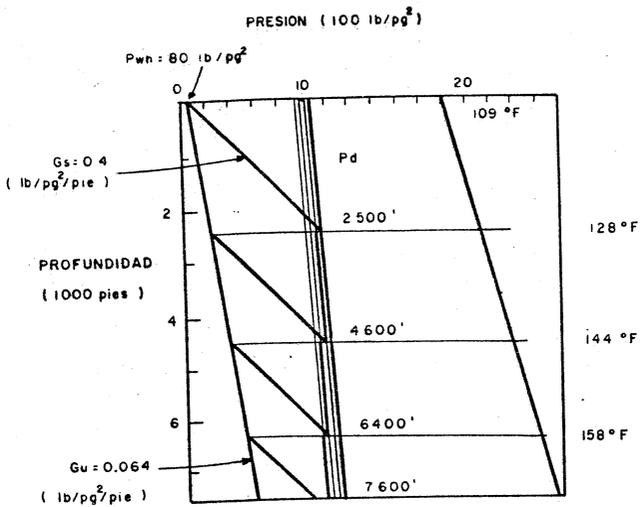


FIG. 2.35 DISEÑO GRAFICO PARA VALVULAS OPERADAS POR PRESION,  
 CONSIDERANDO UNA DIFERENCIA DE 25 LB/PG<sup>2</sup> EN LAS  
 PRESIONES DE OPERACION DE CADA VALVULA

T A B L A 2.3

"Valores de R"  
 Relación de áreas entre los fuelles y el asiento para válvulas  
 de diámetro igual a 1.1/2 pg (Ab=0.77 pg<sup>2</sup>) y 1 pg. (Ab=0.29 pg<sup>2</sup>).

Diámetro del asiento (pg)	Válvula con D.E. de 1 pg. (R)	Válvula con D.E. de 1 1/2 pg. (R)
3/16	0.863	0.0359
1/4	0.1534	0.0638
9/32	0.1942	-
5/16	0.2397	0.0996
11/32	0.2900	-
3/8	0.3450	0.1434
7/16	0.4697	0.1952
1/2	-	0.2562
9/16	-	0.3227

T A B L A 2.4

No. de val.	Prof. val.	Temp. val.	Pso	Pvo	Pt	Asiento piloto	Asiento principal	Pd= Pvc.	Psc	Pd 60°F	Ptro 60°F	Ajuste de Ptro
1	2500	128	1000	1066	240	5/16	5/16	984	923	855	950	950
2	4600	144	975	1092	375	"	"	1021	910	852	946	945
3	6400	158	950	1110	490	"	5/8	1048	898	860	955	955
4	7600	167	900	1080	750	"	5/8	1047	872	850	944	945

Notas:

- Pd = Pvc = Pvo(1-R) + Pt R
- R = 0.0996
- (1-R) = 0.9004
- Val = válvula
- Prof. = profundidad (pie)
- Presiones en lb/pg<sup>2</sup>

2.5.3.2. Procedimiento gráfico para válvulas desbalanceadas operadas por presión, con control cíclico de tiempo en superficie, considerando una diferencia de 25 lb/pg<sup>2</sup> en las presiones de operación de cada válvula.

El procedimiento analítico para el espaciado de las - válvulas es semejante al procedimiento gráfico excepto que generalmente se desprecia el peso de la columna de gas. Por ensaye y error se puede incluir el peso de la columna de gas y entonces, se podrán obtener los mismos resultados del procedimiento gráfico. Una práctica común es despreciar el peso de la columna de -- gas, este procedimiento es favorable porque se agrega un factor de seguridad adicional.

Procedimiento mismos datos que el Ejemplo 16 del procedimiento 2.5.3.1.

Ejemplo 17:

(1) Estimar el gasto máximo de producción posible por el método de Vogel, que es 214 bl/día para  $P_{wf} = 0$ . De la Fig. - -- 2.31B, basándose en un gasto de producción máximo de 200 bl/día, seleccionar un gradiente de descarga de 0.064 lb/pg<sup>2</sup>/pie.

(2) Establecer una diferencia de 25 lb/pg<sup>2</sup> entre las presiones de operación en superficie para cada válvula.

(3) Ajustar las válvulas para una presión de apertura en superficie de 1000, 975, 950, 925 y 900 lb/pg<sup>2</sup>, estas presiones serán también las de apertura de las válvulas en el pozo debido a que se despreciará el peso de la columna de gas.

(4) Determinar la profundidad de colocación de la válvula 1 suponiendo que el pozo está cargado hasta la superficie con -- fluido de control:

$$Dv_1 = \frac{P_{so} - P_{wh}}{G_s} = \frac{1000 - 80}{0.4} = 2300 \text{ pies}$$

Comparando con los 2500 pies obtenidos al considerar el peso de la columna de gas.

(5) Para la válvula 2 se tiene:

$$Dv_2 = Dv_1 + \left( \frac{P_{vo_1} - P_{wh} - G_u (Dv_1)}{G_s} \right)$$

Observar que se emplea  $P_{vo_1}$  igual a 1000 lb/pg<sup>2</sup> en lugar de  $P_{vo_2}$  igual a 975 lb/pg<sup>2</sup>, debido a que las 1000 lb/pg<sup>2</sup> se tienen disponibles hasta que se llega a la válvula 2.

$$Dv_2 = 2300 + \left( \frac{1000 - 80 - (0.064)(2300)}{0.4} \right) = 2300 + 1932 = 4232 \text{ pies}$$

(6) La profundidad de colocación de la válvula 3 se determina de la misma forma excepto que ahora se emplea  $P_{v_2}$ :

$$Dv_3 = Dv_2 + \left( \frac{P_{v_2} - P_{wh} - G_u (Dv_2)}{G_s} \right)$$

$$= 4232 + \left( \frac{975 - 80 - 0.064(4232)}{0.4} \right) = 4232 + 1560 = 5792 \text{ pies}$$

(7) Para la válvula 4:

$$Dv_4 = 5792 + \left( \frac{950 - 80 - 0.064(5792)}{0.4} \right) = 5792 + 1248 = 7040 \text{ pies}$$

(8) Para la válvula 5:

$$Dv_5 = 7040 + \left( \frac{925 - 80 - 0.064(7040)}{0.4} \right) = 7040 + 986 = 8026 \text{ pies}$$

(9) Preparar una tabla que muestre las presiones y profundidades de las cinco válvulas y hacer los ajustes necesarios.

Válvula	Presión (lb/pg <sup>2</sup> )	Profundidad (pie)
1	1000	2300
2	975	4232
3	950	5792
4	925	7040
5	900	8026

Ajustar la válvula 5 hasta la profundidad del pozo, la cual es 7600 pies. Dejar la válvula 4 a la profundidad de 7040 pies en caso de ser necesario que funcione como la válvula operante. Al igual que el procedimiento gráfico conceder una diferencia de presiones adicional igual a 25 lb/pg<sup>2</sup> para la última válvula, ajustándola para que opere a una presión de 875 lb/pg<sup>2</sup>.

A continuación se presenta el arreglo de las válvulas después de haber realizado el ajuste:

Válvula	Presión (lb/pg <sup>2</sup> )	Profundidad (pies)
1	1000	2300
2	975	4232
3	950	5792
4	925	7040
5	875	7600

Dependiendo de si se desea agregar un factor de seguridad, estas presiones pueden ahora ser consideradas como las presiones que se tendrán a las profundidades correspondientes para cada válvula; o se pueden considerar como las presiones de operación en superficie.

(10) Determinar la temperatura para cada válvula:

Temperatura en superficie = 109 °F

Temperatura a 7600 pies = 167°F.

$$\text{Gradiente de temperatura} = \frac{167-109}{7600} = 0.00763^\circ\text{F/pie.}$$

$$\begin{aligned}\text{Temperatura de la válvula 1} &= 109 + (0.00763)(2300) \\ &= 109 + 18 = 127^\circ\text{F}\end{aligned}$$

De la misma forma, las temperaturas para las válvulas 2, 3, 4 y 5 son 141, 153, 163 y 167°F respectivamente.

(11) Preparar una tabla de resultados semejante a la Tabla 2.5 donde se considera a las presiones de la tabla anterior como la presión de apertura en superficie. También, ver los pasos 11 a 15 del procedimiento 2.5.3.1. del diseño gráfico para determinar el volumen de gas necesario por ciclo, que será aproximadamente igual a 7200 pie<sup>3</sup>/ciclo, requiriendo un cambio de presión de 74 lb/pg<sup>2</sup> en la tubería de revestimiento. Elegir un diámetro - igual a 5/16 pg. para el asiento de control, el cual tendrá una amplitud de aproximadamente 35 lb/pg<sup>2</sup>. Estimar una carga en la tubería de producción, frente a la última válvula, de la misma manera que en el procedimiento gráfico; obteniéndose  $P_t = 1/2 P_R = 1/2 (1500) = 750 \text{ lb/pg}^2$ .

(12) Explicación de las columnas de la Tabla 2.5.

- (1) Número de válvula.
- (2) Profundidad de colocación (paso 9)
- (3) Temperatura de cada válvula (paso 10)
- (4) Pso (dato).
- (5) Pvo (calculada con el peso de la columna de gas).
- (6) Pt (calculada con el gradiente de descarga elegido).
- (7) Diámetro del asiento de control (igual al procedimiento gráfico anterior).
- (8) Diámetro del asiento principal (se emplea un diámetro mayor para la válvula operante).
- (9)  $P_d = P_{vc} = P_{vo} (1-R) + P_t R$ .
- (10) Psc (se calcula considerando el peso de la columna de gas)

(11) Pd a 60°F (Tabla 2.1)

(12)  $P_{tro} = \frac{Pd \text{ a } 60^{\circ}F}{i-R}$

(13) Ajuste final de las presiones del inciso (12) al valor - - múltiplo de 5 más cercano.

T A B L A 2.5

Resumen de resultados del procedimiento analítico para válvulas operadas por presión.

No. de val.	Prof. val.	Temp. de val.	Pso	Pvo	Pt	Asiento piloto	Asiento principal	Pd. Pvc.	Psc	Pd 60°F	Ptro 60°F	Ajuste de Ptro
1	2300	127	1000	1060	227	5/16	5/16	977	922	855	950	950
2	4232	141	975	1083	351	5/16	5/16	1010	910	860	955	955
3	5792	153	950	1095	451	5/16	5/16	1031	895	857	952	950
4	7040	163	925	1095	531	5/16	5/8	1039	879	849	943	945
5	7600	167	875	1050	750	5/16	5/8	1020	850	830	922	920

Notas:

$Pd = Pvc = Pvo(1-R) + Pt R$

R = 0.0996 Para una válvula de 1 1/2 pg. de

1-R= 0.9004 diámetro exterior, y un asiento de 5/16 pg. de diámetro.

Prestiones en lb/pg<sup>2</sup>  
 Profundidad en pie  
 Temperatura en °F

2.5.3.3. Procedimiento gráfico para válvulas desbalanceadas operadas por presión, con control por estrangulador en la superficie, considerando una diferencia de 25 lb/pg<sup>2</sup> en las presiones de apertura en superficie entre cada válvula.

Este procedimiento es igual al que se sigue cuando se utiliza un control de tiempo en superficie. La única diferencia es que la válvula operante debe tener una amplitud suficiente para suministrar el volumen de gas requerido por ciclo. Debido a que el control de la inyección del gas se realizará por estrangulador, entonces no se dispondrá de un control de tiempo que permita suministrar el gas en un período de tiempo corto. La tubería de revestimiento se utiliza como una cámara de almacenamiento para el gas hasta que la válvula operante abre y suministra el volumen de gas necesario para desplazar el bache acumulado en la tubería de producción. Luego la presión en la tubería de revestimiento disminuye hasta el valor de la presión de cierre de la válvula.

Procedimiento (mismos datos del Procedimiento 2.5.3.1):

Ejemplo 18:

Preparar una gráfica como la mostrada con la Fig. 2.35 para un control de tiempo en superficie.

(1) Los pasos 1 a 10 son los mismos del Procedimiento 2.5.3.1. y se tendrá el siguiente arreglo:

Válvula	Pso (lb/pg <sup>2</sup> )	Profundidad (pies)
1	1000	2500
2	975	4600
3	950	6400
4	900	7600

(2) Los pasos 11, 12 y 13 son los mismos del Procedimiento de diseño 2.4.3.1., determinándose un volumen de gas necesario -- igual a 7200 pie<sup>3</sup>/ciclo, un cambio de presión en la tubería de revestimiento igual a 74 lb/pg<sup>2</sup> y bombeando una carga en la tubería de producción de 750 lb/pg<sup>2</sup>.

Cuando se elige una amplitud igual a 74 lb/pg<sup>2</sup> para la válvula operante, la presión en la tubería de revestimiento deberá cambiar en 74 lb/pg<sup>2</sup> para que la válvula cierre. Debido al peso de la columna de gas, la amplitud en la superficie será menor -- que la correspondiente a la profundidad de la válvula operante. -- Por ejemplo, para un cambio de 76 lb/pg<sup>2</sup> a la profundidad de -- 7600 pies habrá aproximadamente 62 lb/pg<sup>2</sup> equivalentes en la superficie. Para un pozo cuya profundidad sea de 6000 pies, restar

10 lb/pg<sup>2</sup> a la amplitud de la válvula operante para determinar la amplitud correspondiente en la superficie. Para este ejemplo esperar una amplitud en la superficie aproximadamente igual a --  
 $74 - 10 = 64 \text{ lb/pg}^2$ .

(3) Un control por estrangulador requiere una válvula que tenga una amplitud igual a  $74 \text{ lb/pg}^2$  correspondientes al cambio de la presión en la tubería de revestimiento, necesaria para suministrar  $7200 \text{ pie}^3$  de gas. La presión de apertura de la válvula será igual a  $900 + \text{peso de la columna de gas} = 1080 \text{ lb/pg}^2$ . La presión de cierre respectiva será  $1080 - 74 = 1006 \text{ lb/pg}^2$  y la carga en la tubería de producción es  $750 \text{ lb/pg}^2$ .

(4) Elegir el asiento de control de la válvula operante - que satisfaga las condiciones de  $P_{vo} - 1080$ ,  $P_{vc} = 1006$  y  $P_t = 750 \text{ lb/pg}^2$ . Utilizar la ecuación:

$$R = \frac{P_{vo} - P_{vc}}{P_{vo} - P_t} = \frac{1080 - 1006}{1080 - 750} = 0.2242$$

Para una válvula cuyo diámetro sea igual a  $1 \frac{1}{2} \text{ pg}$ . y -- área de fuelles de  $0.77 \text{ pg}^2$  corresponde un diámetro de asiento de  $15/32 \text{ pg}$ . donde:

$$R = \frac{A_p}{A_b} \text{ y } A_p = (0.2242)(0.77) = 0.1726 \text{ pg}^2.$$

Este valor se obtiene de la Fig. 2.37, la cual muestra que el valor de  $R=0.2242$  está entre  $7/16$  y  $1/2 \text{ pg}$ . correspondiente al diámetro del asiento. Normalmente se elige el valor más pequeño,  $7/16 \text{ pg}$ . para este caso.

(5) Revisar la amplitud que se tendrá para estas condiciones. De la Tabla 2.3 el valor de "R" para esta válvula es  $0.1952$  y  $(1-R) = 0.8058$ . Si  $P_{vo} = 1080$  y  $P_t = 750$ , entonces:

$$P_{vc} = P_{vo} (1-R) + P_t(R) = 1080(0.8058) + (750)(0.1952) \\ = 870 + 146 = 1017 \text{ lb/pg}^2$$

El asiento de control de la válvula operante igual a  $7/16 \text{ pg}$ . tendrá una amplitud de  $1080 - 1017 = 63 \text{ lb/pg}^2$  comparadas -- con las  $74 \text{ lb/pg}^2$  requeridas. De la Fig. 2.36 una amplitud igual a  $63 \text{ lb/pg}^2$  suministrará  $(840)(7.6) = 6384 \text{ pie}^3$  en lugar de los  $7200 \text{ pie}^3$  deseados. No obstante, emplear el asiento de control de  $7/16 \text{ pg}$ . ya que el volumen de gas requerido está basado en el manejo de agua y lo que bombeará será aceite. También, la inyección de gas por el estrangulador en la superficie permite que el gas - pase a la tubería de revestimiento durante el período de bombeo, por lo que en realidad se tendrán más de los  $6384 \text{ pie}^3$  indicados. Usar un diámetro de  $5/8$  a  $3/4 \text{ pg}$ . para el asiento principal de la válvula operante. Para las tres válvulas de descarga utilizar un asiento igual a  $5/16 \text{ pg}$ .

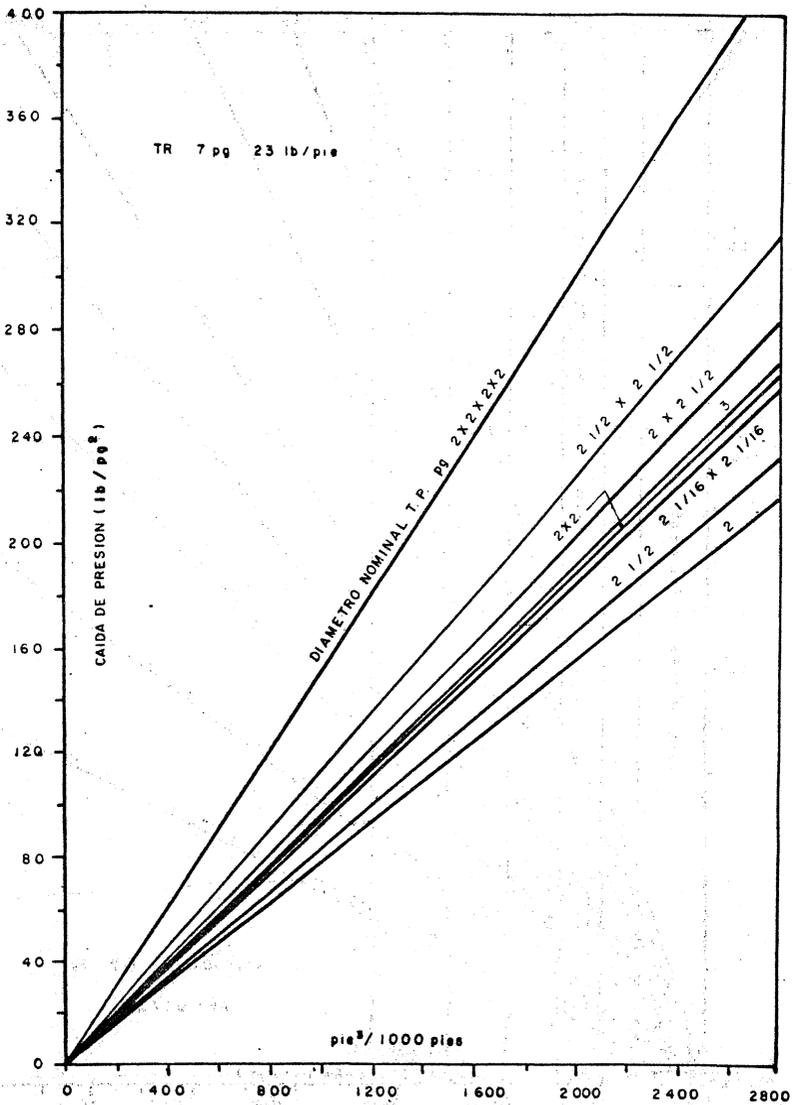


FIG. 2.36 CAMBIO DE LA PRESION EN LA TUBERIA DE REVESTIMIENTO, PARA SUMINISTRAR UN VOLUMEN DE GAS A LA TUBERIA DE PRODUCCION

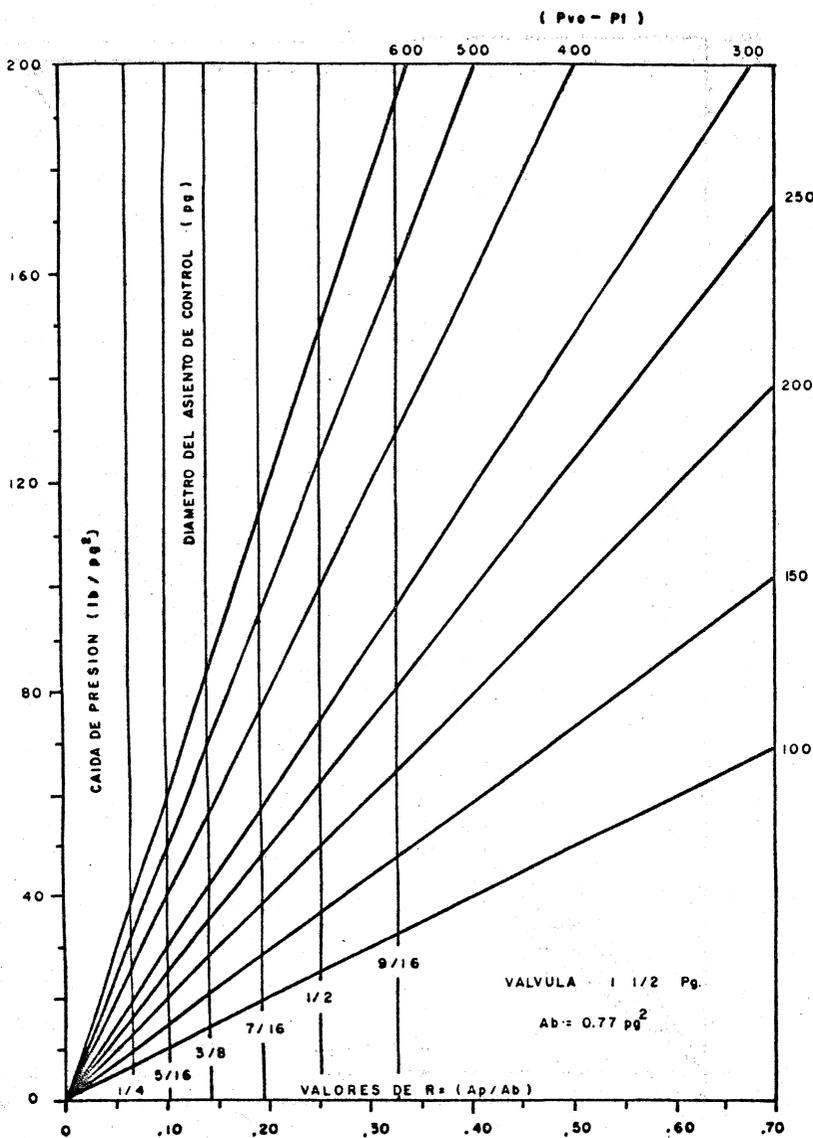


FIG. 2.37-SELECCION DEL DIAMETRO DEL ASIEN TO DE CONTROL PARA BOMBEO NEUMA INTERMITENTE CON CONTROL POR ESTRANGULADOR EN SUPERFICIE

(6) Determinar la temperatura para cada válvula como se aprecia en la Fig. 2.35.

(7) Preparar una tabla de resultados como la Tabla 2.6.

La válvula operante, para un control por estrangulador en superficie debe ser recuperable por cable debido a la dificultad de determinar la carga óptima en la tubería de producción. Por ejemplo en este caso se usó  $P_t = 1/2 P_R$  y en muchos casos  $P_R$  es desconocida. Esta es una razón por la cual la mayoría de los pozos se instalan con un control de tiempo en superficie.

Otro procedimiento es probar el pozo inicialmente con un control de tiempo en superficie y una válvula cuya amplitud sea pequeña, cambiando después a un control por estrangulador.

No. de val.	Prof.	Temp. de val.	Pso	T A B L A			Asiento piloto	Asiento principal	Pd = Pvc	Psc	Pd 60°F	Ptro 60°F	Ajuste Ptro.
				Pvo	Pt	A							
1	2500	128	1000	1066	240	5/16	5/16	984	923	855	950	950	
2	4600	144	975	1092	375	5/16	5/16	1021	910	852	946	945	
3	6400	158	950	1110	490	5/16	5/16	1048	898	860	955	955	
4	7600	167	900	1080	750	7/16	5/8	1017	848	830	1030	1030	

Notas:

$Pd = Pvc = Pvo (1-R) + Pt R$

Prestones en lb/pg<sup>2</sup>

Profundidad en pie

Asiento en pg

2.5.3.4. Procedimiento gráfico para válvulas operadas por presión, con presión de cierre en superficie constante y control de tiempo o control por estrangulador.

Un procedimiento ampliamente usado para el espaciado de las válvulas en el bombeo neumático intermitente es colocar todas las válvulas a la misma presión de cierre en superficie. Esto es posible para válvulas operadas por presión y válvulas piloto. Este diseño se puede usar tanto para control con estrangulador o control de tiempo en la superficie, considerando que se tiene la presión disponible suficiente para abrir la válvula.

Donde se requieren más de 3 o 4 válvulas para descargar el pozo, este método hace posible llegar a la válvula operante con mayor presión.

Si la presión de operación disponible y la presión de descarga es la misma, entonces establecer la presión de cierre en superficie a  $100 \text{ lb/pg}^2$  menos que la presión de operación para una tubería de revestimiento de 7 pg. y  $150 \text{ lb/pg}^2$  menos, para una tubería de revestimiento de  $5 \frac{1}{2}$  pg. Ambas con tuberías de producción de  $2 \frac{3}{8}$  o  $2 \frac{7}{8}$  pg. Luego verificar el cambio de presión necesario en la tubería de revestimiento para suministrar el volumen de gas necesario y realizar cualquier ajuste que sea necesario.

Procedimiento (mismos datos del Procedimiento 2.5.3.1.)

Ejemplo 19:

(1) Preparar una gráfica en papel milimétrico con los ejes de presión vs. profundidad semejante a la Fig. 2.38.

(2) Marcar  $P_{so}=1000 \text{ lb/pg}^2$  en la superficie y trazar una línea hacia abajo con el gradiente del gas, hasta llegar a la profundidad de 7600 pies. De la Fig. 2.13 este gradiente será  $26.2 \text{ lb/pg}^2/1000 \text{ pies}$ .

(3) Señalar con un punto la presión en la cabeza del pozo igual a  $80 \text{ lb/pg}^2$ .

(4) Empleando el método de Vogel se estima un gasto de producción igual a 214 bl/día. Este gasto se tendrá si la presión de fondo fluyendo fuera igual a cero, lo cual no es factible. El gasto de producción máximo sería menor a 200 bl/día y probablemente entre 150 (cuando  $P_{wf} = 750 \text{ lb/pg}^2$ ) y 200 bl/día.

(5) Elegir un gradiente de descarga para el espaciado de las válvulas basándose en el gasto de producción del pozo. El gradiente de descarga aumenta al aumentar el gasto de producción. Basándose en un gasto de producción final igual a 200 bl/día, de

trazar la línea del gradiente de descarga de  $0.064 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$ .

(6) Suponer que la presión de cierre en la superficie es constante, con valor de  $900 \text{ lb/pg}^2$  (Presión disponible -  $100 \text{ lb/pg}^2$ ) y señalar este valor en la gráfica. A partir de este punto y considerando el gradiente de presión del gas ( $23.6 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$ ) prolongar una línea hasta la profundidad total del pozo.

(7) Dibujar la línea del gradiente del fluido de control, igual a  $0.4 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$ , comenzando ésta desde la presión en la cabeza del pozo ( $80 \text{ lb/pg}^2$ ) y extendiéndose hacia abajo hasta intersectar la línea de la presión de operación del gas, igual a  $1000 \text{ lb/pg}^2$ . Este punto sitúa a la válvula 1 a 2460 pies de profundidad.

(8) Desde la profundidad de 2460 pies trazar una horizontal hacia la izquierda hasta intersectar la línea del gradiente de descarga de  $0.064 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$ .

(9) A partir de dicho punto extender una línea paralela a la correspondiente al gradiente del fluido de control hasta intersectar la línea de la presión de cierre igual a  $900 \text{ lb/pg}^2$ .

(10) Localizar las válvulas restantes con el mismo procedimiento de espaciamento utilizando las líneas del gradiente de -- descarga ( $0.064 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$ ) y la presión de cierre en superficie ( $900 \text{ lb/pg}^2$ ). Así se determinaron las profundidades de colocación para las válvulas restantes a 6050 y 7500 pies.

(11) Ajustar el espaciamento de las válvulas. Considerando la posición del empacador respecto al intervalo perforado colocar la válvula 4 a 7200 pies de profundidad y colocar otra válvula (válvula 5) a una profundidad de 7600 pies (espaciada 400 pies de la válvula anterior). El ajuste final queda de la siguiente -- forma:

Válvula	Profundidad (pies)
1	2460
2	4370
3	6050
4	7200
5	7600

(12) Ajustar la presión de cierre en superficie de la última válvula (válvula 5) disminuyéndola para eliminar la interferencia entre válvulas. Reducir su presión de cierre en superficie -- hasta  $850 \text{ lb/pg}^2$  ( $50 \text{ lb/pg}^2$  menos que todas las demás válvulas). El ajuste de la presión de cierre en superficie quedará.

Válvula	Pso (lb/pg <sup>2</sup> )
1	900
2	900
3	900
4	900
5	850

(13) Determinar el volumen de gas de inyección necesario por cada ciclo. Para utilizar la Fig. 2.34 se necesita conocer la presión de apertura de la válvula operante. Suponer una presión de apertura a la profundidad de 7600 pies igual a 1080 lb/pg<sup>2</sup>. De la Fig. 2.34 el volumen de gas requerido = 7200 pie<sup>3</sup>/ciclo.

(14) De la Fig. 2.36 se determinará un cambio de la presión en la tubería de revestimiento igual a 74 lb/pg<sup>2</sup>, necesario para suministrar los 7200 pie<sup>3</sup>.

(15) Dependiendo de si se usará un control de tiempo o un control por estrangulador en la superficie, determinar la presión de apertura de la válvula operante. La presión de cierre a la profundidad de colocación (7600 pies) es igual a  $850 + (22.2)(7.6) = 1019$  lb/pg<sup>2</sup>.

Para un control por estrangulador se tendrá:

$$P_{vo} = 1019 + 74 = 1093 \text{ lb/pg}^2, \text{ y}$$

Para un control de tiempo

$$P_{vo} = 1019 + 74/2 = 1056 \text{ lb/pg}^2$$

(16) Determinar el diámetro de los asientos de las válvulas. Estimar la carga en la tubería de producción:  $P_t = 1/2 P_R = 1/2 (1500) = 750$  lb/pg<sup>2</sup>.

(a) Para un control por estrangulador en superficie se tiene:

$$R = \frac{P_{vo} - P_{vc}}{P_{vo} - P_t} = \frac{1093 - 1019}{1093 - 750} = 0.2157$$

Para una válvula de 1 1/2 pg. de diámetro exterior, el asiento más cercano es de 7/16 pg. (Tabla 2.3), el cual tiene un valor de  $R = 0.1952$  y  $(1-R) = 0.8048$ . Con una presión de cierre igual a 1019 lb/pg<sup>2</sup>. La presión de apertura, para un asiento de 7/16 pg, se encuentra como sigue:

$$\begin{aligned}
 Pvo &= \frac{Pvc}{1-R} - Pt \left( \frac{R}{1-R} \right) \\
 &= \frac{1019}{0.8048} - 750 \left( \frac{0.1952}{0.8048} \right) = 1266 - 182 \\
 &= 1084 \text{ lb/pg}^2.
 \end{aligned}$$

Esto ofrece una  $Dp = 1084 - 1019 = 65 \text{ lb/pg}^2$  en lugar de las  $74 \text{ lb/pg}^2$  requeridas. Este valor se puede considerar aceptable. Utilizar un asiento principal igual a  $5/8 \text{ pg}$ .

(b) Para un control de tiempo en superficie resulta:

$$R = \frac{Pvo - Pvc}{Pvo - Pt} = \frac{1056 - 1019}{1056 - 750} = 0.1209$$

De la Tabla 2.3 para una válvula de  $1 \frac{1}{2} \text{ pg}$ . de diámetro exterior, el asiento de control más próximo es de diámetro igual a  $5/16 \text{ pg}$ . teniendo un valor de  $R = 0.0996$  y  $(1-R) = 0.9004$ . En contrar la presión de apertura real para  $Pt = 750 \text{ lb/pg}^2$  como sigue:

$$\begin{aligned}
 Pvo &= \frac{Pvc}{1-R} - Pt \left( \frac{R}{1-R} \right) \\
 &= \frac{1019}{0.9004} - 750 \left( \frac{0.0996}{0.9004} \right) \\
 &= 1132 - 83 = 1049 \text{ lb/pg}^2
 \end{aligned}$$

Esto ofrece una  $Dp = 1049 - 1019 = 30 \text{ lb/pg}^2$ , la cual es menor que el valor máximo recomendado de  $74/2 = 37 \text{ lb/pg}^2$ . Esto es aceptable para un control de tiempo en superficie. Utilizar un asiento principal de  $5/8 \text{ pg}$ . de diámetro.

(17) Determinar el diámetro del asiento para las otras válvulas:

(1) Para un control por estrangulador colocar las cuatro válvulas de descarga superiores con asientos de  $5/16 \text{ pg}$ . de diámetro. La válvula inferior (válvula operante) tendrá un asiento de control igual a  $7/16 \text{ pg}$ . con un asiento principal de  $5/8 \text{ pg}$ . de diámetro.

(b) Para un control de tiempo colocar las válvulas de descarga -- con asientos de  $5/16 \text{ pg}$ . La válvula inferior tendrá un asiento de control de  $5/16 \text{ pg}$ . y un asiento principal igual a  $5/8 \text{ pg}$ .

(18) Construir la línea del gradiente de temperatura y determinar la temperatura de cada válvula.

(19) Preparar una tabla de resultados como se muestra en -

la Tabla 2.7 tanto para controlar por estrangulador como para control cíclico de tiempo en superficie. A continuación se da una explicación de las columnas de dicha tabla de resultados:

- (1) Número de válvulas
- (2) Profundidad de colocación (Fig. 2.38)
- (3) Temperatura de cada válvula (Fig. 2.38)
- (4) Presión de cierre en superficie: Se fijó 900 lb/pg<sup>2</sup> para las cuatro primeras válvulas y 850 lb/pg<sup>2</sup> para la válvula operante.
- (5) Presión del domo:  $P_d = P_{vc} = P_{sc} + \text{peso de la columna de gas.}$
- (6) Presión en la tubería de producción: Se toma de la Fig. 2.38 excepto para la última válvula ( $P_t = 1/2 P_R = 750 \text{ lb/pg}^2$ )
- (7) Diámetro del asiento de control: Ver pasos 16 y 17
- (8) Diámetro del asiento principal: Ver pasos 16 y 17
- (9) Presión de apertura de la válvula:

$$P_{vo} = \frac{P_d}{1 - R} - P_t \text{ (TEF)}$$

- (10) Presión de apertura en superficie:

$$P_{so} = P_{vo} - \text{peso de la columna de gas.}$$

- (11) Presión del domo a 60°F (de la Tabla 2.1).
- (12) Presión de prueba en el taller:

$$P_{tro} = \frac{P_d \text{ a } 60^\circ\text{F}}{1 - R}$$

- (13) Ajuste final de los valores de  $P_{tro}$  a los múltiplos de 5 más próximos.

Observar que la colocación de las válvulas es la misma tanto para el empleo de control de tiempo como para el control por estrangulador en superficie, excepto para la válvula 5. Para esta válvula la amplitud es diferente si se tiene control por estrangulador (asiento de control igual a 7/16 pg) o control de tiempo (asiento de control igual a 5/16 pg) en superficie.

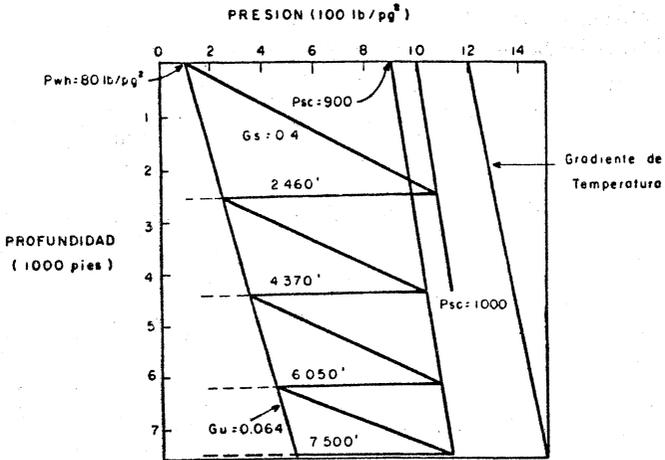


FIG. 2.38 DISEÑO PARA VALVULAS OPERADAS POR PRESION  
CON PRESION DE CIERRE EN SUPERFICIE CONSTANTE

T A B L A 2.7

Resumen de los resultados del diseño para presión de cierre en superficie constante, empleando control de tiempo o estrangulador.

No. de val.	Prof.	Temp. val.	Pso	Pvc- Pd.	Pt	Asiento pilqto	Asiento principal	Pvo	Pso	Pd 60°F	Ptro 60°F	Ajuste final
1	2460	128	900	958	238	5/16	5/16	1037	975	830	922	920 <sup>a</sup>
2	4370	142	900	1003	360	5/16	5/16	1074	965	850	944	945 <sup>a</sup>
3	6050	155	900	1043	467	5/16	5/16	1107	955	860	955	955 <sup>a</sup>
4	7200	164	900	1070	541	5/16	5/16	1128	942	870	966	965 <sup>a</sup>
5	7600	167	850	1019	750	7/16	5/8	1084	905	825	1025	1025 <sup>#</sup>
+5	7600	167	850	1019	750	5/16	5/8	1049	875	825	916	915 <sup>+</sup>

Notas:

$$Pvo = \frac{Pvc - R}{1 - R} - Pt \left( \frac{1 - R}{1 - R} \right)$$

Para un asiento de 5/16 pg: R=0.0996, (1-R) = 0.9004, TEF = 0.1106

Para un asiento de 7/16 pg: R=0.1952, (1-R) = 0.8048, TEF = 0.2425

+ para control de tiempo.

# para control por estrangulador.

& para control de tiempo, o bien estrangulador

profundidad en pie

presiones en lb/pg<sup>2</sup>

temperatura en °F

### 2.5.3.5. Procedimiento de diseño para válvulas balanceadas.

La presión en la tubería de producción no influye en la apertura de las válvulas balanceadas. Estas válvulas abren y cierran a la misma presión de la tubería de revestimiento. Deben ser cargadas con gas y probarse en el taller a 80 o 60°F.

El siguiente procedimiento sirve como una guía en el diseño de una instalación de bombeo neumático intermitente para válvulas balanceadas.

(1) Preparar una gráfica con los ejes horizontal y vertical para la presión y profundidad respectivamente, como se observa en la Fig. 2.39.

(2) Señalar a la profundidad cero el punto que resulta de restar 50 lb/pg<sup>2</sup> a la presión de arranque.

(3) Obtener el gradiente de la columna de gas con la Fig. 2.13 y a partir del punto anterior extender una línea hacia abajo hasta el fondo del pozo.

(4) Marcar la presión de operación en la superficie, y considerando el gradiente de presión de la columna de gas trazar -- otra línea hasta el fondo del pozo.

(5) Indicar en la gráfica la presión en la superficie para la tubería de producción (para bombeo neumático intermitente esta presión equivalente a la presión del separador).

(6) De la Fig. 2.31 A o 2.31 B, dependiendo del diámetro de la tubería de producción, elegir un gradiente de descarga. -- Siempre se debe utilizar un gasto de diseño ligeramente mayor al gasto de producción máximo anticipado. Este gasto de diseño es -- para propósitos de espaciamiento exclusivamente. Usar un valor -- máximo igual a 0.04 lb/pg<sup>2</sup>/pie para cualquier diámetro de tubería de producción.

(7) Trazar la línea del gradiente de descarga a partir de la presión del separador o presión de descarga en la cabeza del -- pozo.

(8) Determinar si el pozo será cargado o no con fluido de control. La primera válvula puede ser colocada al nivel estático del pozo si no se ha usado fluido de control. Para pozos cargados con fluido de control hasta la superficie, trazar el gradiente del fluido de control a partir de la presión superficial correspondiente a la tubería de producción.

(9) Si el pozo está cargado con fluido de control extender la línea del gradiente de presión correspondiente hacia abajo, -- hasta intersectar la línea de (Pvo - 50). Esto determina la profun-

profundidad de colocación de la válvula 1. Para pozos no cargados con fluido de control solo se indica, sobre la línea de presión de operación la profundidad del nivel estático del pozo que será la profundidad de colocación de la válvula 1.

(10) A partir de este punto trazar una línea horizontal, - hacia la izquierda, hasta intersectar la línea de gradiente de descarga.

(11) Desde el punto de intersección anterior trazar hacia abajo una paralela a la línea del gradiente del fluido de control hasta intersectar la línea de la presión de operación en la tubería de revestimiento. Para válvulas balanceadas establecer una diferencia de  $25 \text{ lb/pg}^2$  entre cada válvula.

(12) Construir una serie de líneas desde la superficie que difieran entre sí en  $25 \text{ lb/pg}^2$ , comenzando con la presión de operación. Estas servirán como líneas de intersección para el espaciamiento.

(13) Continuar con el espaciamiento entre la línea del gradiente de descarga y la línea de la presión de operación, hasta llegar al fondo del pozo.

(14) Ajustar y tabular la profundidad de cada válvula.

(15) En la misma gráfica dibujar la línea del gradiente -- geotérmico.

(16) Tabular la temperatura de cada válvula.

(17) Tabular las presiones de apertura en superficie para cada válvula.

(18) Completar una tabla de resultados con la profundidad de colocación de cada válvula, temperatura, presión de apertura en superficie, ajuste a  $60$  u  $80^\circ\text{F}$  y la presión de operación de cada válvula. Realizar el ajuste a  $80$  o  $60^\circ\text{F}$  con las Tablas 2.1 o Figura 2.40.

(19) Efectuar cualquier ajuste necesario en la colocación de las válvulas.

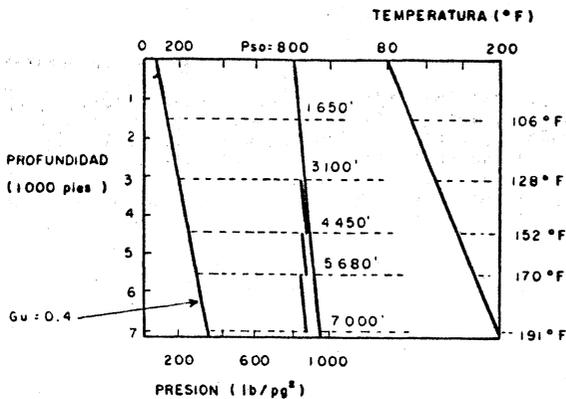


FIG. 2.39 DISEÑO PARA VALVULAS BALANCEADAS

Ejemplo 20:

Pozo con baja productividad usando válvulas balanceadas.

Datos:

Tubería de producción = 2 pg.

Tubería de revestimiento = 5 1/2 pg. (17 lb/pie)

Profundidad del empacador = 7030 pies

Intervalo perforado: 7050 a 7060 pies

Presión del separador = 50 lb/pg<sup>2</sup>

Presión de arranque = 850 lb/pg<sup>2</sup>

Presión de operación = 800 lb/pg<sup>2</sup>

Densidad relativa del gas = 0.60 (aire = 1.0)

Densidad del aceite = 35 °API

Temperatura de la formación = 192 °F

Temperatura de flujo en la superficie = 80 °F

Gradiente del fluido de control = 0.5 lb/pg<sup>2</sup>/pie.

Índice de productividad, IP: desconocido.

Otros pozos con características similares en el mismo campo, producen entre 20 y 100 bl/día (aceite de 35°API).

Procedimiento:

(1) Preparar una gráfica con las escalas mostradas en la Fig. 2.39.

(2) Marcar el punto  $(P_{ko} - 50) = 850 - 50 = 800 \text{ lb/pg}^2$ .

(3) Considerando  $P_{so} = 800 \text{ lb/pg}^2$  y la densidad relativa del gas = 0.60, con la Fig. 2.13 se obtiene un gradiente de presión para la columna de gas igual a  $17 \text{ lb/pg}^2/1000 \text{ pies}$ .

Trazar hasta el fondo la línea correspondiente.

(4) Señalar en la gráfica la presión de operación en superficie, la cual es la misma que  $(P_{ko} - 50)$  para este problema. Y extender una línea hacia abajo de la misma forma que en el punto anterior.

(5) Marcar la presión de la tubería de producción en superficie igual a  $50 \text{ lb/pg}^2$ , que es también la presión del separador para bombeo neumático intermitente.

(6) De la Fig. 2.31 B el gradiente de descarga es igual a  $0.04 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$  para un gasto de diseño igual a  $100 \text{ bl/día}$ .

(7) A partir de la presión en la cabeza del pozo trazar - hacia abajo la línea del gradiente de descarga igual a  $0.04 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$ .

(8) Construir la línea del gradiente del fluido de control igual a  $0.50 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$ , y a partir de una presión cero en superficie.

(9) Extender esta línea hasta intersectar la correspondiente a las  $800 \text{ lb/pg}^2$ , estableciéndose la profundidad de colocación de la válvula 1 a  $1650 \text{ pies}$ .

(10) A partir del punto anterior dibujar una horizontal -- hacia la izquierda hasta que intersecte la línea del gradiente -- de descarga.

(11) Trazar una paralela a la línea del gradiente del fluido de control hasta intersectar la relativa a  $P_{so} = 800 \text{ lb/pg}^2$ .

(12) Considerando una diferencia de  $25 \text{ lb/pg}^2$  trazar la -- línea de presión de operación, obteniéndose valores de  $775$ ,  $750$ ,  $725$  y  $700 \text{ lb/pg}^2$ .

(13) Continuar con el procedimiento de espaciamento hasta el fondo del pozo. Para la válvula 3 la intersección se hará con la línea de  $775 \text{ lb/pg}^2$ ; para la válvula 4, con la línea de  $750 \text{ lb/pg}^2$ ; etc.

(14) Las profundidades de colocación de las válvulas serán 1650, 3100, 4450, 5680, 6800 y 7000 pies. Debido a que las válvulas 5 y 6 están muy cercanas colocar la válvula 5 a 6600 pies de profundidad (separada sólo 400 pies de la válvula 6).

(15) Dibujar la línea del gradiente de temperatura comenzando con 80°F en la superficie y hasta los 192°F en el fondo -- del pozo.

(16) Tabular las temperaturas de cada válvula que serán 106, 128, 152, 170, 185 y 191°F, respectivamente.

(17) Las presiones de apertura en superficie para cada -- válvula serán: 800, 775, 750, 725, 700 y 675 lb/pg<sup>2</sup>.

(18) Preparar una tabla de resultados semejante a la Tabla 2.8. Las presiones de prueba a 80°F se determinaron con ayuda de la Fig. 2.40.

(19) No se requiere hacer ningún ajuste a este arreglo.

Debido a que las válvulas están diseñadas con 25 lb/pg<sup>2</sup> -- de diferencia entre sus respectivas presiones de apertura en superficie no existirá interferencia. Observar que las presiones de prueba en el taller a 80°F también difieren entre sí. No hay que preocuparse por la presión en la tubería de producción, es decir en las características de llenado del pozo, ya que dicha presión no influye en la apertura de este tipo de válvulas. Por lo tanto, las válvulas pueden abrir bajo cualquier carga en la tubería de producción.

T A B L A 2.8  
 Resumen de los resultados para válvulas balanceadas.

No. de Vál.	Profun.	Temp. de vál.	Pso	Pvo	Ptro 80°F
1	1650	106	800	830	780
2	3100	128	775	835	745
3	4450	152	750	835	710
4	5680	170	725	830	670
5	6600	185	700	815	650
6	7000	191	675	795	630

Nota:

Presiones en lb/pg<sup>2</sup>  
 Profundidad en pies.

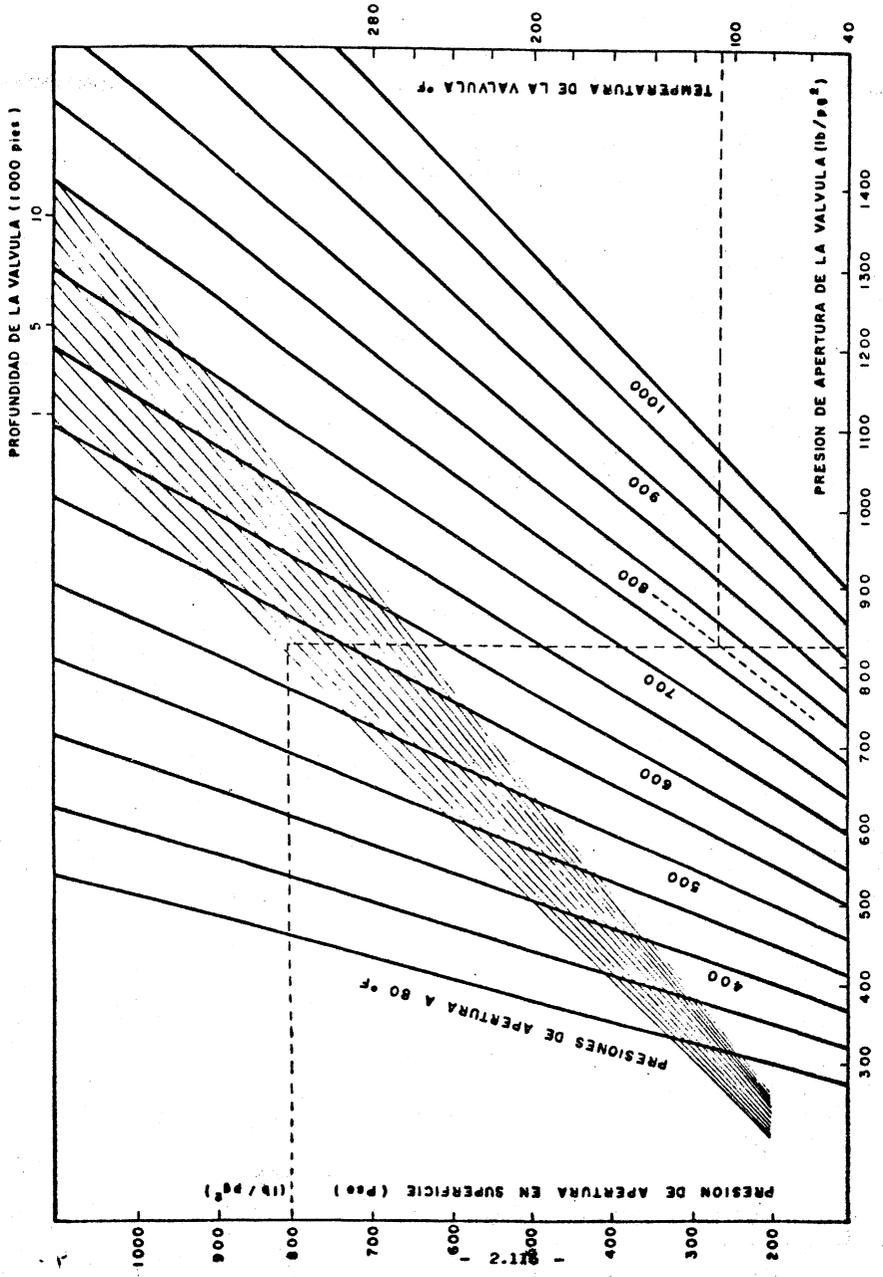


FIG. 2.40 PRESION DE PRUEBA DE LA VALVULA A 80 °F

## 2.6. OPERACION DE SISTEMAS DE BOMBEO NEUMATICO.

El éxito o el fracaso de cualquier instalación de bombeo neumático, radica casi exclusivamente en el personal que la maneja.

Aunque las válvulas de BN se han perfeccionado al grado de que son por lo menos parcialmente automáticas, las instalaciones requieren estrecha vigilancia tanto en la etapa de descarga como durante el período de ajustes, hasta que la inyección de gas se ha regulado debidamente.

Descarga. - Una vez instaladas las válvulas de BN, el paso siguiente es la descarga de los fluidos del pozo.

La finalidad de la operación es la de permitir que el gas llegue a la válvula neumática de trabajo sin excesivas presiones iniciales, para conseguir la estabilización del régimen de producción.

Cuando en un pozo se instalan válvulas neumáticas por primera vez, el espacio anular tal vez se encuentre lleno de fluido (generalmente lodo) que se ha usado para controlarlo. Y, según sea el sistema de producción que se elija, ya sea de flujo continuo o por etapas, el pozo debe descargarse continuo o intermitentemente.

Flujo continuo. - El hecho de que un pozo debe producir continuamente, no indica que no pueda descargarse intermitentemente. Casi siempre en la TP, se puede crear una caída de presión más baja -- por descarga intermitente, que por descarga continua. Sin embargo, para producción continua los pozos suelen descargarse continuamente, y para flujo intermitente se descargan por etapas.

La Fig. 2.41 muestra una operación de descarga continua. Se observa que el aparejo de producción tiene cuatro válvulas de BN y que sus correspondientes presiones de operación son de -- 625,600,575 y 550 lb/pg<sup>2</sup>. Suponiendo que para empezar, el pozo es



tá lleno de fluido de control hasta la superficie. Para descargarlo se siguen los pasos que indica el diagrama.

PASO 1. El gas se inyecta lentamente en el espacio anular a través de una válvula de aguja (estrangulador). Inmediatamente el fluido de control empieza a salir por la TP.

La práctica común es la de descargar el fluido en una presa, hasta que empiece a salir gas a través de la primera válvula, o hasta que en la corriente aparezca gas. Es importante efectuar la operación lentamente, para que los fluidos que pasan por las válvulas no las dañen.

PASO 2. A medida que el espacio anular se le aplica gas continuamente, la presión en la TR debe subir gradualmente para que el fluido siga ascendiendo por la TP, ya que dicho fluido sube en forma de U, del espacio anular a la TP.

PASO 3. La válvula No. 1 (de 625 lb/pg<sup>2</sup>) no tarda en quedar al descubierto, ya que el gas pasa a la TP. Esto se observa en la superficie por el aumento instantáneo de la velocidad del flujo que sale por el extremo de la TP.

PASO 4. La descarga del pozo es una mezcla de gas y líquido y la presión en la TR se estabiliza a 625 lb/pg<sup>2</sup>, que es la presión de operación de la válvula No. 1. Para no desperdiciar gas, el flujo puede derivarse hacia los separadores de campo.

PASO 5. La inyección del gas en el espacio anular hace que el nivel de líquido siga bajando hasta que la válvula No. 2 (600 lb/pg<sup>2</sup>) queda al descubierto. La válvula queda al descubierto debido a que el gradiente es aligerado considerablemente por el gas.

Por ejemplo: si el fluido de control tiene un gradiente de 0.50 lb/pg<sup>2</sup>/pie, con la inyección del gas puede bajar a unas 0.10 lb/pg<sup>2</sup>/pie en la TP.

Si la distancia hasta la válvula No. 1 es de 1250 pies, el gradiente de presión a tal distancia cambia de 1250 x 0.5 = 625 lb/pg<sup>2</sup> a 1250 x 0.10 = 125 lb/pg<sup>2</sup>, o sea una diferencia de 500 lb/pg<sup>2</sup>.

La presión de la TP cuando el gas empieza a pasar por la válvula No. 1, es de 50 lb/pg<sup>2</sup>, en la superficie más 1250 x .10 = 50+125=175 lb/pg<sup>2</sup>. Quedan entonces 625-175 = 450 lb/pg<sup>2</sup>, para tra bajar el pozo hasta la válvula No. 2. Así se determina también el espaciamiento de la válvula No. 2, el cual es de 450/0.50, o sea 900 pies. La válvula No. 2, se instala a 2150 (900+1250) pies.

PASO 6. Tan pronto la válvula No. 2 queda descubierta, el gas entra en ella a 2150 pies.

La presión de la TR además baja a 600 lb/pg<sup>2</sup>, ya que la -- válvula No. 2 funciona a 25 lb/pg<sup>2</sup>, menos que la No. 1.

El gradiente de presión, en la TP, baja a 0.10 lb/pg<sup>2</sup>/pie de la válvula No. 2 a la superficie; y la presión de la TP en el sitio de instalación de la válvula No. 2 es de 50 lb/pg<sup>2</sup> (en la superficie)\* (0.10) (2150) = 50+215=265 lb/pg<sup>2</sup>. Queda así una diferencia de 335 lb/pg<sup>2</sup> (600-265) para llegar hasta la válvula No. 3, situada a 2820 pies ((335/0.5)+2150).

PASO 7. El gas se inyecta continuamente hasta llegar a la válvula No. 3 y la operación se repite hasta llegar a la No. 4. - Durante la descarga del pozo, la presión de fondo baja al punto en que los fluidos de la formación empiezan a entrar en el fondo de la TP.

En ese momento la composición de los fluidos en la TP empieza a cambiar, transformándose en una mezcla de los fluidos que se están desplazando del espacio anular y los que salen de la formación. Cuando tal cosa ocurre, la producción de descarga del pozo tiende a bajar, hasta que se llega a la válvula de operación.

PASO 8. Tan pronto se llega a la válvula No. 4 (a 3306 -- pies), la TR se estabiliza a 550 lb/pg<sup>2</sup>. de presión de operación en la superficie y el pozo entra en producción.

El método de descarga continua debe ser de operación ininterrumpida. Las válvulas se espacian de modo que el pozo se descargue por sí mismo, controlándose el gas en la superficie. Si por alguna razón el pozo no descarga, iniciése la inyección y descargas intermitentes, según se indica a continuación.

Flujo intermitente. - Si de antemano se sabe que un pozo dado debe adaptarse para bombeo neumático intermitente, Fig. 2.42 (por ejemplo 60 bl/día a 8000 pies), dicho pozo se puede descargar con menos válvulas que en una instalación de flujo continuo.

Los factores de gradientes de descarga se indican en la -- Fig. 2.31 (A y B). Se observa que los gradientes dependen del régimen previsto de producción y del diámetro de la TP.

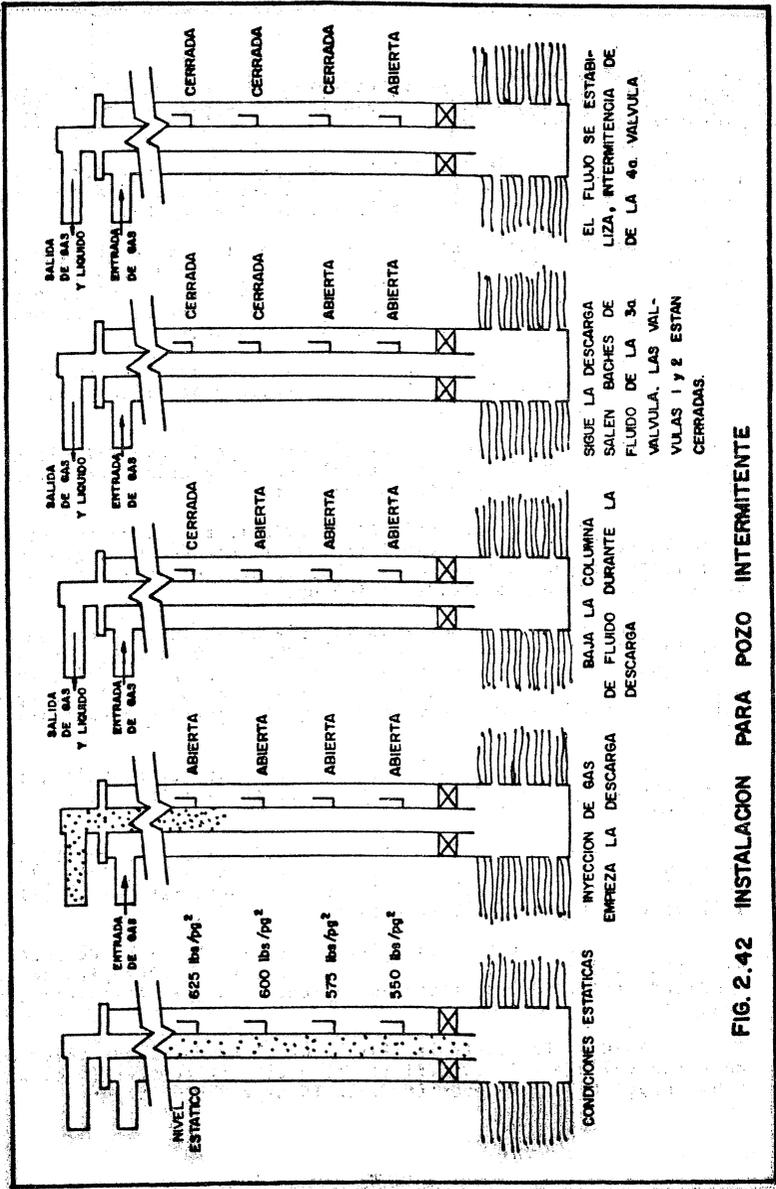


FIG. 2.42 INSTALACION PARA POZO INTERMITENTE

Puesto que casi todos los pozos intermitentes producen de 50 a 200 bl/día, el gradiente de 0.40 lb/pg<sup>2</sup>/pie suele bastar para efectuar la descarga.

La descarga intermitente es en principio, muy parecida a la continua, con la excepción de que la descarga de fluidos se desaloja hacia la superficie por "pistoneo" y en baches.

Por ejemplo: en un pozo como el de la Fig. 2.42, que tiene el mismo número de válvulas que el de la Fig. 2.41 (flujo continuo), la válvula No. 1 se colocaría también a 1250 pies si el pozo estuviera lleno de fluidos de control hasta la superficie. Los pasos para llevar a cabo la descarga son los siguientes:

PASO 1. El pozo se descarga del mismo modo que en el método de inyección continua hasta que la válvula No. 1 queda al descubierto.

PASO 2. Mediante un control de tiempo de una válvula de -- aguja instalada en la superficie, el pozo se gradúa para intervalos breves y cortos períodos de inyección.

Un buen comienzo sería el de fijarle al gas de inyección un ciclo de 10 min., con sólo 1 min. de inyección, para que quede suficiente margen de tiempo entre los baches, especialmente hasta que se llegue a la profundidad interior.

Tan pronto como desde la válvula No. 1 se desaloje un bache, la caída de presión es de  $(0.4)(1250) = 50 \text{ lb/pg}^2$ , contra 125 lb/pg<sup>2</sup> que es la de pozos de descarga continua. En la práctica, el gradiente de descarga se puede reducir a menos de 0.4 lb/pg<sup>2</sup>/pie, pero esa cifra contiene un buen margen de seguridad para fines de diseño.

PASO 3. Los líquidos que contiene el espacio anular, siguen pasando a la TP, del mismo modo que en el método de descarga continua.

La válvula No. 2, queda a más profundidad. Con 50 lb/pg<sup>2</sup> de presión en la superficie, la presión total en la TP a 1250 pies es de  $50 + (0.40 \times 1250) = 100 \text{ lb/pg}^2$ . Quedan, pues, 525 lb/pg<sup>2</sup> (625 - 100) para llegar hasta la superficie.

El espacio entre las válvulas No. 1 y No. 2 es de 1050 - - pies (525/.5) o sea que la válvula No. 2 queda a 2300 pies de profundidad contra 2150 pies que es la requerida para descargar continuamente.

PASO 4. En cuanto la válvula No. 2 queda al descubierto, de dicha válvula a la superficie, el gradiente de presión es de -- 0.04 lb/pg<sup>2</sup>/pie. y la presión de la TR baja a 600 lb/pg<sup>2</sup>.

En la válvula No. 2, la presión de la TP es entonces de  $50 + (0.04) \times (2300) = 142 \text{ lb/pg}^2$ , o sea que quedan  $458 \text{ lb/pg}^2$  ( $600 - 142$ ) para llegar a la válvula siguiente. El espaciamiento hasta la válvula No. 3 es de 916 pies y queda a 3216 pies ( $2300 + 916$ ), - contra 2820 pies que es la profundidad en el método continuo.

PASO 5. Lo mismo acontece hasta que la válvula No. 4. des-  
carga a 4008 pies.

La duración del ciclo se gradúa seguidamente para satisfa-  
cer las características de producción del pozo.

Observa que para flujo intermitente, con el mismo número  
de válvulas se alcanza una profundidad de 4008 pies, en tanto que  
para descarga continua sólo se llega a los 3306 pies.

En descarga intermitente, en ciertos casos, es difícil pa-  
sar de una válvula a otra. Si tal cosa ocurre, una de las reglas  
prácticas consiste en aliviar en la superficie toda la contrapre-  
sión y usar exceso de gas para descargar el pozo.

A profundidades mayores, un buen ciclo de descarga es de  
1.5 por la profundidad en pies/1000 pies, con un ciclo tal, la --  
válvula tiene un tiempo de cierre y, por consiguiente, de crear -  
mínima presión en la TP. Tal efecto es especialmente importante -  
si se desea llegar a una válvula situada más abajo.

Controles superficiales.- Muchos de los medios existentes  
para controlar la inyección de gas en los pozos. El tipo de insta-  
lación (intermitente o continua), determina en alto grado la cla-  
se de control requerido.

Hay casos también en los que las condiciones adversas (la  
congelación por ejemplo) influyen la elección de controles. A  
continuación se mencionan varios tipos de controles superficiales,  
tanto para instalaciones intermitentes como continuas.

a) Estrangulador.- En flujo continuo, el estrangulador es  
el medio más sencillo y eficaz para controlar la instalación - --  
(Fig. 2.43). El estrangulador se instala en la línea de inyección  
de gas y se elige un diámetro adecuado para que dé paso a la TP -  
al volumen prescrito de gas.

Para determinar el tamaño preciso del estrangulador se re-  
quiere emplear una ecuación conveniente de acuerdo a las caracte-  
rísticas del pozo. Los estranguladores variables simplifican la -  
obtención del tamaño adecuado, pero son más propensos al congela-  
miento. Para solventar ese problema, el estrangulador puede alo-  
jarse dentro de una camisa, a través de la cual se hace pasar la  
corriente caliente del pozo.

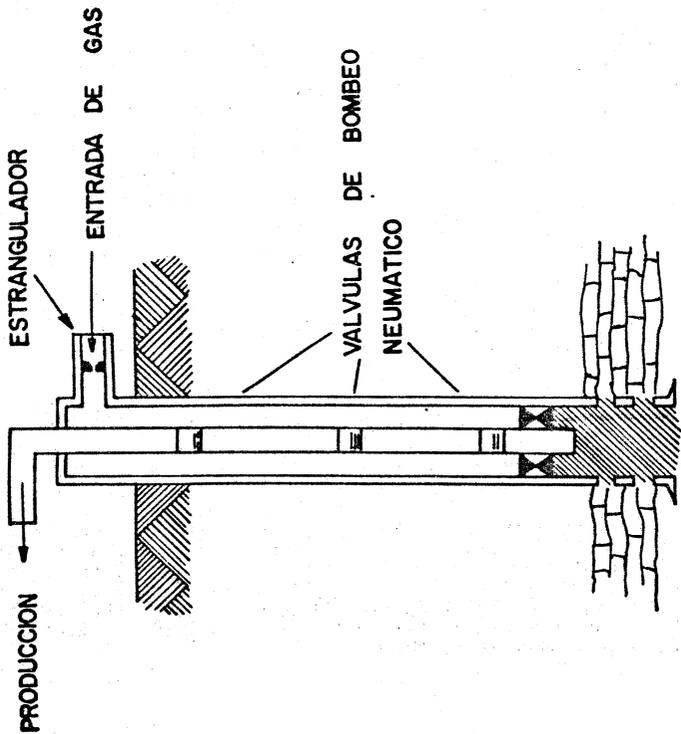


FIG. 2.43 VALVULA DE AGUJA DE ESTRANGULADOR

El único inconveniente de la camisa calefactora es la contrapresión adicional que puede ocasionar en la superficie, a causa de sus curvas y restricciones.

Para alcanzar el mismo objetivo del estrangulador, a veces se instala una válvula de aguja. Esta es muy parecida al estrangulador graduable y también tiene casi los mismos problemas.

Los pozos de flujo intermitente que tienen válvulas desbalanceadas de BN (pero de adecuada diferencia de presiones de apertura y cierre), también se puede controlar con estranguladores.

Este tipo de control, sin embargo, requiere máxima atención para determinar el tamaño indicado de estrangulador superficial. El régimen de inyección de gas debe cronometrarse para que coincida con las características de producción del pozo.

Por ejemplo, tal vez es deseable activar un pozo cada 30 min., abrir las válvulas a 750 lb/pg<sup>2</sup> y cerrarlas a 700 lb/pg<sup>2</sup>. -- Eso significa que el estrangulador debe de producir un incremento de presión en la TR de 50 lb/pg<sup>2</sup> (de 700 a 750), en media hora.

Otros pozos tal vez requieren el mismo incremento de presión en dos horas o en varios intervalos, según sean las características de productividad.

En la mayoría de los casos, el estrangulador es el indicado para pozos intermitentes en los que la fuente de gas es escasa y en los cuales conviene aprovechar el espacio anular para almacenarlo.

El estrangulador es un buen medio de control, pero debe tenerse extremo cuidado en la elección de las válvulas que tengan -- la requerida diferencia de presión de cierre y apertura, es decir que den entrada al volumen adecuado de gas.

Si la diferencia es muy grande, el consumo de gas se incrementa notablemente y si es muy pequeña, el pozo se carga de líquido, ya que el gas no es suficiente para desalojarlo.

El estrangulador, por otra parte, puede agravar los problemas de congelamiento. Para esta tarea, el dispositivo más apropiado suele ser una válvula intermitente de fuelle y, entre éstas, -- la mejor es la que tiene gran diferencia entre las presiones de -- apertura y de cierre o que es marcadamente sensible a la presión -- en la TP.

Varios son los medios existentes para controlar la inyección de gas en los pozos de BN. Según se vio, el tipo de instalación determina en alto grado la clase requerida de control. El uso de reguladores, conjuntamente a los estranguladores, es común en --

ambas clases de instalaciones, pero su aplicación difiere un tanto.

Flujo intermitente, el control de tiempo se pone en serie con el estrangulador. Eso se hace para que, cuando la presión en la TR llegue al punto deseado, el regulador cierra la entrada de la presión se incremente en la TP al valor predeterminado (Fig. 2.44.) Por eso el tamaño del estrangulador no es tan crítico. Generalmente puede instalarse un estrangulador algo más grande de lo normalmente necesario, ya que el regulador le impide que deje entrar demasiado gas en el espacio anular.

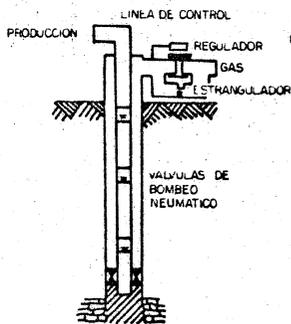
Por ejemplo, en el caso citado anteriormente se necesitan 30 min. para que la presión subiera 50 lb/pg<sup>2</sup> (de 700 a 750). Si el estrangulador permitiera que tal aumento ocurriera en sólo 20 min., el regulador cortaría el paso al gas al llegar a la presión de cierre (750 lb/pg<sup>2</sup>). Tal arreglo suele denominarse de control por estrangulador con cierre por presión de la TR.

La válvula no se abre hasta que la carga de fluido en la TP, suba lo suficiente para accionarla. Aunque la acumulación de presión en la TR ocurre en 20 min. los ciclos siguen siendo de 30 min. dadas las características de la válvula.

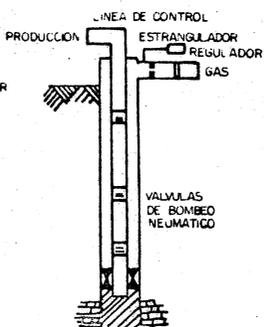
Otra aplicación de ese tipo de control es la de pozos en los que el volumen necesario de gas no logra entrar mientras la válvula permanece abierta. Por ejemplo, si la diferencia de presión para mantener la válvula abierta es de 50 lb/pg<sup>2</sup>, tal vez la cantidad entrante de gas no baste para levantar la carga de líquido. En tal caso, el tamaño del estrangulador de superficie puede ser igual a la mitad del orificio de la válvula de BN.

Cuando la válvula de BN se abre y baja la presión en la TR, el regulador se abre y deja entrar el volumen adicional necesario de gas para levantar la carga de fluido. Puesto que el orificio de la válvula es mayor que el estrangulador, la presión de la TR sigue bajando y la válvula se cierra. Cuando eso ocurre, el estrangulador sigue dando paso al gas hasta que se alcance la presión determinada de apertura en la superficie. El pozo queda entonces listo para que la próxima carga de fluido abra la válvula.

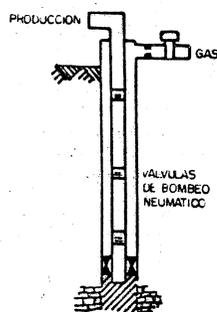
Flujo continuo, el regulador se puede colocar en paralelo con el estrangulador para compensar las presiones fluctuantes del gas de inyección, Fig. 2.45. Por ejemplo, si se trata de mantener 700 lb/pg<sup>2</sup> en la TR, lo conveniente es instalar un estrangulador de 8/64" de 800 lb/pg<sup>2</sup> en el circuito anterior. En ocasiones, tal vez la presión del circuito anterior baje a 750 lb/pg<sup>2</sup> y la de la TR a menos de 700 lb/pg<sup>2</sup> aunque haya bajado la presión del circuito anterior.



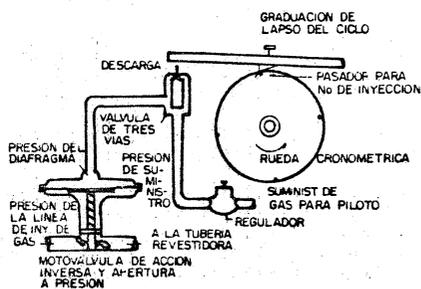
**FIG.2.44 REGULADOR EN SERIE**



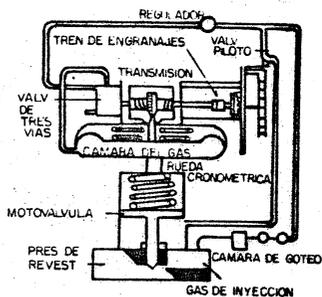
**FIG.2.45 REGULADOR EN PARALELO**



**FIG.2.46 CONTROL DE INTERMITENCIA**



**FIG.2.47 CONTROL DE TIEMPO MANUAL**



**FIG.2.48 CONTROL DE TIEMPO AUTOMATICO**

El control de tiempo, no se recomienda para flujo continuo, salvo en aquellos casos en los que la congelación impide el uso de estrangulador. Instalando un control de tiempo para ciclos cortos y rápidos, el gas necesario se inyecta a través de un asiento grande y se elimina la congelación.

El flujo intermitente, el control de tiempo es el medio -- más común de controlar la inyección de gas. En la superficie, el regulador se puede graduar casi a cualquier intervalo de inyección. La graduación se hace mediante la simple remoción de pasadores o cambiando el número de revoluciones del cronómetro. Se puede por ejemplo, ajustar para que inyecte durante 1 min. cada 30 min., 2 min. La Fig. 2.46 muestra un regulador superficial típico para inyectar gas. La Fig. 2.47 muestra un cronómetro común de cuerda y la Fig. 2.48 otro cronómetro automático carente de cuerda.

En instalaciones de tubería macarroni es necesario tomar ciertas precauciones:

Los volúmenes de gas de inyección deben bajar por un espacio muy restringido, entre los tubos delgados y la IP. Tal inconveniente puede conducir a la acumulación del gas, especialmente en bombeo neumático intermitente, en el cual el gas es inyectado periódicamente mediante un regulador situado en la superficie.

Al abrirse el asiento grande del regulador, lo probable es que el gas se inyecte tan rápidamente que la presión se acumule en el tramo inicial del pozo, cerca de la superficie, y abra las válvulas superiores. Tal situación se puede eliminar colocando un estrangulador en el circuito anterior o posterior al regulador, a fin de reducir el régimen de inyección cuando se abre el regulador. Así se evita que se abran las válvulas de arriba y se logra que el gas baje hasta la válvula más profunda.

Instalaciones nuevas. - Durante la instalación de un aparato de BN ya sea en un pozo recién terminado o durante el reacondicionamiento de uno antiguo, deben seguirse los siguientes pasos:

1. - Antes de instalar las válvulas éstas se deben probar para cerciorarse de que abran a las presiones deseadas.
2. - Es preciso que el pozo esté completamente limpio. Para dejarlo listo, el lodo se debe circular varias veces. Si en el pozo han quedado materiales indeseables (cal blanda, -- por ejemplo), las válvulas se tapan rápidamente y para des-taparlas hay que sacar la tubería de producción.
3. - Las válvulas se instalan en la tubería de producción, en las posiciones predeterminadas. Evítese usar llaves o tenazas que puedan maltratarlas.

- 4.- Una vez instalado el aparejo de producción con sus válvulas es necesario desalojar el lodo del pozo. El modo de lograr ese objetivo, naturalmente, depende del tipo de terminación que se haya empleado en el pozo.

Un buen medio de hacerlo consiste en instalar una camisa de circulación de puerta lateral corrediza inmediatamente arriba del empacador y meterla en posición abierta. El empacador se fija y, una vez puestos los nipples necesarios en el "árbol de conexiones", se inicia la circulación. Si las válvulas son de flujo, el lodo se desaloja bombeando por la TP y evacuando por la tubería de revestimiento.

El lodo suele desplazarse con aceite o con agua. Al comenzar el bombeo, la presión se debe incrementar una o dos veces para cerciorarse de que se cierran las válvulas de retención inversa de las válvulas de BN. En ningún caso es permisible bombear por la TR, a través de las válvulas de BN.

- 5.- Ya desalojado el lodo, el pozo se puede descargar con gas. Para entonces se puede cerrar la camisa de circulación; a menos que se prefiera descargar primero el pozo. Si éste ha de funcionar en forma intermitente y se sabe de antemano que debe trabajar a base de la presión de fondo, la camisa de circulación abierta indica cuando se ha descargado totalmente la TR.

- 6.- Para descargar el pozo, el gas de inyección debe pasar en la superficie por un estrangulador pequeño para que la descarga sea efectiva.

A menos que se espere que el pozo sea fluyente, la TP se debe dejar totalmente abierta. Para iniciar la descarga el gas debe empezar a inyectarse lentamente. El régimen de inyección se puede graduar a medida que se observa la corriente de descarga. Esta suele ser igual a la capacidad máxima de la TP hasta que se llega a la primera válvula.

No es aconsejable aplicar inmediatamente toda la presión de la línea sobre la TR, ya que así se impone presión diferencial adicional sobre todos los fuelles de las válvulas de BN. Y si éstas tienen pilotos tipo diferencial, la presión excesiva en la TR las mantiene en posición de cerradas.

- 7.- Tanto los pozos intermitentes como los de flujo continuo, se pueden descargar ininterrumpidamente hasta la primera válvula (siempre que, al comenzar, el pozo haya estado lleno hasta la superficie).

- 8.- Si el pozo se ha de descargar en forma intermitente después de que la descarga llega a la primera válvula se puede poner bajo ciclos de 5 a 10 min., e inyectar amplio volumen de gas para que cada vez salga a la superficie un buen bache. A medida que se van alcanzando las válvulas situadas a más profundidad conviene aumentar la duración de los ciclos. El aumento, en minutos, es generalmente de 1.5 por la profundidad en pies y multiplicado por mil.
- 9.- Terminada la descarga del pozo, si la camisa sigue abierta, se cierra con equipo de línea de acero y el pozo se pone en producción.

Hasta cierto punto la mejor forma de graduar el volumen de gas es la de tanteo, aunque la experiencia y el análisis a fondo del diseño de la instalación es la manera correcta.

El reacondicionamiento de instalaciones de BN se puede necesitar varias veces durante la etapa de producción de los pozos. Las causas más comunes son daños o defectos de las válvulas.

Por regla general, las instalaciones nuevas suelen funcionar sin contratiempos durante dos o tres años, al cabo de los cuales las válvulas en muchos casos siguen todavía en buenas condiciones. Aún así, y no importa en que condiciones se encuentren, es recomendable reemplazarlas dentro de un plazo prudente.

Si cada vez que se reacondiciona el pozo se sacan las válvulas usadas para examinarlas y probarlas, la demora puede costar mucho dinero, ya que el equipo y reparación debe permanecer ocioso hasta que las válvulas se devuelvan del taller. Por eso, en la mayoría de los casos resulta más práctico y económico colocar válvulas nuevas y éstas son garantía de funcionamiento sin contratiempos, al menos durante un largo tiempo.

El procedimiento de instalación depende de cómo se encuentre el pozo: lleno de lodo, de salmuera o vacío. Si el pozo se ha de controlar con lodo, sígase el procedimiento indicado para pozos recién perforados. Si ha de controlarse con fluidos tales como salmuera, lodo, etc., el procedimiento es el mismo, pero a partir del paso (6) arriba indicado. Y si el pozo ha de permanecer vacío, debe empezarse por el paso (8).

Si el pozo se ha de controlar con lodo o con fluido antes de sacar el aparejo de producción, el fluido se debe bombear por dicha tubería y extraerse por la TR. Así se evita la acción corrosiva del fluido sobre las válvulas de BN.

Si las válvulas se deben inspeccionar en la superficie una vez removidas del pozo, lávense con agua para remover la parte seca del lodo y demás materias extrañas. Dentro del pozo, una deter

minada válvula puede funcionar perfectamente, pero una vez sometida a la acción del lodo o del fluido de control tal vez falle sin estar dañada, simplemente porque puede habersele formado (disecado) materiales sólidos y en las piezas móviles.

Casi siempre lo indicado es enviar las válvulas usadas al taller de instrumentos para ser probadas y recalibradas si es necesario.

Si el reacondicionamiento del pozo requiere fracturamiento o acidificación, las instalaciones de BN deben ser objeto de precauciones adicionales. Por ejemplo, si bien el espacio anular tal vez sólo contenga gas, la presión resultante (proveniente sólo del gas) actúa sobre el empacador. Si éste es corriente, carente de cuñas, lo más probable es que se desprenda al aplicar presión en la superficie, sobre la TP. En muchos casos los empacadores -- simples de producción se mueven con sólo llenar con líquido la -- TP. Equilibrando las fuerzas que tienen a mantener fijo el empacador, con las que tienden a moverlo hacia arriba, puede determinarse la presión que debe aplicarse en la superficie.

#### Incremento de producción en un pozo de bombeo neumático modificando el equipo superficial y subsuperficial.

La producción de crudo (petróleo) de una plataforma de 20 pozos casi se duplicó luego de efectuar los cambios subsuperficiales en los pozos, sugeridos por un análisis crítico en el sistema de BN.

En un sólo pozo la producción se incrementó de 620 a 2280 bl/día. El análisis que puede usarse en cualquier sistema de BN -- comprendió cinco pasos:

- 1.- Determinar la temperatura y la presión de flujo.
- 2.- Revisar el tamaño de la tubería de producción, para obtener el gasto máximo de flujo.
- 3.- Verificar la presión de BN, a fin de ver si es lo suficientemente alta para inyectar gas cerca del fondo de la TP.
- 4.- Estudiar cuidadosamente la equidistancia (espaciamiento) de las válvulas de BN.
- 5.- Revisar todo el sistema para encontrar formas de reducir la presión en el cabezal.

De este análisis surgieron recomendaciones para efectuar ciertos cambios en el sistema de BN de los pozos. Los cambios específicos efectuados en el pozo cuya producción aumentó de 620 -- bl/día a 2280 bl/día fueron:

- a) Se aumentó la TP de 2 3/8" a 3 1/2".

- b) Se aumentó la presión de trabajo de 900 a 1300 lb/pg<sup>2</sup>
- c) Se redujo el espaciamento entre las válvulas y su número de aumento de 8 a 14.
- d) Se retiró el cabezal todo lo que pudiera restringir el flujo.

Se añadió además, otro compresor y se modificó el sistema de distribución del gas, para aumentar así la presión de suministro en el cabezal.

Con evaluaciones y modificaciones de un sistema, la producción de los pozos de BN puede aumentar, pues los puntos críticos de un sistema continuo son:

El tamaño de la TP, la presión de BN, la disposición de las válvulas del pozo y la contrapresión en la superficie.

Al corregir cualquiera de esos factores mejora el sistema. Pero al mejorar todos el sistema es mucho más eficiente.

La tubería de producción de reducido diámetro es uno de los errores más comunes en el sistema de BN de flujo continuo y alto volumen.

En muchos casos se instala TP de 2 3/8", en pozos que inicialmente son fluyentes. Cuando el BN se hace necesario debido a la baja presión de fondo o al aumento de volumen de agua, se instalan válvulas para el BN. En el caso indicado, la TP de 2 3/8" resultó insuficiente y fue necesario instalar tubería de 3 1/2" y de hasta 4 1/2" para manejar el aumento del volumen de flujo.

Los cabezales, las líneas de flujo y los separadores, en muchos casos se diseñan para pozos fluyentes y no se cambian cuando se hace necesario el BN. Sin embargo, el cabezal y otros accesorios en la superficie deben cambiarse a un tamaño que debe ser por lo menos igual o mayor que el de la TP.

Deben eliminarse todas las curvas de 90° y reemplazarse por curvas cerradas. Deben retirarse todas las restricciones al flujo, incluso estranguladores y válvulas tipo macho.

Para pérdidas de presión mínimas la línea de flujo debe ser, por lo menos, un tamaño más grande que el de la TP. Fig. 2.49.

La tubería de fibra de vidrio en la actualidad es ampliamente usada en la industria petrolera. En el mismo tamaño nominal que la de acero, tiene mayor diámetro interior y menor coeficiente de fricción.

Al instalar un sistema de BN se sobrecarga el colector del separador. No es raro encontrar hasta 10 pozos conectados a un colector de 4".

Se pueden eliminar pérdidas de presión de 5 a 15 lb/pg<sup>2</sup> -- instalando colectores de mayor diámetro y válvulas de apertura total. La Fig. 2.50 muestra un colector de separador típico, antes y después de efectuar los cambios. La contrapresión en el cabezal se puede reducir fácilmente entre 50 y 75 lb/pg<sup>2</sup> con sólo efectuar los cambios indicados en el cabezal en el colector y reemplazando la línea de flujo. Fig. 2.49.

La reducción de presión en el cabezal es una de las modificaciones más fáciles de llevar a cabo. Por ejemplo, una reducción de presión en la superficie de 40 lb/pg<sup>2</sup> permite un punto de inyección más bajo de 8575 pies a 8800 pies, lo que cambia de presión de fondo de 1790 a 1720 lb/pg<sup>2</sup>.

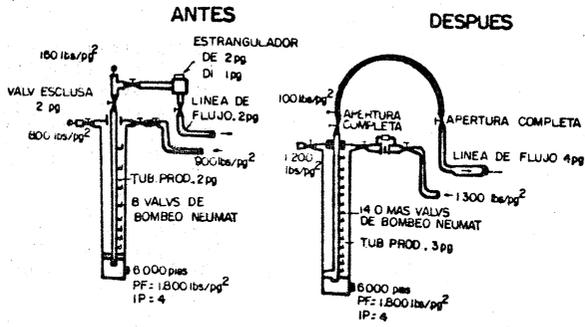
En proyectos de BN es importante tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

- 1.- En todos los casos posibles, deben usarse solamente válvulas - que generen una mínima restricción interna, tales como las colocadas exteriormente a la tubería, de apertura completa.
- 2.- Las válvulas de funcionamiento a presión se pueden controlar en la superficie y se puede regular la producción mediante el volumen de gas que se inyecte en la superficie. A medida que las condiciones de los fluidos proporcionados por la formación productora cambian, se modifica también el funcionamiento de las válvulas. Los pozos equipados con esas válvulas son generalmente más fáciles de limpiar, después de trabajos de reacondicionamiento y tratamientos químicos.
- 3.- No debe pasarse por alto la posible necesidad de usar un gran número de válvulas. Antes de empezar un reacondicionamiento para reemplazar válvulas, se determina la profundidad aproximada de funcionamiento, por medio de estudios de la presión y la temperatura de flujo.

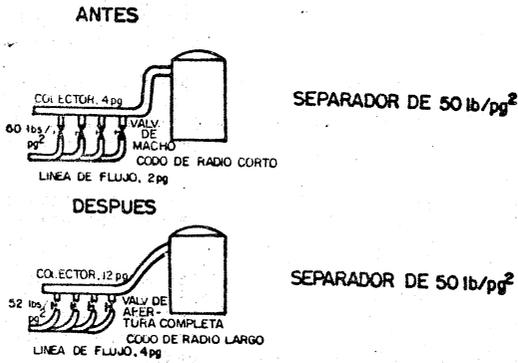
Las válvulas arriba de esos valores deben espaciarse a intervalos de 200 a 300 pies hasta el tope del empacador (Fig. 2.49).

Si el pozo llegara a necesitar más gas que una válvula puede dejar pasar, el gas adicional se puede inyectar a través de la válvula siguiente, 200 pies más arriba. Y si una válvula falla, la producción se puede extraer mediante la válvula siguiente, más arriba o más abajo.

- 4.- El uso de válvulas de aguja del tamaño medio en el BN, permite el eficiente manejo de pozos para los que no se conocen el índice de productividad ni la presión de fondo, al efectuar el diseño de las válvulas.



**FIG. 2.49 MODIFICACIONES SUPERFICIALES Y SUBSUPERFICIALES**



**FIG. 2.50 MEJORA DEL COLECTOR**

Con válvulas de ese tipo se obtiene una producción uniforme y continua en pozos de poca producción. Y si el pozo es de alto volumen de producción y requiere más gas del que una válvula puede dejar pasar, la siguiente válvula más arriba se abrirá para dejar pasar el gas adicional.

Si los pozos están equipados con válvulas de aguja grande y dejan de producir el volumen planeado, la producción puede tender a volverse intermitente, lo que reduce la productividad.

La continua inyección excesiva de gas aumenta el gradiente de flujo en la TP y reduce el volumen total producido.

- 5.- La instalación de válvulas de alta presión permite colocar la válvula operante a mayor profundidad, lo que hace que las otras estén también localizadas a mayor profundidad.

Deben colocarse un número mínimo de válvulas arriba de las de trabajo para conservar la presión de bombeo. Esto permite también colocar más válvulas cerca de la profundidad de operación.

El uso de las válvulas de alta presión hace que el pozo produzca a régimen más alto, pues se dispone de presión de gas más elevada y a mayor profundidad.

Deben tomarse precauciones para minimizar la caída de presión entre una válvula y la siguiente. Pueden usarse válvulas que requieran caída de presión en un sistema cuidadosamente diseñado.

Los controles y las mediciones continuas del sistema, deben efectuarse unavez que éste haya sido instalado. Cada pozo debe probarse 2 veces al mes para determinar su producción de crudo, agua y gas, el volumen de gas empleado y las presiones en las tuberías de revestimiento y producción.

A partir de esos datos se pueden calcular otros factores importantes.

Mientras el pozo produzca satisfactoriamente, cada 6 meses deben efectuarse estudios sobre la temperatura y la presión del flujo. Antes de reacondicionar el pozo para instalar nuevas válvulas de BN, se debe analizar, además del índice de productividad, a fin de tener datos para el espaciamiento adecuado de las nuevas válvulas.

Una semana después de instalar las nuevas válvulas debe repetirse el análisis, para evaluar la eficiencia de la nueva instalación.

Finalmente, debe evaluarse la eficiencia total del sistema, por lo menos una vez al año y cada vez que la producción de-- decline significativamente.

## 2.7. SISTEMA DE COMPRESION

La selección del compresor adecuado para el diseño de un sistema de BN para operar por compresión de gas o aire, es considerado uno de los aspectos más importantes, tanto para el buen funcionamiento de las instalaciones como para la reducción de costos de capacidad y de mantenimiento.

### 2.7.1. Clasificación de los Sistemas de Compresión.

Los sistemas de compresión pueden clasificarse en:

- 1.- Sistema abierto. Es un sistema en el cual el gas que proviene de un sistema de baja presión se comprime a la presión requerida en los pozos de bombeo neumático y es retornado al sistema de baja presión para propósitos de ventas, etc. No se hace esfuerzo alguno para la recirculación del gas.
- 2.- Sistema semicerrado. Es básicamente el mismo que el abierto con la excepción de que el gas que proviene de los pozos se recircula de manera que puede ser recomprimido. Sin embargo, se dispone de gas ya comprimido para mantener el sistema cargado. En otras palabras, no se intenta recircular todo el gas. El suministro para las ventas a baja presión pueden hacerse tomando gas de los pozos.
- 3.- Sistema cerrado. En este sistema el gas se recircula del compresor al pozo, de éste al separador y de nuevo al compresor. El gas efectúa un ciclo completo. Un sistema diseñado adecuadamente no requerirá de gas suministrado por otra fuente. Sin embargo, puede ser necesario tener gas comprimido adicional para cargar el sistema al principio de operación.

### Factores que deben de considerarse para el diseño de un sistema de compresión.

Para el diseño de cualquier sistema de compresión se deben de considerar los siguientes factores:

- 1.- Número y localización de los pozos, batería, sistema de distribución, características del terreno, etc.

- 2.- Diseño de las válvulas de bombeo neumático para cada pozo y tipo de flujo (continuo o intermitente).
- 3.- Volumen de gas de inyección necesario para cada pozo, con una estimación de la máxima demanda para el total de pozos en explotación.
- 4.- Presión requerida del gas de inyección en la cabeza del pozo, la cual determina la presión de descarga del compresor.
- 5.- Presión de operación de cada pozo para determinar la presión de succión del compresor.
- 6.- Sistema de distribución del gas.
- 7.- Sistema de recolección a baja presión.
- 8.- Disponibilidad de gas comprimido para cargar el sistema.
- 9.- Disponibilidad de gas de producción para su venta o distribución.
- 10.- Evaluación del sistema bajo condiciones de formación de hidratos y congelamiento.
- 11.- Capacidad del compresor

Cada uno de los factores que intervienen en el diseño deben ser ampliamente analizado antes de proceder a poner en funcionamiento el sistema.

#### 2.7.2. Selección del Compresor.

Los compresores, están disponibles en tamaños y características, tales que satisfacen prácticamente las necesidades de cualquier problema de bombeo neumático. Pueden ser del tipo directo o del tipo de transmisión. Se encuentran disponibles unidades - "paquetes" montadas en patines que pueden ser desplazadas fácilmente de una localización a otra. La mayoría de los compresores utilizan el gas de inyección disponible como combustible. Una aproximación del consumo de combustible es 10 pies<sup>3</sup>/hr. por "caballo de fuerza".

Debe consultarse a un fabricante de compresores representativo antes de hacer la elección final.

a) Capacidad del compresor.

El siguiente procedimiento se adaptó de "Cálculos para -- compresoras de gas, Compañía Gardner-Denver". Este procedimiento no toma en cuenta la supercompresibilidad (sin embargo, generalmente su efecto sobre la capacidad es despreciable en la compresión de gases de campo normales). Cuando la supercompresibilidad produzca una diferencia notable en la eficiencia, debe ser tomada en consideración.

Cálculos para la compresión en una etapa.

Paso 1. Obtener las condiciones de operación del compresor:

- a) Presión de succión (manométrica o absoluta).
- b) Temperatura de succión ( $^{\circ}$ F o  $^{\circ}$ C)
- c) Presión de descarga (manométrica o absoluta)
- d) Capacidad requerida en pies<sup>3</sup>/día a una presión y temperatura dadas.
- e) Elevación.
- f) Presión atmosférica a la elevación (lb/pg<sup>2</sup> o pulgadas de mercurio absolutas).
- g) Características del gas:
  - 1.- Valor de K o N
  - 2.- Densidad relativa o peso molecular
  - 3.- Porcentaje de error de la mezcla de gas por unidad de volumen o de peso

Paso 2. Determinar la relación de compresión (RC). Dividiendo la presión absoluta de descarga entre la presión absoluta de succión. Si RC es mayor de 6.0, debe usarse un compresor de 2 etapas.

Paso 3. Determinar la potencia requerida de bhp (potencia al freno) por MM pies<sup>3</sup>/día de gas. Esto se encuentra en base a las -- curvas de hp, Figs. 2.51, a 2.54, usando el valor de-N obtenido en el paso 1 (g) y RC del paso 2. Para usar estas curvas de hp, la capacidad debe estar medida a 14.4 lb/pg<sup>2</sup>.

Paso 4. Calcular los bhp totales requeridos por el compresor. Multiplicar bhp requeridos por MM pies<sup>3</sup>/día (determinados en el paso 3) por la capacidad requerida expresada en MM pies<sup>3</sup>/día, medida a 14.4 lb/pg<sup>2</sup>. Para corregir la capacidad requerida a 14.4 lb/pg<sup>2</sup>, multiplicar la capacidad por la presión dada en lb/pg<sup>2</sup> (paso 1 (d)) y dividir entre 14.4 lb/pg<sup>2</sup>.

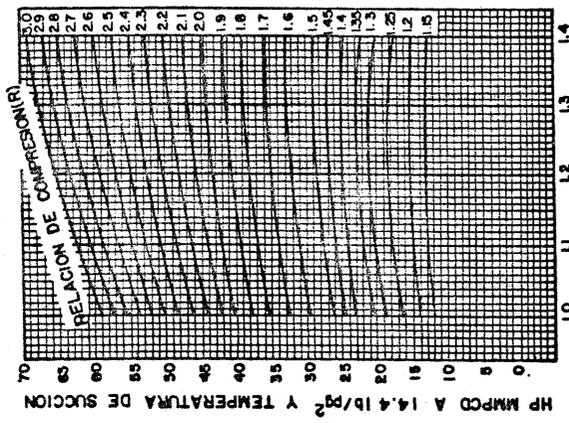


FIG. 2.51

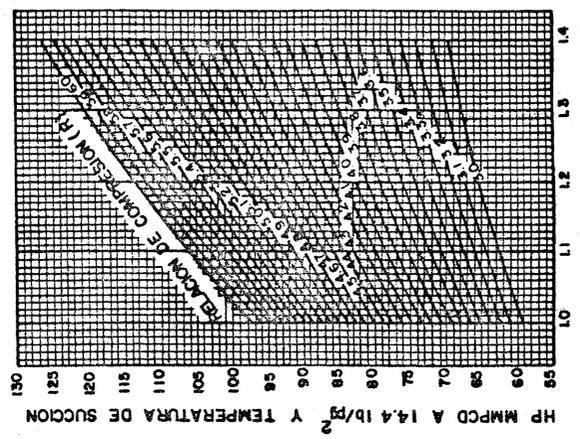


FIG. 2.52

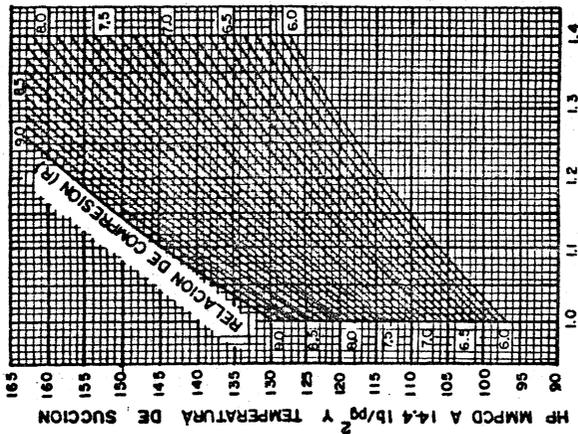


FIG. 2.53

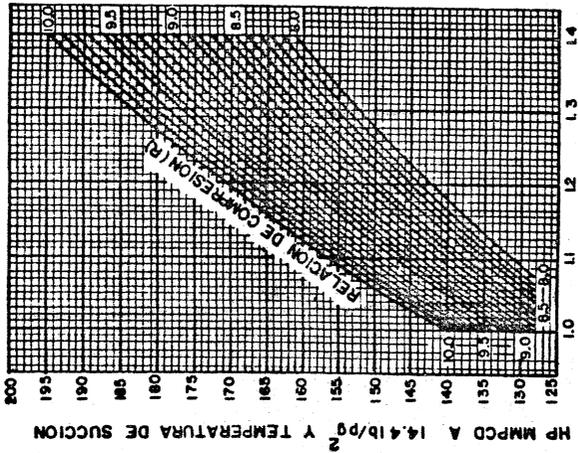


FIG. 2.54

Paso 5. Seleccionar el tamaño de "armazón" adecuado para el compresor. Con los datos de éste y del cilindro hacer referencia al fabricante del compresor que muestre la máxima potencia permisible para el armazón en particular a la velocidad máxima total. La bhp total encontrada en el paso 4 debe ser menor que el rango del armazón seleccionado. Este variará un poco dependiendo del tiempo de compresor que se esté usando.

Paso 6. Estimar el desplazamiento requerido probable. Dividir la capacidad requerida (del paso 1.d) entre el número de atmósferas de succión y entre una eficiencia volumétrica media (generalmente 0.75). Si se establece la capacidad requerida a las condiciones estándar y la temperatura de succión (paso 1.b) es diferente de 60°F, multiplicar entonces la capacidad requerida por un factor de corrección por temperatura, el cual es la relación de la temperatura de succión entre la temperatura estándar (ambas en °R).

Paso 7: Seleccionar el cilindro probable.- Usar los datos de cilindro y armazón utilizados para elegir el tamaño de armazón en el paso 5. Seleccionar el cilindro que tenga el desplazamiento justo requerido en la estimación (paso 6). Verificar y comparar las máximas presiones permisibles y la máxima presión diferencial del cilindro seleccionado contra las presiones de operación.

Presión diferencial de operación = presión de descarga - presión de succión. No exceder las máximas presiones permisibles en ninguno de los casos. Un compresor representativo contará con esta información.

Paso 8. Determinar la eficiencia volumétrica exacta. Este se encuentra usando la fórmula:

$$VE = \text{constante}$$

- espacio inherente en el cilindro.  $(CR^{1/n} - 1)$

donde:

constante = VE para un cilindro en particular, corrigiendo para ineficiencias menores tales como llenado incompleto del cilindro durante la carrera de entrada.

\* Número de atmósferas de succión = presión de succión absoluta entre presión atmosférica absoluta. Cuando la capacidad está medida a 14.7 lb/pg<sup>2</sup>, y la presión atmosférica es menor a 14.7 lb/pg<sup>2</sup>, dividir la presión de succión absoluta entre 14.7 lb/pg<sup>2</sup> para obtener las atmósferas de succión corregidas.

espacio inherente en el cilindro =

= constante para cualquier cilindro expresado como porcentaje del volumen total.

Estos factores deben obtenerse del fabricante.

Paso 9. Determinar la capacidad del compresor:

- a) Capacidad real.- Multiplicar el desplazamiento del cilindro seleccionado (paso 7) por la eficiencia volumétrica (paso 8) y -- por el número de atmósferas de succión (paso 6)
- b) Capacidad para deducir los HP. Multiplicar la capacidad real -- (paso 9.a) por una corrección de presión.
  - (1) La corrección de presión, es la presión atmosférica absoluta dividida entre 14.4 lb/pg<sup>2</sup>.
  - (2) Si la capacidad está expresada en pies<sup>3</sup>/min., multiplicar -- por 1440 para obtener pies<sup>3</sup>/dfa.

Nota: La temperatura de entrada no afecta la potencia del compresor, en el paso 9.b no debe hacerse corrección por temperatura.

- c) Capacidad a las condiciones estándar de 14.7 lb/pg<sup>2</sup> y 60 °F.

Multiplicar la capacidad real (paso 9.a) por una corrección por presión y una corrección por temperatura.

  - (1) La corrección por temperatura es 520°R divididos entre la - temperatura de succión en operación, expresada en °R.
  - (2) La corrección por presión es la temperatura atmosférica absoluta dividida entre 14.7 lb/pg<sup>2</sup> (generalmente el aire y - el gas se miden a 14.7 lb/pg<sup>2</sup>, de manera que no se requiere la corrección por presión).

Paso 10. Calcular la potencia total de bhp requerida. Multiplicar la capacidad (paso 9.b) expresada en MM pies<sup>3</sup>/dfa/bhp, determinada en el paso 3. Esta bhp no debe exceder el rango máximo de potencia del armazón elegido en el paso 5. Si la potencia total requerida en hp excede la potencia máxima del armazón, debe -- usarse entonces el siguiente tamaño mayor de armazón y repetir el procedimiento a partir del paso 5.

Resultados finales.

El comportamiento total de operación del compresor ha sido determinado y generalmente se expresa en términos de:

Presión de succión en  $\text{lb/pg}^2$  absoluta o manométrica.

Temperatura de succión en °F o °C.

Presión de descarga en  $\text{lb/pg}^2$  (absoluta o manométrica).

Potencia del compresor en bhp.

Velocidad del compresor en rpm (revoluciones por minuto).

Nomenclatura:

$A_b$	= Area efectiva del fuelle, $pg^2$
$A_p$	= Area del asiento de la válvula, $pg^2$
$L$	= Profundidad en pies
$P_c$	= Presión en la TR que requiere la válvula para abrir bajo condiciones de operación.
$P_d$	= Presión en el domo, $lb/pg^2$
$P_{sc}$	= Presión superficial de cierre, $lb/pg^2$
$P_{so}$	= Presión de operación en la superficie, $lb/pg^2$
$P_t$	= Presión en la TP cuando la válvula abre, $lb/pg^2$
$P_{vo}$	= Presión necesaria en la TR para abrir la válvula a la profundidad considerada bajo las condiciones de operación, $lb/pg^2$ .
$P_{sup.}$	= Presión en la "cabeza del pozo", $lb/pg^2$
$P_{fondo}$	= Presión en el fondo del pozo debido al peso de la columna del gas, $lb/pg^2$ .
$S_t$	= Presión equivalente causada por la tensión del resorte, considerando que puede actuar en toda el área: $(A_b - A_p)$
$\bar{T}$	= Temperatura, °R
$\bar{Z}$	= Factor de compresibilidad a $\bar{T}$ y $\bar{P}$
$\nu_g$	= Densidad relativa del gas (aire = 1)
$\Delta P_c$	= Incremento de presión debido al peso de la columna de gas $lb/pg^2$ .

## REFERENCIAS CAPITULO 2

- 1.- Brown K.E. et al: The Technology of Artificial Lift Methods. Petroleum Publishing Co. Volumen 2a. -- Capitulo 3.
- 2.- Craft, Holden and Graves.: Well Desing: Drilling and Production. Prentice-Hall, Inc. 1962.
- 3.- Garaicochea Petirena Fco.: Apuntes de Transporte de Hidrocarburos. Fac. Ingeniería, UNAM. 1983

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

PHYSICS DEPARTMENT

PHYSICS 311

## CAPITULO 3.- BOMBEO HIDRAULICO - TIPO PISTON

### 3.1. GENERALIDADES

Cuando la energía disponible de un yacimiento es insuficiente para elevar el aceite hasta la superficie, es necesario utilizar un sistema artificial de explotación, que proporcione la energía adicional requerida para continuar la explotación racional -- del yacimiento. El proceso de generación y transmisión de energía varía según el sistema que se utilice; en el caso del bombeo hidráulico tipo pistón, este proceso se efectúa mediante un fluido conocido como " fluido motriz ", el cual es inyectado al pozo a presión por una unidad de potencia, a través de una tubería que se introduce al pozo junto con la tubería de producción, accionando los pistones, tanto del motor como de la bomba, instalada abajo del nivel de trabajo del fluido producido por el pozo.

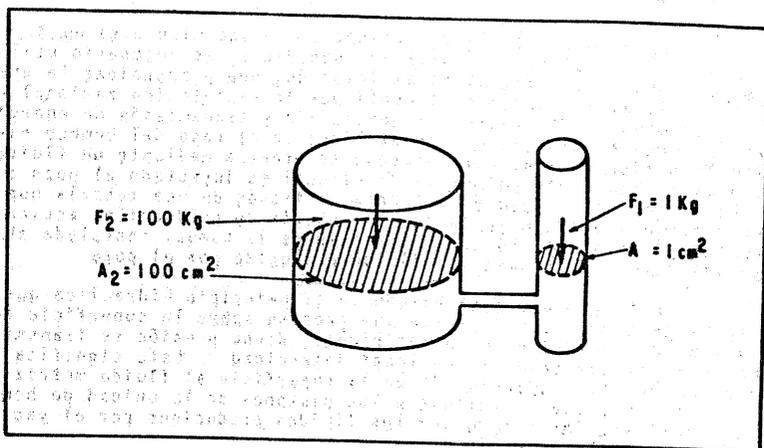
Este proceso está basado en el principio hidráulico que establece que: " Si se ejerce una presión sobre la superficie de un líquido contenido en un recipiente, dicha presión se transmitirá en todas direcciones con igual intensidad ". Esto significa -- que la presión proporcionada en la superficie al fluido motriz, -- será la misma que se aplique a los pistones de la unidad de bombeo, obligándolos a impulsar los fluidos producidos por el yacimiento hacia la superficie.

El bombeo hidráulico-tipo pistón ha tenido gran aceptación en los últimos años; ya que ofrece ventajas que lo diferencian de otros sistemas artificiales, puede alcanzar hasta profundidades -- de 18 000 pies y para sustituir o darle mantenimiento al mecanismo (motor-bomba) no se requiere disponer de un equipo de reparación, únicamente se invierte el fluido motriz y es desacoplado el motor y la bomba, haciéndose llegar a la superficie por el desplazamiento del fluido motriz. Otras ventajas son:

- 1.- Tiene buena flexibilidad sobre rangos de producción.
- 2.- Puede operarse en pozos direccionales.
- 3.- Es de fácil adaptación para su automatización.
- 4.- Fácil para agregar inhibidores de corrosión.
- 5.- Puede instalarse como un sistema integral.
- 6.- Es adecuado para el bombeo de crudos pesados.
- 7.- Puede instalarse en áreas reducidas (plataformas) o -- en áreas urbanas.

### 3.2. PRINCIPIO DE OPERACION.

Puesto que la presión está definida como una fuerza que actúa sobre un área, si se modifica esta área la fuerza se aumenta o disminuye, tal como se ilustra en la Fig. 3.1, donde la fuerza de 1 Kg. ejercida sobre la superficie líquida de  $1 \text{ cm}^2$ , equilibra la fuerza de 100 Kg. que actúa sobre el área de  $100 \text{ cm}^2$ ; sin embargo, desde el punto de vista volumétrico, la fuerza de 1 Kg. debería descender 100 cm. para poder desplazar un volumen de  $100 \text{ cm}^3$  y levantar sólo 1 cm. la carga de 100 Kg.



**Fig. 3.1. EQUILIBRIO DE FUERZAS**

Este principio se aplica en el bombeo hidráulico de la siguiente manera: descrita en forma simple, la unidad de bombeo consta fundamentalmente de dos pistones unidos entre sí por medio de una varilla, uno superior denominado "pistón motriz", que es impulsado por el fluido motriz y que arrastra el pistón inferior o "pistón de producción", el cual a su vez, impulsa el aceite producido. Si se resta de las áreas de cada uno de estos pistones el área correspondiente a la varilla que los une, se tienen las áreas efectivas sobre las que actúa la fuerza hidráulica proporcionada -

por el fluido motriz. Por lo tanto, si el área del pistón motriz ( $A_m$ ), es igual a la mitad del área del pistón de producción ( $A_p$ ), se tiene que ejercer 1 Kg. de fuerza para vencer cada 1/2 Kg. de resistencia que presenta el pistón de producción; sin embargo, -- desde el punto de vista volumétrico, se necesitará únicamente medio barril de aceite motriz por cada barril de aceite producido. En la Fig. 3.2 se muestran las relaciones más usuales entre las áreas de estos pistones.

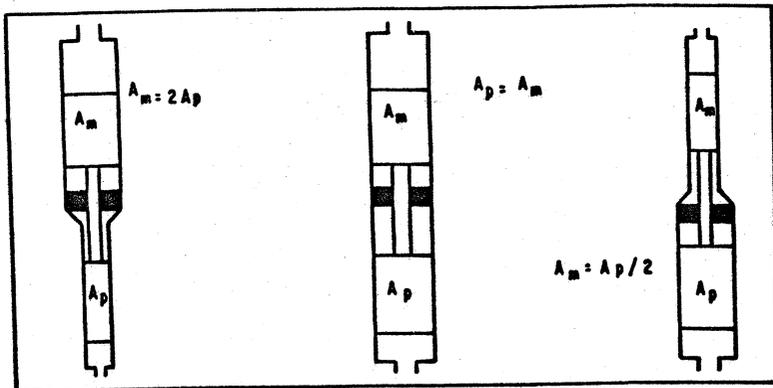


FIG. 3.2. RELACION ENTRE AREAS DE PISTONES.

### 3.3. DESCRIPCION GENERAL DEL SISTEMA.

Una manera sencilla de conocer el sistema de bombeo hidráulico, es por medio de un diagrama de flujo, que indique los distintos pasos que recorre el fluido motriz a través de los dispositivos mecánicos más usuales, tal como se muestra en la Fig. 3.3., donde, en forma esquemática, se ven los elementos principales que componen un sistema convencional. La relación que existe entre los elementos puede ser descrita en términos generales de la siguiente manera:

### 3.3.1. Diagrama de Flujo (FIG. 3.3).

El fluido motriz es petróleo crudo producido o agua tratada, que ha sido sometida a un proceso natural de separación de -- gas, agua y sedimentos, y sujeto a un período de asentamiento y -- limpieza mediante almacenamiento, productos químicos, filtros, -- etc.; tratamiento que se efectúa en un sistema de tanques diseñados exprofeso. De estos tanques se envía el fluido motriz a la succión de la o de las bombas recíprocantes, que normalmente son del tipo " triplex " verticales y cuya característica principal es proporcionar un volumen reducido, pero a una presión considerable. Esta bomba inyecta a presión el fluido motriz hacia el cabezal de distribución, donde se regula en función del volumen o de la presión requerida en cada pozo. Ya en el pozo, el aceite pasa a través de una válvula de 4-vías que permite controlar la dirección del flujo; el aceite circula hacia abajo haciendo operar la unidad de bombeo y retorna a la superficie ya sea mezclado con el aceite producido, si se trata de un circuito abierto, o bien, retorna a través de una tubería adicional en el caso de un circuito cerrado.

En los subtemas siguientes se tratan cada uno de estos elementos los cuales pueden variar dependiendo del fabricante, pero cuyas características básicas son similares. De igual forma, el sistema puede diferir en sus condiciones particulares, pero su diseño siempre estará supeditado a los siguientes factores: número de pozos por operar, volumen necesario de fluido motriz, presiones de operación, sistemas de inyección, características de los pozos que determinan el equipo subsuperficial adecuado, etc.

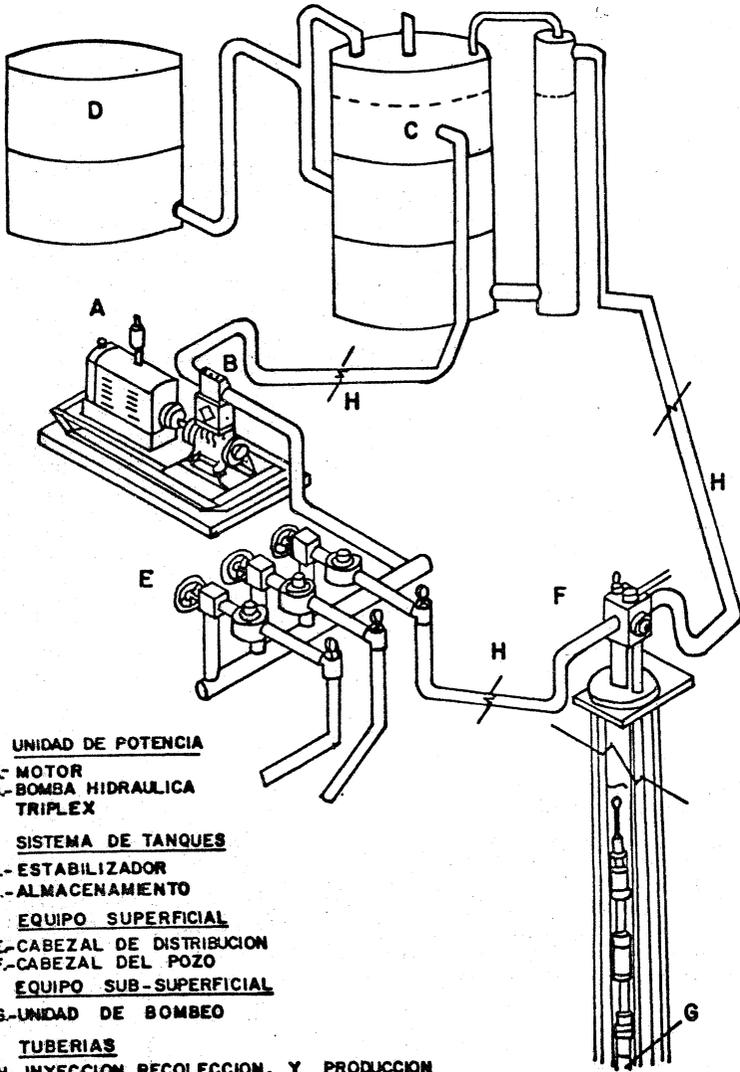
### 3.4. SISTEMAS DE INYECCION DEL FLUIDO MOTRIZ.

Al mencionar los sistemas de inyección del fluido motriz, se indicarán dos formas de inyección: una en un circuito abierto y otra en circuito cerrado; ambos sistemas son iguales en lo que se refiere al flujo del fluido motriz desde los tanques de almacenamiento hasta la unidad de bombeo, pero difieren en la forma en que el fluido motriz retorna a la superficie después de haber operado la unidad. A continuación se presentan las características fundamentales de estos sistemas.

#### 3.4.1. Circuito Abierto.

El sistema de inyección en circuito abierto fue el primero que se utilizó y su aplicación es la más sencilla y económica. En este sistema, el fluido motriz retorna a la superficie mezclado con el aceite producido, ya sea a través de la tubería de descarga o por el espacio, anular de las tuberías de revestimiento, producción o inyección, dependiendo del equipo subsuperficial que

**FIG. 3.3 DIAGRAMA DE FLUJO DEL SISTEMA DE BOMBEO HIDRAULICO.**



se tenga. La aplicación de este sistema presenta varias ventajas - como son: la adición de fluido motriz limpio en pozos que contienen alto porcentaje de agua salada, con que se reduce dicho porcentaje y por consiguiente disminuye el efecto de corrosión; de la misma manera, la adición de aceite ligero puede reducir la viscosidad -- en pozos productores de aceite pesado. La principal desventaja de este sistema es el incremento de volumen bruto que debe ser tratado en la superficie para obtener el aceite limpio necesario y continuar la operación.

#### 3.4.2. Circuito Cerrado.

El sistema de inyección en circuito cerrado es el método - más completo que existe en la actualidad. En este sistema, el fluido motriz retorna a la superficie independientemente del aceite -- producido, fluyendo nuevamente hasta el tanque almacenador y formando así un circuito cerrado; esto se logra por medio de una tubería adicional que va alojada en un dispositivo mecánico llamado "Cámara de Fondo", instalada en el fondo del pozo. En este sistema se utiliza un elemento de empaque en la unidad de bombeo, que permite aislar el fluido motriz del producido. Las principales ventajas son: la medición exacta de los fluidos producidos por el pozo y la determinación del desgaste sufrido por la unidad de bombeo al incrementarse el volumen de fluido motriz utilizado en la lubricación de los pistones, todo lo cual facilita la programación del mantenimiento de estas unidades.

#### 3.5. INSTALACIONES SUBSUPERFICIALES.

La operación de un sistema de bombeo hidráulico está afectada por factores tan variables como son: La profundidad de los pozos, el diámetro de las tuberías de revestimiento, los volúmenes - de aceite y de gas producidos, etc.

Existen en la actualidad varias instalaciones subsuperficiales que se usan en la mayoría de los pozos a intervenir y que pueden ser clasificados de la siguiente manera:

##### 3.5.1. Bomba Fija.

En este tipo de instalación la unidad de bomba, está unida mecánicamente a la tubería, por lo que su introducción o extracción del pozo va ligada a dicha tubería. Se presenta en los siguientes tipos:

A excepción del tipo denominado "bomba fija para tubería - de producción", que opera únicamente en circuito abierto, los ti--

pos restantes pueden ser operados ya sea en circuito abierto o cerrado. Las características generales de estas instalaciones son las siguientes:

3.a). Bomba fija insertada.- En esta instalación la bomba está conectada a una tubería de inyección que se introduce en la tubería de producción, la cual lleva una zapata en su extremo inferior donde se asienta la bomba. La tubería de inyección puede ser de 3/4", 1" o 1 1/4", dependiendo del diámetro de la tubería de producción. En la Fig. 3.4 se muestra esta instalación operando el circuito abierto, donde la mezcla de fluido motriz-producido retorna a la superficie a través del espacio anular. Si se opera el circuito cerrado (Fig. 3.5), se requiere de una tubería adicional por donde descarga el aceite producido; este tipo de instalaciones puede ser utilizado en pozos con terminación doble, con tuberías de revestimiento de diámetro reducido en donde se utilizan unidades de bombeo de 2" y 2 1/2" de diámetro.

3.b). Bomba fija para tubería de revestimiento.- Esta instalación permite manejar un volumen de producción alto por medio de unidades de bombeo de 3" o 4" de diámetro, conectadas en el extremo inferior de la tubería de producción, en el otro extremo, la unidad de bombeo lleva un empacador recuperable que permite fijarla a la tubería de revestimiento, aislando al mismo tiempo el espacio anular. Cuando se opera un circuito abierto, (Fig. 3.6) el aceite producido entra a la unidad de bombeo a través del empacador y descarga en el espacio anular donde se mezcla con el fluido motriz. Para operar esta instalación en circuito cerrado se necesita una tubería adicional, la cual puede ser paralela, (Fig. 3.7) o concéntrica, (Fig. 3.8). En el primer caso, el fluido motriz retorna por la tubería de descarga y el aceite producido por el espacio anular; cuando se tienen tuberías concéntricas, el fluido motriz retorna por el espacio entre la tubería de producción y la tubería de inyección, mientras que el aceite producido lo hace a través del espacio anular de las tuberías de producción y revestimiento.

3.c). Bomba fija para tubería de producción.- Esta instalación es similar al denominado "bomba fija insertada" y puede ser utilizada cuando se requiera una unidad de bombeo de mayor capacidad con la misma instalación. Esta unidad va conectada a las tuberías, tanto la de producción como la de inyección y sólo puede ser operada en circuito abierto.

#### 3.5.2. Bomba Libre.

En este tipo de instalaciones la unidad de bombeo no está conectada a ninguna de las tuberías, por lo que puede ser desplazada por circulación del fluido motriz, tanto en su introducción como en su extracción, lo cual permite reemplazar estas unidades sin necesidad de mover las tuberías donde se aloja.

OTIOMIT IES ACCARDIO DE BY ONI...  
IN ABAR OADRNO

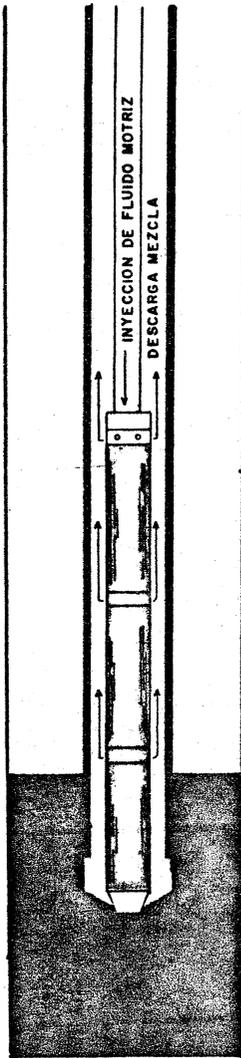


FIG. 3.4. OPERACION DEL CIRCUITO ABIERTO PARA T.P.

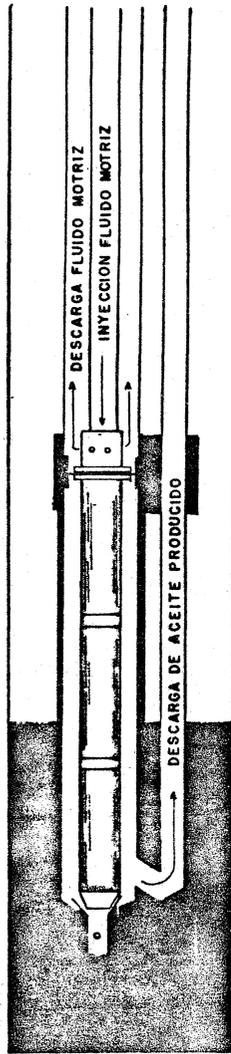


FIG. 3.5. OPERACION DEL CIRCUITO CERRADO PARA T.P.

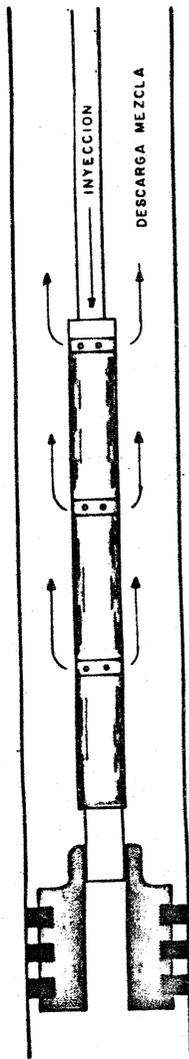


FIG. 3.6. OPERACION DEL CIRCUITO  
ABIERTO PARA T.R.

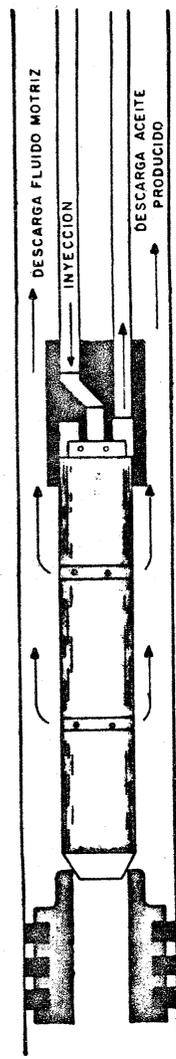
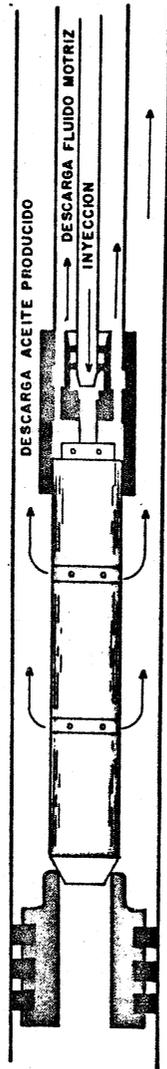


FIG. 3.7. INSTALACION EN CIRCUITO  
CERRADO CON TUBERIA PARALELA



**FIG. 3.8. INSTALACION EN CIRCUITO  
CERRADO CON TUBERIA CONCENTRICA**

Se presenta en los siguientes tipos:

a) Bomba libre con tuberías paralelas.- En la Fig. 3.9 se puede ver este tipo de instalación operando en circuito abierto, que consiste fundamentalmente en dos tuberías paralelas unidas en su extremo inferior, formando un tubo en "U" en cuyo fondo se tiene una válvula de pie que permite la circulación del fluido motriz o bien, la entrada de aceite producido. En la parte superior de esta válvula se encuentra un asiento donde se aloja la unidad de bombeo. Cuando se opera en circuito cerrado (Fig. 3.10) se utilizan tres tuberías y se cuenta con una cámara de fondo que permite al elemento de empaque de la unidad de bombeo, aislar, tanto el espacio anular como a las dos secciones de esta unidad; este tipo de instalación facilita la liberación del gas de formación a través del espacio anular, lo que significa una mayor eficiencia en el sistema.

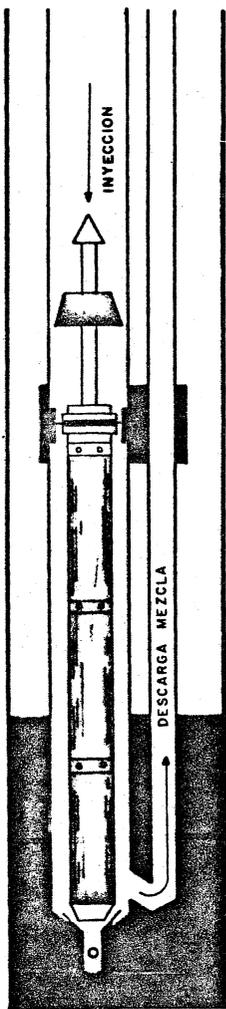
b) Bomba libre para tubería de revestimiento.- Como en el caso de la "bomba fija para tubería de revestimiento", en este tipo de instalación también se usa un empacador recuperable en el extremo de la tubería de producción. En la Fig. 3.11 se muestra esta instalación operando en circuito abierto, donde la mezcla del fluido motriz y del aceite producido retornan por el espacio anular a través de un niple de ventana instalado en la parte inferior de la tubería de producción. Cuando se opera en circuito cerrado (Fig. 3.12) se utiliza una segunda tubería paralela, a través de la cual retorna el fluido motriz usado, mientras que el aceite producido fluye por el espacio anular.

### 3.6. EQUIPO SUBSUPERFICIAL.

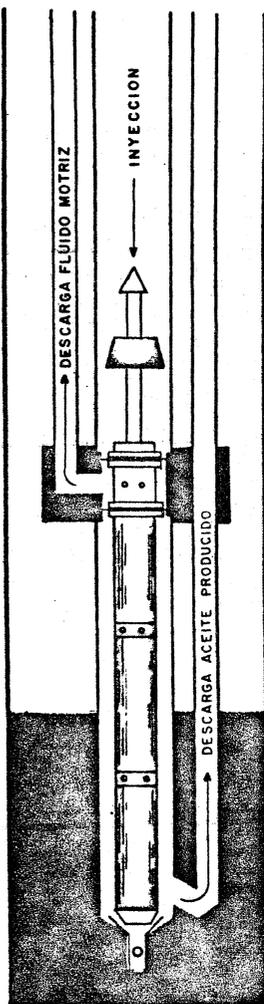
De acuerdo con los diseños desarrollados por cada una de las compañías fabricantes, todos los elementos mecánicos que constituyen el sistema de bombeo hidráulico varían en sus condiciones generales; sin embargo, el principio básico de operación es el mismo, por lo que en este Capítulo se describirá el equipo subsuperficial refiriéndose únicamente a un tipo en particular, descripción que puede ser aplicada a cualquier otro tipo.

#### 3.6.1. Unidad de Bombeo.

En la Fig. 3.13, se muestra esquemáticamente una unidad de bombeo compuesta básicamente de tres elementos: un motor hidráulico con pistón de doble acción (1), una válvula motriz que regula el flujo de aceite al motor (2), y una bomba hidráulica también con pistón de doble acción (3). Tanto el motor como la válvula constituyen la llamada "Sección Motriz" y se encuentran localizadas en la parte superior de la unidad; la bomba se encuentra en -



**FIG. 3.9. BOMBA LIBRE CON TUBERIAS PARALELAS EN CIRCUITO ABIERTO**



**FIG. 3.10. BOMBA LIBRE CON TUBERIAS PARALELAS EN CIRCUITO CERRADO**

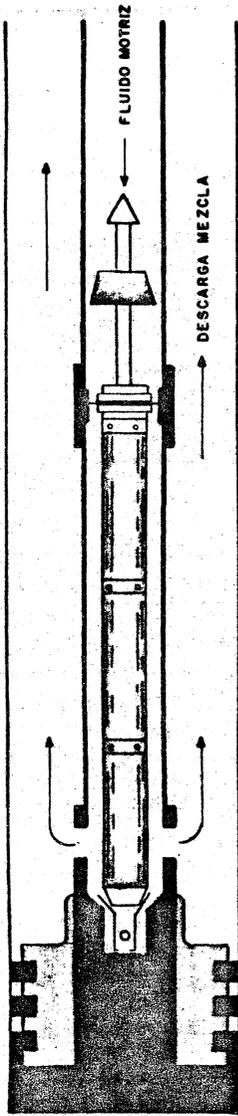


FIG. 3.11. BOMBA LIBRE PARA T.R.  
EN CIRCUITO ABIERTO

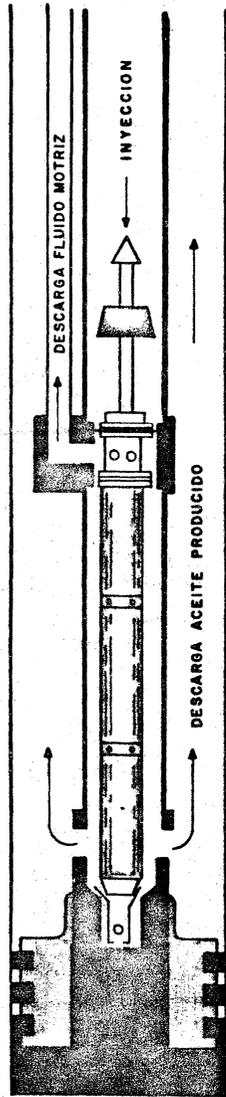
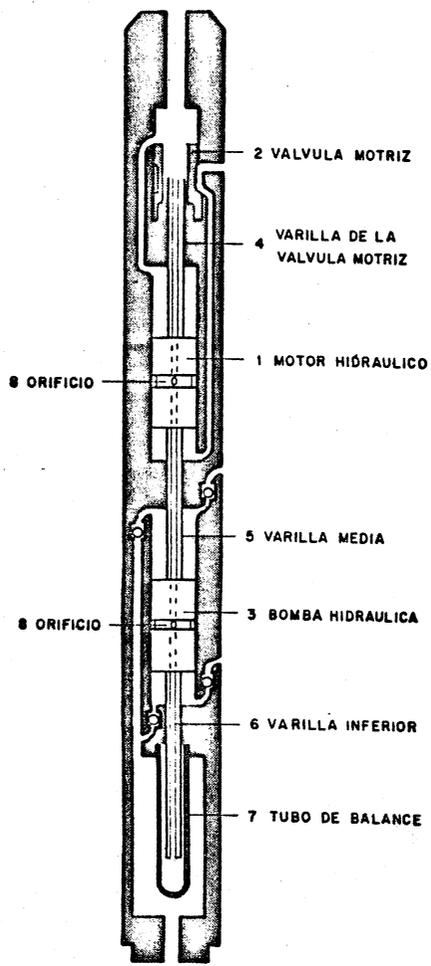


FIG. 3.12. BOMBA LIBRE PARA T.R.  
EN CIRCUITO CERRADO



**FIG. 3.13. UNIDAD DE BOMBEO HIDRAULICO**

la parte inferior formando la "Sección de Producción". En la parte superior del pistón motriz va conectada una varilla, denominada varilla de la válvula (4), que es la que hace operar a la válvula motriz; en la parte inferior de este pistón va conectada otra varilla (varilla media) (5) de igual diámetro, que une los dos pistones; en la parte inferior del pistón de producción se encuentra una tercera varilla (varilla inferior) (6), que se aloja en un tubo cerrado en su extremo inferior denominado tubo de balance (7). Tanto las varillas como los pistones están huecos, lo que permite el paso del fluido motriz a todo lo largo de la unidad hasta el tubo de balance, con lo que se igualan las presiones y la unidad queda totalmente balanceada; además, en la parte media de los pistones existe un orificio (8), a través del cual se lubrican las paredes del cilindro y del pistón, los pistones llevan una serie de anillos que permiten un mayor ajuste con la camisa, reducen las pérdidas de aceite por escurrimiento y evitan el desgaste excesivo de las piezas.

La operación general de esta unidad puede ser descrita de la siguiente manera: el fluido motriz entra a la unidad por la parte superior hasta un extremo del cilindro motriz, forzando al pistón hacia el otro extremo; cuando el pistón termina su carrera, la válvula motriz, accionada por la varilla de la válvula, cambia automáticamente el sentido del fluido motriz, de tal forma que en vía fluido a un extremo del cilindro y permite la salida por otro extremo del fluido motriz usado y en forma alternativa. Este movimiento es transmitido al pistón de producción, desplazando al aceite producido que entra por la parte inferior de la sección de producción, tal como se muestra en la Fig. 3.14.

### 3.6.2. Cámara de Fondo.

Se han mencionado las cámaras de fondo como los elementos que permiten alojar a la bomba y que presentan una superficie de sello donde actúa el elemento de empaque instalado en la unidad de bombeo, aislando el espacio anular y, en los circuitos cerrados, las dos secciones de la unidad. Estas cámaras son receptáculos instalados en el fondo de la tubería de producción y que varían de acuerdo con la instalación subsuperficial que se tenga. Como ejemplo, en la Fig. 3.15 se muestra una cámara de fondo utilizada en una instalación de "bomba libre con tuberías paralelas" y en la Fig. 3.16, se observa la cámara de fondo correspondiente para una instalación de "bomba libre para tuberías de revestimiento".

En casos especiales se requiere del uso de cámaras de fondo diseñadas con el sistema denominado "Enchufe y Receptáculo", que permite la introducción o extracción de las tuberías de inyección y de descarga sin mover la tubería de producción, de manera similar al sistema utilizado con los empacadores para doble terminación.

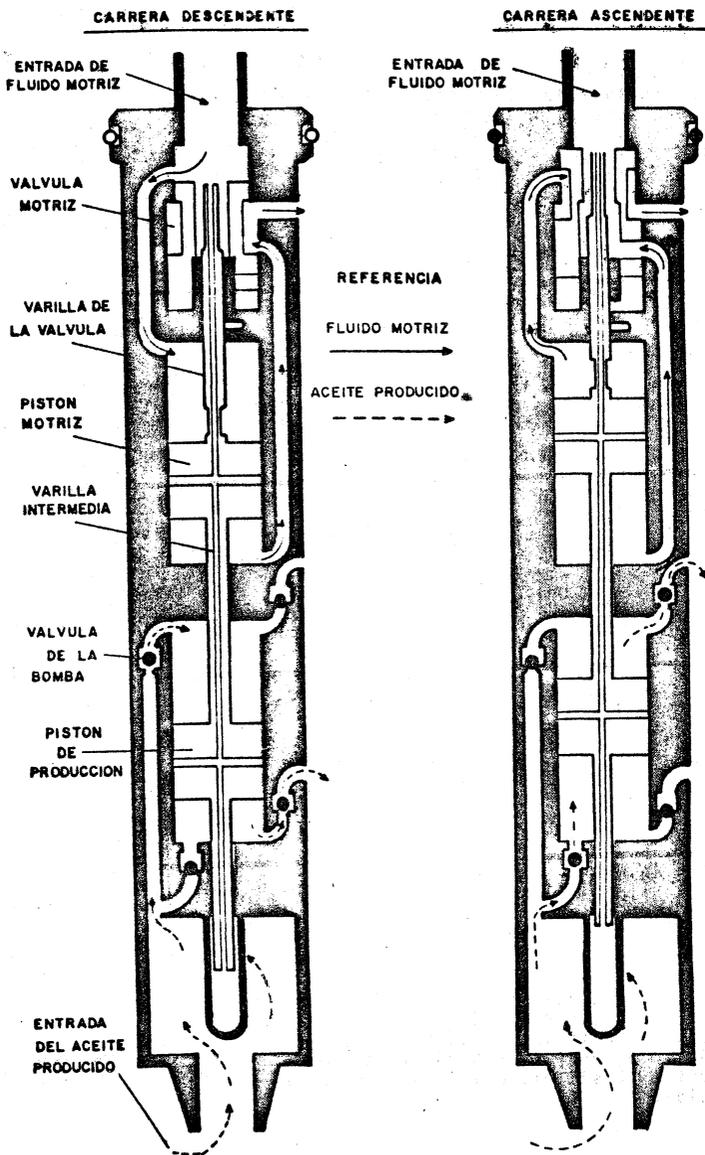
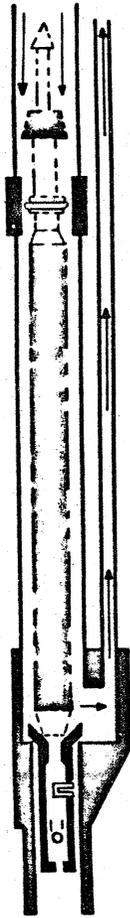
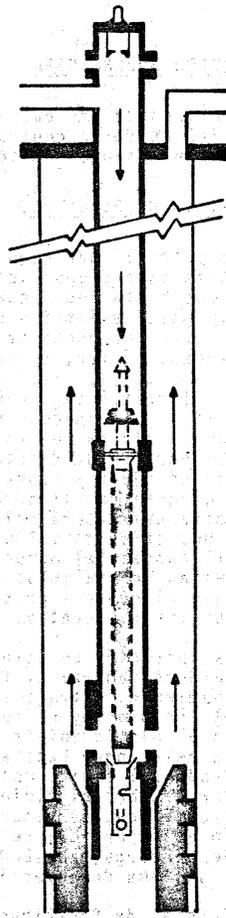


FIG. 3.14. OPERACION GENERAL DE LA UNIDAD DE BOMBEO HIDRAULICO



**FIG. 3.15** CAMARA DE FONDO EN UNA INSTALACION DE "BOMBA LIBRE" CON TUBERIAS PARALELAS



**FIG. 3.16** CAMARA DE FONDO EN UNA INSTALACION DE "BOMBA LIBRE" PARA T.R.

### 3.7. EQUIPO SUPERFICIAL

Continuando las bases establecidas en el inciso anterior, se describirá en forma general el equipo superficial utilizado en un sistema convencional de bombeo hidráulico.

#### 3.7.1. Unidad de Potencia.

La potencia que requiere el sistema para la inyección del fluido motriz está proporcionada normalmente por una unidad constituida por una bomba reciprocante del tipo triplex vertical y accionada por un motor eléctrico o de combustión interna. En la Fig. 3.17 se muestra una bomba triplex que consta fundamentalmente de tres secciones: cárter, cuerpo y monoblock.

En el cárter se tiene una flecha tratada térmicamente para resistir altas velocidades, montada en cojinetes de baleros. El movimiento de la flecha se transmite a un cigüeñal por medio de un sistema de engranes de dientes helicoidales; este cigüeñal tiene tres juegos de biela y cruceta; cada cruceta está conectada a un conjunto integral de cilindro y pistón mediante un vástago alojado en una camisa deflectora telescopiada, instalada en el cuerpo de la bomba. Una serie de válvulas de admisión y de descarga, localizadas en la cabeza del monoblock, regulan el fluido motriz; estas bombas cuentan con válvulas de seguridad, retornos y una bomba auxiliar que alimenta a presión el circuito de lubricación de los baleros, bielas y crucetas.

La operación de estos tipos de bombas puede ser descrita de la siguiente manera: el fluido motriz, proveniente del tanque de almacenamiento, entra a la bomba por la parte inferior de la cabeza del monoblock y es descargado por la parte superior del mismo. Cuando el pistón inicia su carrera descendente, la carga hidrostática del tanque hace abrir la válvula de admisión permitiendo la entrada del fluido motriz; cuando el pistón invierte su carrera, ejerce sobre el fluido una presión mayor que la debida a la carga hidrostática, cerrando la válvula de admisión. Al aumentar la presión así ejercida, se vence la resistencia del resorte de la válvula de descarga, abriéndola y permitiendo la salida del fluido motriz al sistema de inyección.

#### 3.7.2. Cabezal de Distribución.

El fluido que proviene de la bomba triplex es regulado mediante los dispositivos localizados en el conjunto denominado "cabezal de distribución" (Fig. 3.18). Los cabezales están provistos de medidores de desplazamiento positivo que permiten determinar el volumen de fluido motriz inyectado, y por consiguiente, calcular la eficiencia de operación de las unidades de bombeo. Se tienen además, válvulas reguladores de flujo (Fig. 3.19), o bien válvulas

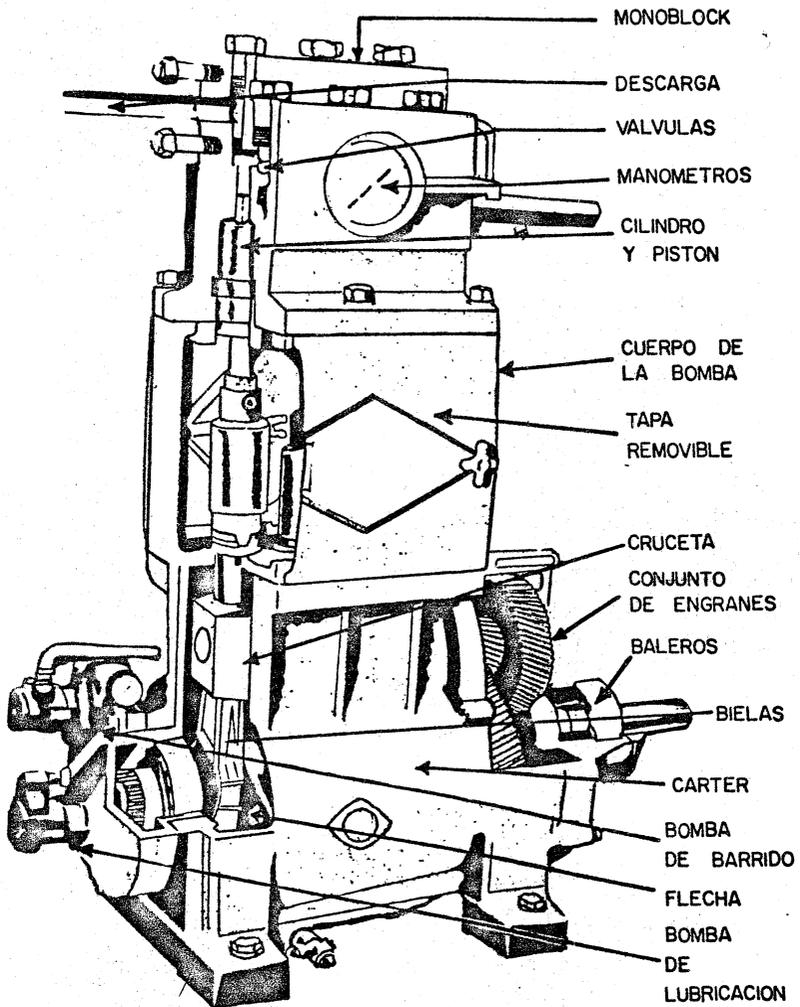


FIG. 3.17 BOMBA RECIPROCANTE TRIPLEX

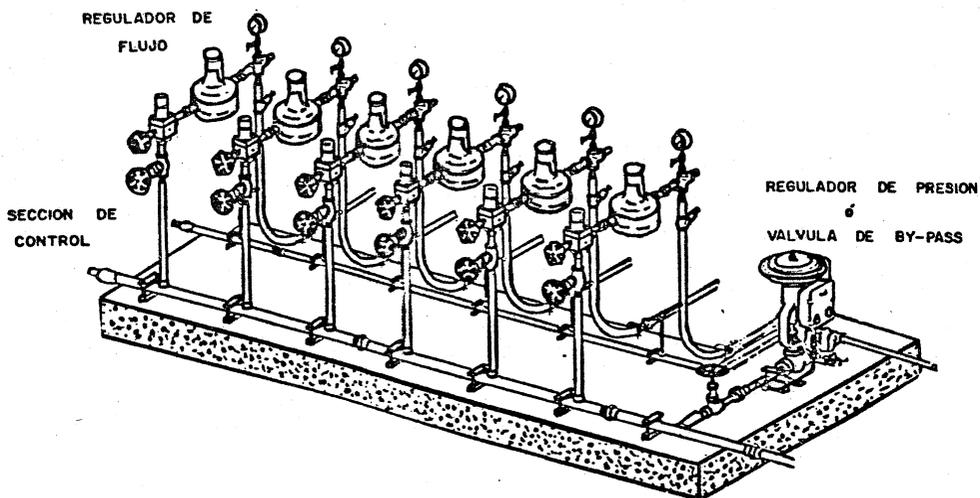


FIG. 3.18 CABEZAL DE DISTRIBUCION

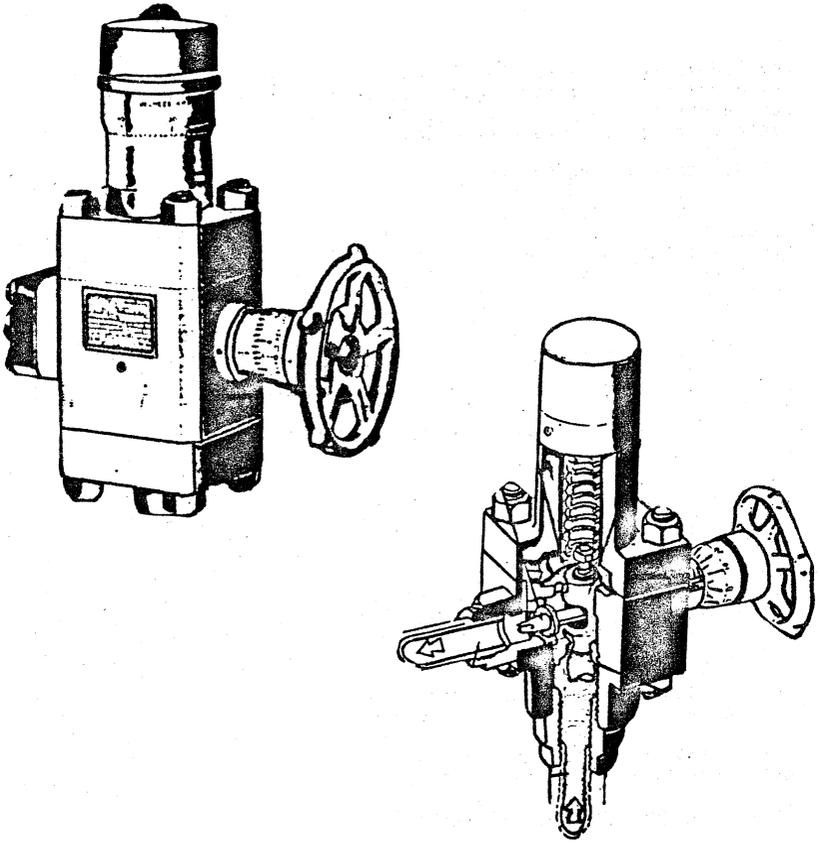


FIG. 3.19 VALVULAS REGULADORAS DE FLUJO

reguladoras de presión (Fig. 3.20); las primeras controlan el volumen del fluido motriz inyectado, sin importar la presión de operación que se tenga, y las segundas permiten controlar automáticamente dicha presión de operación.

### 3.7.3. Válvulas de Cuatro Vías

Esta válvula (Fig. 3.21), es un dispositivo instalado en la cabeza del pozo que permite regular el fluido motriz. Tiene cuatro posiciones que permiten la introducción, la operación y la extracción de una unidad de bombeo. En la Fig. 3.22 se muestran las posiciones mencionadas durante la operación en circuito abierto de un sistema de "bombeo libre con tuberías paralelas". En la primera posición, denominada "cierre y purga", tanto las tuberías como la válvula de pie están cerradas, el pozo está lleno de fluido y el fluido motriz fluye directamente a la batería de separadores a través de la válvula de cuatro-vías. En este tipo de operaciones la unidad de bombeo lleva un dispositivo de pesca (Fig. 3.23), que tiene unas copas de hule que facilitan la extracción de la unidad al ofrecer una mayor área de resistencia al flujo ascendente del fluido motriz; la válvula de cuatro-vías a la posición de "bombeo", donde el fluido motriz fluye hacia abajo a través de la tubería de inyección y retorna por la tubería de descarga, manteniendo cerrada la válvula de pie y desplazando la unidad de bombeo hasta su asiento; al llegar a éste, el elemento de empaque de la bomba actúa en la cámara de fondo, aislando el espacio anular y obligando al fluido motriz a entrar a la bomba y hacerla trabajar. En la posición "operación", se muestra que al abrirse la válvula de pie por el vacío provocado en la carrera ascendente del pistón, el aceite producido entra a la unidad de bombeo, la cual lo impulsa hacia la superficie mezclado con el fluido motriz. En la posición "extracción", se invierte el flujo del fluido motriz, la válvula de pie se cierra y la unidad de bombeo es desplazada hacia la superficie, donde es sujeta por el conector-soltador. Para recuperar esta unidad se debe regresar a la posición de "cierre y purga", reanudándose así el ciclo.

### 3.7.4. Conexiones Superficiales.

En los pozos de bombeo hidráulico se utiliza únicamente la sección del árbol de válvulas correspondiente a la última tubería de revestimiento; sobre esta sección se instala el cabezal donde van alojadas las tuberías utilizadas con los colgadores y empaques mecánicos respectivos.

En el carrete superior del cabezal se enrosca un niple corto, en cuyo extremo se conecta la válvula de cuatro-vías.

El diseño de este cabezal depende de la instalación superficial y del sistema de inyección que se tenga, puesto que esto determina el número de tuberías a utilizarse, ya sean una, dos o tres.

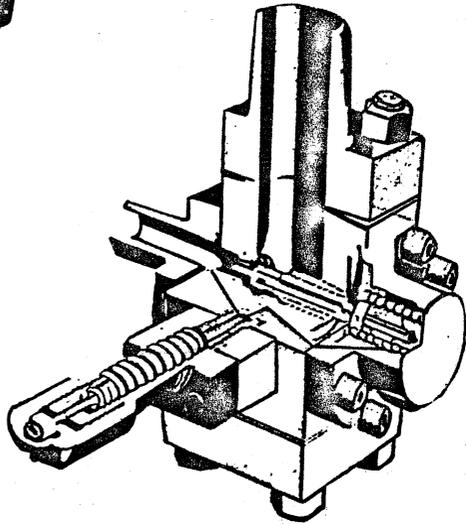
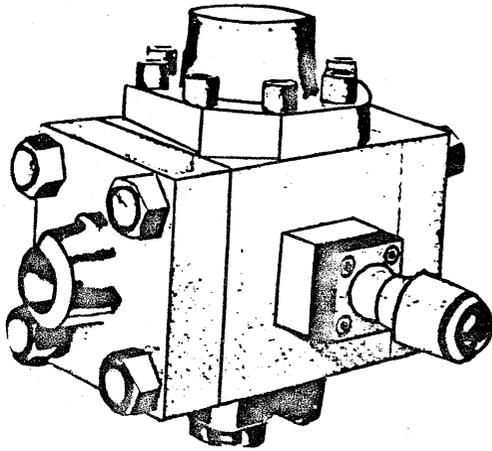


FIG. 3.20 VALVULAS REGULADORAS DE PRESION

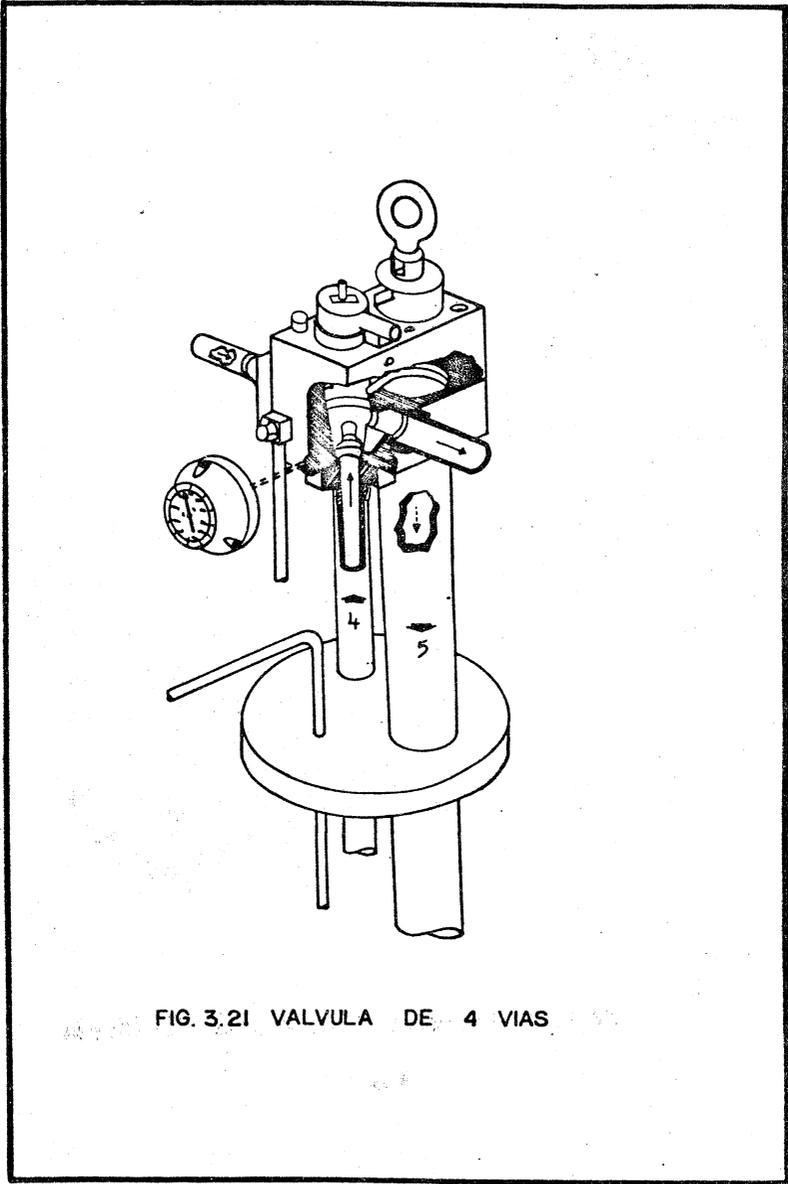
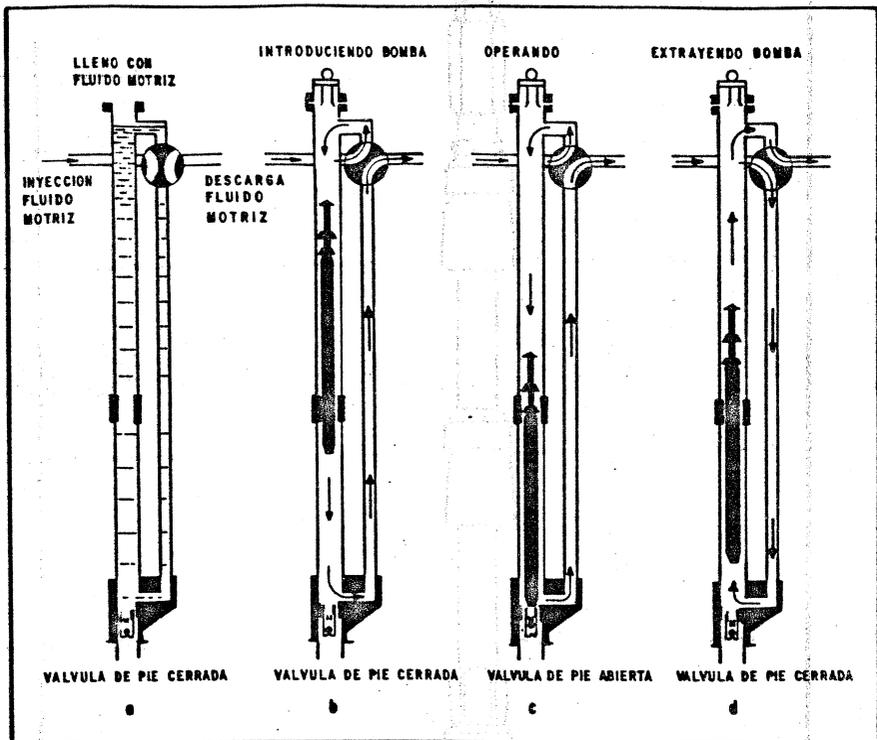


FIG. 3.21 VALVULA DE 4 VIAS



**FIG. 3.22. DIFERENTES POSICIONES DURANTE LA OPERACION EN CIRCUITO ABIERTO DE BOMBA LIBRE CON TUBERIAS PARALELAS**

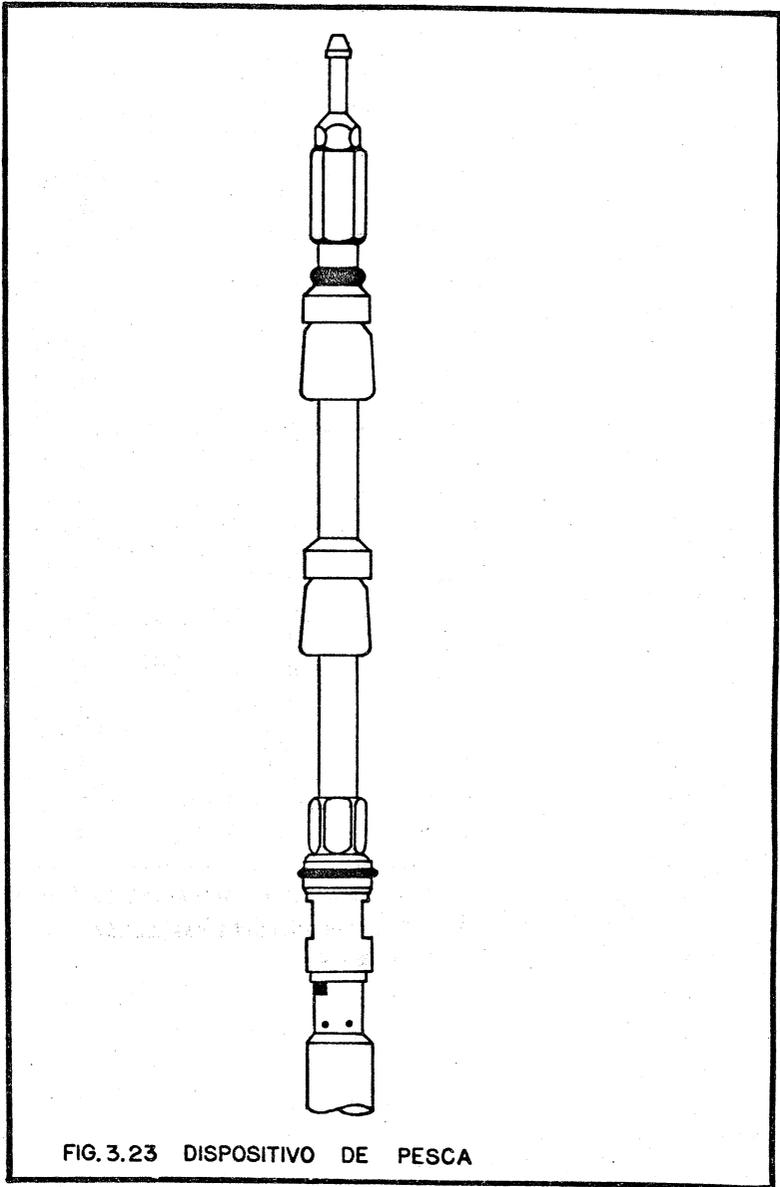


FIG. 3.23 DISPOSITIVO DE PESCA

En la Fig. 3.24 se muestran las conexiones superficiales más comunes, incluyendo: cabezal, carrete adaptador, tuberías, -- válvulas y el retorno (by-pass), que es una línea que comunica la tubería de inyección con la tubería de descarga, permitiendo el -- paso directo del fluido motriz, lo que propicia una operación más flexible.

### 3.7.5. Sistema de Tanques para el Almacenamiento y Tratamiento -- del Fluido Motriz.

Posiblemente el factor más importante en el funcionamiento eficiente de un sistema de bombeo hidráulico es la calidad del -- fluido motriz, puesto que este fluido recorre todo el sistema a -- través de la bomba triplex, el cabezal de distribución y la unidad de bombeo; cualquier impureza que se tenga, ya sea agua o sedimen- to, causará un desgaste excesivo en esos mecanismos. Por tanto, -- con el objeto de asegurar la limpieza del fluido motriz, es neces- rio tener un sistema de tanques cuyo diseño permite tratar y alma- cenarlo adecuadamente.

Uno de los sistemas más recomendados por los fabricantes -- de equipo es el que se muestra en la Fig. 3.25. La base de este -- sistema es un diseño que permite el movimiento lento del fluido -- (aceite) en el interior del tanque de asentamiento y que además, -- evita la formación de flujo turbulento o de burbujas de gas, que -- pudieran arrastrar impurezas hacia la succión de la bomba triplex.

En términos generales, se recomiendan las siguientes espe- cificaciones para los elementos que constituyen este sistema:

a) Tanque de asentamiento.- Tanque de tres anillos, de 750 barriles de capacidad, provisto de un sistema de drene apropiado.

b) Separador atmosférico.- Dispositivo cilíndrico, esbelto, de mayor altura que el tanque de asentamiento, con la sección supe- rior de mayor diámetro que la inferior. La entrada del fluido - -- (aceite) debe efectuarse a través de la sección superior.

c) Línea de alimentación al tanque.- Debe ser de 4" de diá- metro como mínimo, conectada a la sección inferior del separador y con una válvula de control, que debe ser de compuerta (de paso com- pleto). La línea termina debajo del centro del difusor y en su ex- tremo debe llevar una "T" en posición vertical.

d) Difusor.- Debe ser nivelado perfectamente para evitar -- fugas de aceite por el extremo más alto.

e) Línea de descarga al tanque de almacenamiento.- El pun- to de salida de esta línea debe estar localizado a 12 pies del fon- do del tanque y es necesario conectarla a la descarga de vapores -- para evitar el efecto de sifón. Debe conectarse al tanque de alma-

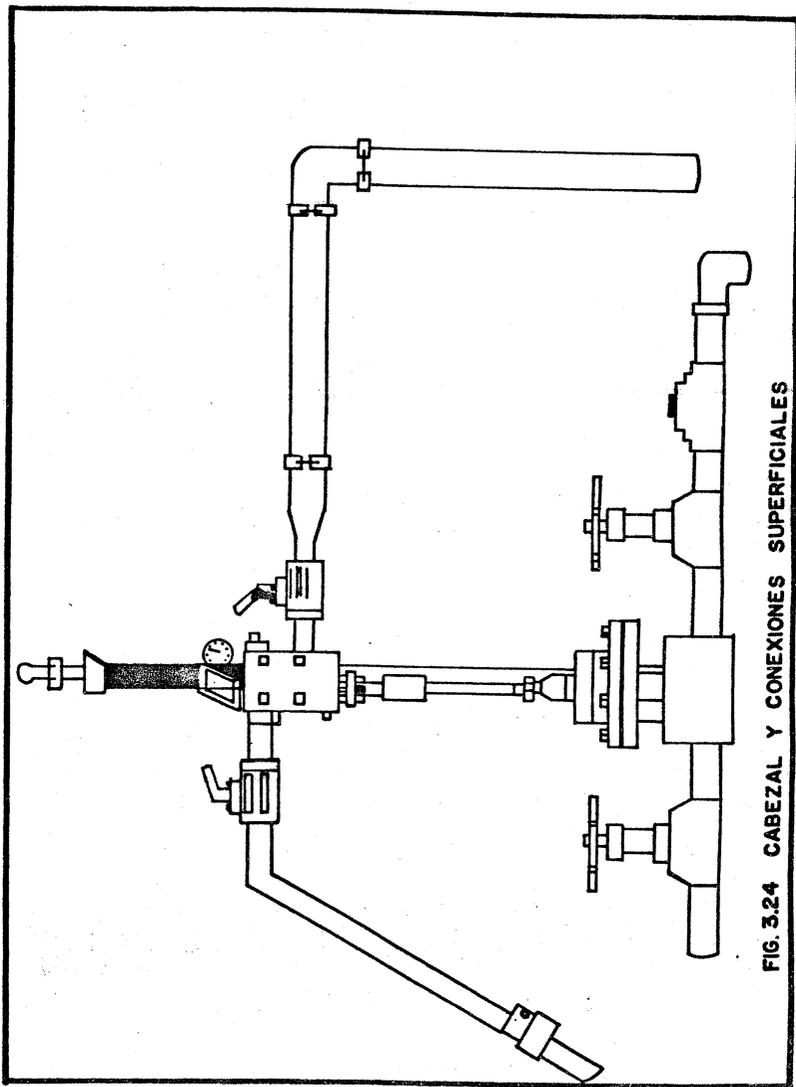


FIG. 3.24 CABEZAL Y CONEXIONES SUPERFICIALES

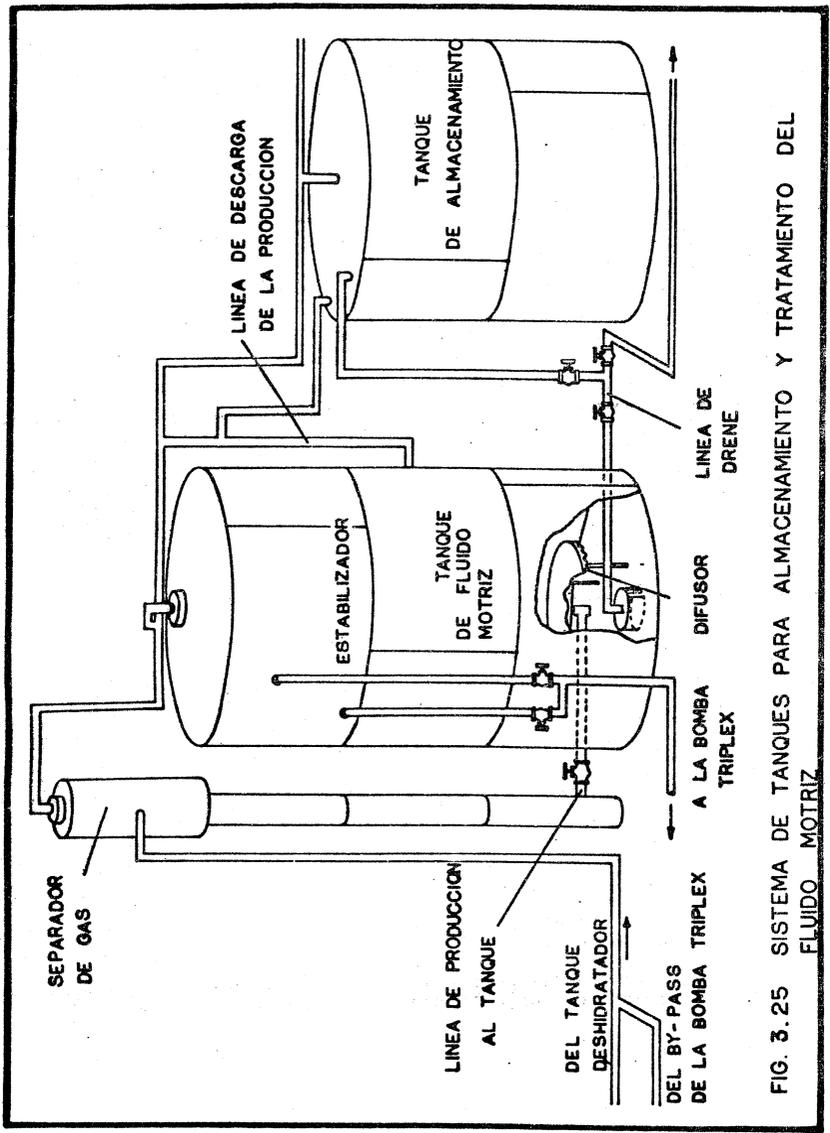


FIG. 3.25 SISTEMA DE TANQUES PARA ALMACENAMIENTO Y TRATAMIENTO DEL FLUIDO MOTRIZ

cenamiento a 18" de la cúpula para mantener el nivel del fluido - necesario para alimentación de la bomba triplex.

f) Línea de alimentación a la bomba triplex.- Debe estar - instalada diametralmente opuesta a la línea de descarga al tanque de almacenamiento, para evitar la canalización del fluido dentro - del tanque.

g) Línea de descarga de vapores.- Debe tener un diámetro - mínimo de 3", y ésta, como todas las tuberías superficiales, debe estar protegida contra la corrosión y deterioro mecánico.

### 3.7.6. Tuberías Utilizadas.

Las tuberías que se utilizan en un sistema de bombeo hi- - dráulico se seleccionan de acuerdo con el volumen que se va a mene- - jar, las presiones de operación y las longitudes que tienen que cu- - brir; además, la limitación física debida a los diámetros interio- - res de las tuberías de revestimiento es un factor fundamental en - la programación del sistema, equipo y tuberías que deberán utili- - zarse.

Existen diversos diámetros de tipos de tuberías que pueden utilizarse para cubrir la gran variedad de problemas que se presen- - tan en un sistema de esta magnitud; sin embargo, se presenta una - clasificación general de tuberías, indicando su objetivo tipo y -- diámetros más usados.

#### a) Tuberías superficiales:

- (1) Alimentación a los tanques almacenadores de fluido mo- - triz: Tubería de línea de 3", 4" y 6".
- (2) Alimentación a las bombas triplex: Tuberías de línea - de 3" y 4".
- (3) Descarga de las bombas triplex al cabezal de distribu- - ción: Tubería reforzada de 1", 1-1/4" y 2".
- (4) Descarga del cabezal de distribución a los pozos: Tubería reforzada de 1", 1-1/4" y 2".
- (5) Descarga del pozo a la batería de separadores: Tubería de línea de 3" y 4".
- (6) Descarga del pozo a los tanques de fluido motriz (cir- - cuito cerrado): Tubería reforzada de 1", 1-1/4" y 2".

b) Tuberías subsuperficiales.- Estas tuberías son reforzadas (J-55, N-80) y se unen entre sí por medio de grampas colocadas una en cada tramo de tubería de inyección, o bien por medio de flejes metálicos y en la misma forma. Se usa grasa sellante a base de zinc en los coples, con el objeto de evitar fugas. Las medidas más usuales son:

- (a) Tubería de inyección de 3/4", 1", 1-1/4", 1-1/2" y 2".
- (b) Tubería de producción: 2", 2-1/2", 3", 3-1/2" y 4".
- (c) Tubería de descarga: 3/4", 1", 1-1/4" y 1-1/2".

### 3.8. CONSIDERACIONES Y CALCULOS DE DISEÑO.

Para diseñar una instalación de bombeo hidráulico es necesario efectuar las consideraciones siguientes:

- (1) Seleccionar el sistema de inyección del fluido motriz (cerrado o abierto).
- (2) Definir si el gas producido es venteado por el espacio anular o pasa por la bomba.
- (3) Elegir un determinado arreglo de tubería de producción, inyección y descarga.
- (4) Seleccionar la bomba subsuperficial adecuada para la tubería de producción y para los requerimientos del pozo.
- (5) Elegir el empleo de una planta integral de inyección del fluido motriz o prescindir de ella, empleando un sistema de inyección por cada pozo.
- (6) Seleccionar la bomba superficial para inyectar el fluido motriz.
- (7) Elegir el sistema de limpieza del fluido motriz.

#### 3.8.1. Circuito Abierto o Circuito Cerrado del Fluido Motriz.

Cuando el espacio de una central de recolección (Batería) es, o se trata de una localización urbana o bien es una plataforma de producción, o por factores ecológicos, es conveniente elegir un circuito cerrado. Empleando agua como fluido de inyección motriz, puede minimizarse el peligro de contaminación por derrames en el campo, pero puede ser más costoso por requerir considerables volúmenes de aditivos.

Si ninguno de los factores antes mencionados se presentan, es conveniente, tanto para el circuito cerrado como para el circuito abierto, utilizar como fluido mótriz el aceite, ya sea el producido o bien un aceite tratado; ya que a diferencia del agua, la adición de agentes inhibidores es mínima y la característica lubricante es más continua.

### 3.8.2. Gas Producido.

Anteriormente se concluyó que las instalaciones subsuperficiales resultan menos costosas cuando el fluido producido pasa por la bomba, no así cuando el gas es venteado por el espacio anular, ya que requiere un arreglo adicional en la sarta de producción incrementándose considerablemente los costos.

Cuando los pozos tienen baja presión de fondo (del orden de  $400 \text{ lb/pg}^2$ ) y alta relación gas-líquido ( $> 500 \text{ pies}^3/\text{bl}$ ), de acuerdo a experiencias de campo, es más recomendable ventear el gas por el espacio anular.

Las eficiencias de flujo no deben ser menores del 50% para que el diseño sea rentable y confiable; esta eficiencia puede ser mejorada desfogando el gas liberado por el espacio anular.

### 3.8.3. Bombas Subsuperficiales.

En las Figs. 3B(1) a la 3B(14)\* se muestran los esquemas y las tablas con las especificaciones de las bombas subsuperficiales.

Algunas de estas bombas tienen motores con dos pistones o bombas con dos pistones. Las válvulas reversibles de los motores se localizan en la parte superior de la bomba, en la parte media o en el pistón de los motores en otras bombas. Se dispone de tramos cortos de tubería que tienen una longitud de 10 a 30 pies, para efectuar el ajuste del aparejo.

#### Selección de la bomba.

En la mayoría de los casos la bomba para un pozo dado puede ser seleccionada directamente de las especificaciones, antes mencionadas. En dichas tablas, la primera columna enlista el diámetro de la bomba, que también representa el diámetro de la tubería en que puede ser colocada. La segunda columna indica la magnitud de la relación P/E. Estos valores son relacionados a la presión superficial requerida para un levantamiento dado. Para limitar la presión superficial a un máximo aceptable de  $5000 \text{ lb/pg}^2$  se usa la siguiente regla práctica.

\* Apéndice 3B

$$\frac{P}{E} = \frac{\text{BOMBA}}{\text{MOTOR}} = \text{m\u00e1ximo} , \quad \frac{P}{E} = \frac{10000}{\text{Profundidad de colocaci\u00f3n de la bomba, pies.}} \quad (3.1)$$

La tercera columna de las Figuras indican el m\u00e1ximo desplazamiento de la bomba. Por experiencia de campo se recomienda dise\u00f1arlos para un 85% o menos de la m\u00e1xima capacidad de la bomba. - - Cuando dos o mas di\u00e1metros de bomba pueden ser usados, la primera con la m\u00e1xima capacidad de bombeo de fluidos (bajos valores de - - P/E) debe ser elegida. Esto es debido a que se requiere menor presi\u00f3n del fluido motriz en la superficie para operar.

#### 3.8.4. Gasto del Fluido Motriz

El gasto del fluido motriz est\u00e1 en funci\u00f3n de las eficiencias tanto de la bomba como del motor y del desplazamiento por SPM (emboladas por minuto) de las especificaciones de las tablas proporcionadas por los fabricantes.

$q_1$  = Desplazamiento del motor por SPM, bl/d\u00eda por SPM.

$Q_1'$  = Gasto te\u00f3rico del fluido motriz, bl/d\u00eda ( $q_1 \times \text{SPM}$ )

$Q_1$  = Gasto real del fluido motriz, bl/d\u00eda.

$q_4$  = Desplazamiento de la bomba por SPM, bl/d\u00eda por SPM

$Q_4'$  = Gasto de producci\u00f3n te\u00f3rico, bl/d\u00eda ( $q_4 \times \text{SPM}$ )

$Q_4$  = Gasto de producci\u00f3n real, bl/d\u00eda ( $Q_4 = Q_5 + Q_6$ )

$Q_5$  = Producci\u00f3n de aceite, bl/d\u00eda

$Q_6$  = Producci\u00f3n de agua, bl/d\u00eda

$Q_1'/Q_1$  = Eficiencia del motor

$Q_4/Q_4'$  = Eficiencia de la bomba

Los valores de  $q_1$  y  $q_4$  son obtenidos de las columnas 4 y - 5 de las especificaciones de las bombas. Representadas por las - - Figs. 3B(1) a la 3B(14). Una bomba hidr\u00e1ulica subsuperficial nueva tiene un motor con una eficiencia aproximada del 95% y la bomba tiene una eficiencia arriba del 90%. Un buen dise\u00f1o pr\u00e1ctico consiste en usar un 90% de eficiencia en el motor y un 85% de eficiencia en la bomba y seleccionar una bomba que pueda operar abajo del 85% de su velocidad de bombeo.

Si la bomba está colocada abajo del empacador y consecuentemente el gas producido está pasando a través de ella, la eficiencia debe ser calculada, empleando la Fig. 3.26. Las definiciones descritas anteriormente puede ser ejemplificadas numéricamente como se indica a continuación:

$$Q_4 = Q_4' (Q_4/Q_4') = (q_4 \times \text{SPM}) (Q_4/Q_4') \quad (3.2)$$

$$Q_1 = \frac{Q_1'}{Q_1'/Q_1} = \frac{q_1 \times \text{SPM}}{Q_1'/Q_1} \quad (3.3).$$

La eficiencia volumétrica total,  $N_u$ , se obtiene multiplicando la eficiencia de la bomba por la eficiencia del motor, entonces:

$$N_u = Q_4/Q_4' \times Q_1'/Q_1 = Q_4/Q_1 \times Q_1'/Q_4'$$

$$N_u = Q_4/Q_1 \times q_1/q_4 \quad (3.4)$$

### 3.8.5. Fricción en la Bomba

La presión requerida en una bomba hidráulica para operar - bajo condiciones teóricas de operación (no carga) se muestra en la Fig. 3.27. Este nomograma representa la caída de presión por fricción mecánica e hidráulica a través de la bomba. La viscosidad del fluido motriz a la temperatura de fondo del pozo puede ser obtenida empleando las Figs. 3.28 y 3.29.

Las conversiones de °API a gravedad específica pueden ser obtenidas con la Tabla 3.1. Los valores obtenidos en la Fig. 3.27 representan el desplazamiento total del émbolo (pistón), considerando un 100% de eficiencia de bombeo. Cuando la proporción de los fluidos a través de la bomba es reducida por la carrera del pistón o por el paso del gas, la fricción total puede ser, en algunos casos, más baja que la determinada en las gráficas. Esto es porque - aproximadamente el 25% de la fricción total es del fluido bombeado o del fluido de la bomba. Este valor no está bien documentado para todas las bombas, pero puede usarse para estimar la reducción de la fricción en la bomba debido al bombeo real de los fluidos. Una ecuación de la forma de  $\Delta P$  de la Fig. 3.27 es:

$$\Delta P = F_{EE} + F_{PE} \quad (3.5)$$

Donde:

$$F_{EE} = \text{Fricción en el motor} = 0.75 \Delta P$$

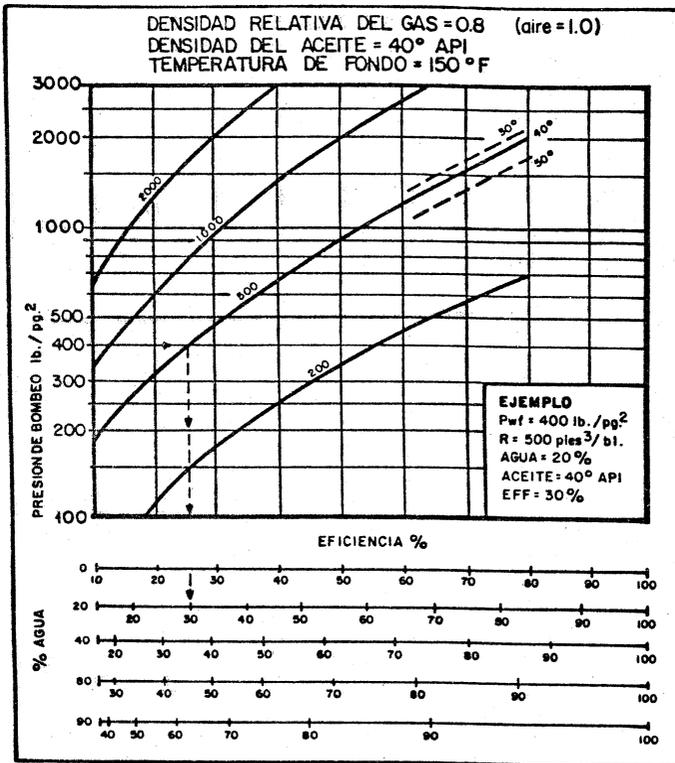


FIG. 3. 26. EFICIENCIAS VOLUMETRICAS TEORICAS PARA BOMBAS DE TUBERIA DE REVESTIMIENTO

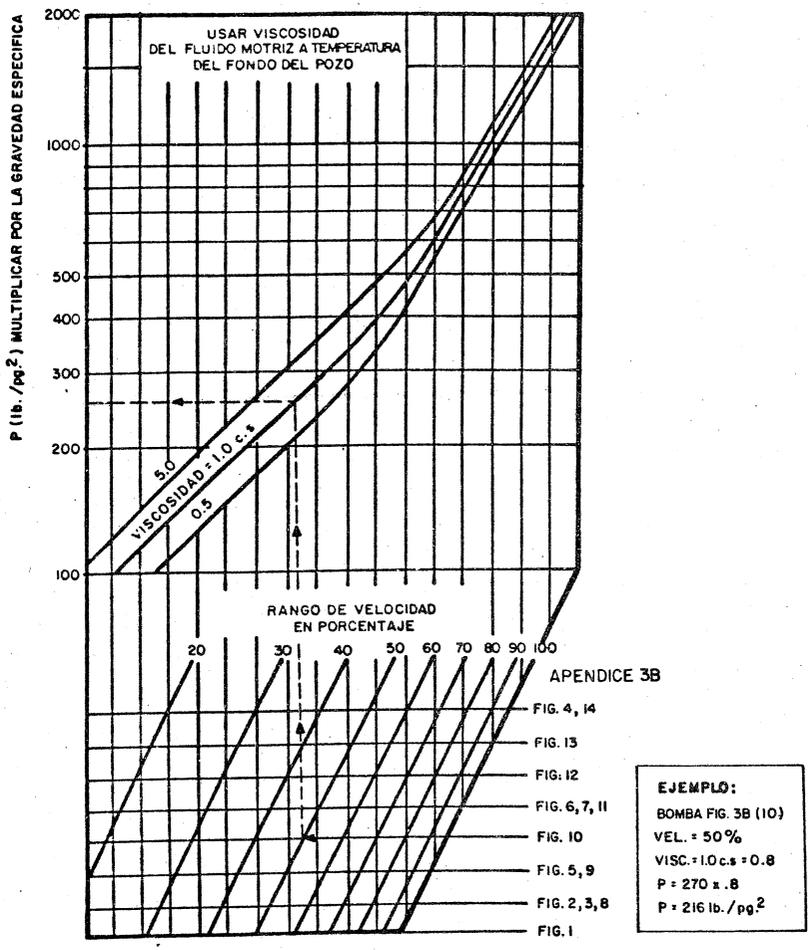
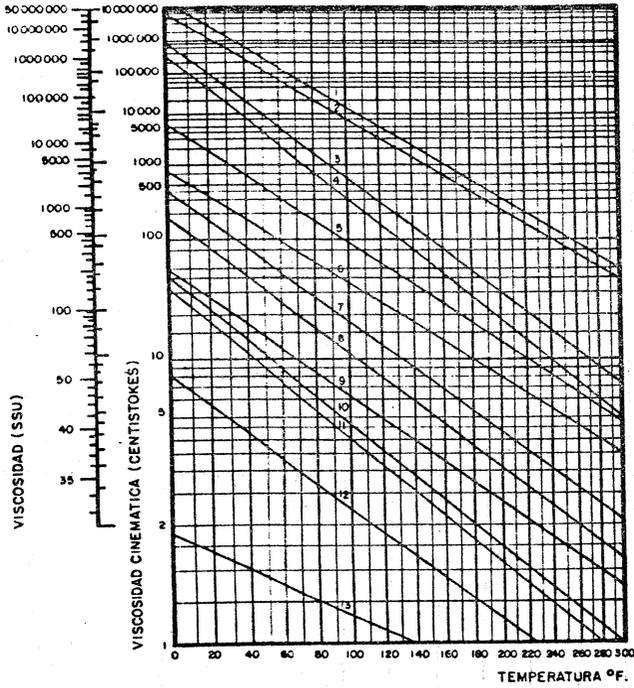


FIG. 3. 27. PRESION REQUERIDA PARA OPERAR UNA BOMBA HIDRAULICA SIN CARGA



	°API			°API	
1	9.5	BOSCAN, VER.	8	30.6	VENTURA, CALIF.
2	10.7	BOSCAN, VER.	9	31.1	KETTLEMAN HILLS, CALIF.
3	14.0	MARICOPA, CALIF.	10	36.4	OKLAHOMA CITY, OKLA.
4	15.0	WILMINGTON, CALIF.	11	38.6	KETTLEMAN HILLS, CALIF.
5	19.8	SANSINENA, CALIF.	12	44.0	DENTON, NEW MEXICO
6	25.6	SCHOLEM ALECHEM, OKLA.	13	50.7	KETTLEMAN HILLS, CALIF.
7	26.8	SEAL BEACH, CALIF.			

FIG. 3. 28. VISCOSIDAD DEL FLUIDO MOTRIZ A TEMPERATURA DE FONDO DEL POZO

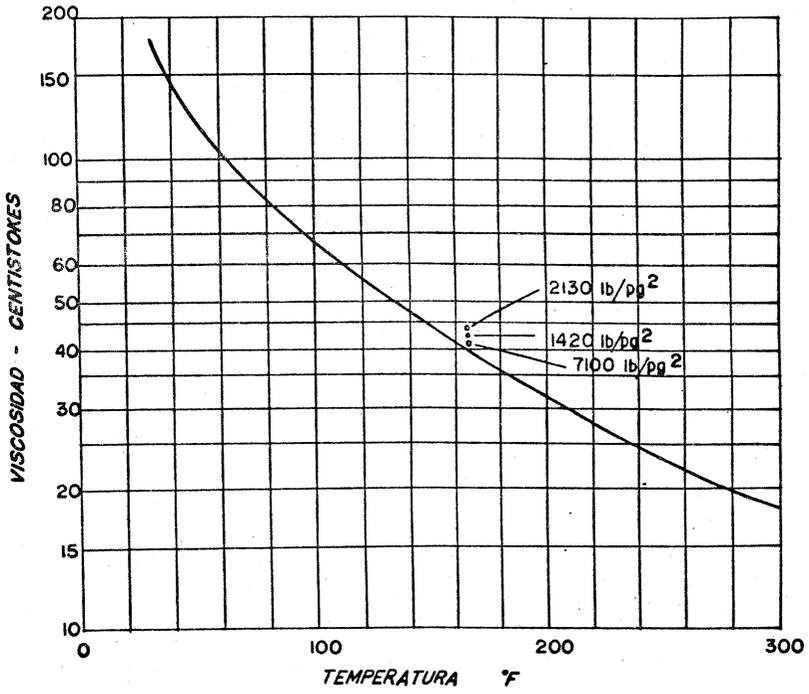


FIG. 3.29 VISCOSIDAD DEL FLUIDO MOTRIZ (AGUA) A LA TEMPERATURA DEL POZO.

$$F_{PE} = \text{Fricción en la bomba} = 0.25 \Delta P$$

En el ejemplo mostrado en la Fig. 3.27, la  $\Delta P$  es 216 lb/pg<sup>2</sup>, entonces:

$$F_{EE} = 0.75 \times 216 = 162 \text{ lb/pg}^2$$

$$F_{PE} = 0.25 \times 216 = 54 \text{ lb/pg}^2$$

Suponiendo que se tiene una bomba de 2 1/2", de la Fig. 3B(10), esto es una bomba de 2 1/2" x 1 3/4" (la medida más grande puede ser de 2 1/2") y está operando al 100% de eficiencia de bombeo y es corregida a 54 lb/pg<sup>2</sup>. Pero si además se refiere a -- 2 1/2" x 1 3/4" - 1 1/2", operando la bomba a 80% de eficiencia de bombeo, el gasto  $Q_4$  puede ser menor que el usado para construir la gráfica. Dado que la corrección de  $F_{PE}$  es una cantidad pequeña, puede ser ignorada, ya que el error involucrado de esta forma no es de consideración.

Si el  $F_{PE}$  debe ser corregido, estará en proporción directa de los fluidos que pasan a través de la bomba.

$$F_{PE} = 0.25 \frac{\Delta P \times q_4 \text{ del pistón usado } (Q_4/Q_4')}{q_4 \text{ (capacidad máxima del pistón)}} \quad (3.6)$$

Si el ejemplo de la Fig. 3.27 es una bomba de 2 1/2 x - - x 1 3/4 - 1 1/2" (Fig. 3B (10)) y la eficiencia de la bomba es de 80%

$$F_{PE} = 0.25 \times 216 (7.44/10.86) (0.8) = 29.6 \text{ lb/pg}^2$$

La fricción total (real) de la bomba, es entonces:

$$F_p = F_{EE} + F_{PE} \quad (3.7)$$

Donde:

$$F_{EE} = 0.75 \Delta P, \text{ de la Fig. 3.27}$$

$$F_{PE} = 0.25 \Delta P \times q_4/q_4 \text{ máx. } (Q_4/Q_4'), \text{ de la ecuación 3.6.}$$

Para el ejemplo anterior:

$$F_p = (0.75) (216) + 29.6 = 191.6 \text{ lb/pg}^2$$

Cuando la corrección de  $F_{PE}$  es ignorada:

$$F_p = \Delta P$$

### 3.8.6. Cálculo de las Presiones

Las diferentes presiones, pérdidas por fricción y densidades de los fluidos involucrados en el sistema CPF u OPF se muestran en las Figs. 3.30 (A y B). La presión ejercida por el fluido motriz en el motor es conocida como  $P_1$ , en el momento en que el motor descarga se le conoce como una  $P_2$ . Cuando la bomba descarga se tiene una  $P_3$  y la presión con que es llenada la bomba es una  $P_4$ .

La Fig.3.31 ilustra las áreas de las secciones transversales de una bomba (Kobe) tipo A (Fig. 3B(9)) en la cual están involucradas las diferentes presiones (otras bombas tienen diferente configuración). De esta forma se puede determinar la fuerza en el desplazamiento o carrera del émbolo y asignar un signo (+) para las fuerzas que actúan corriente arriba; de acuerdo a esto se tiene:

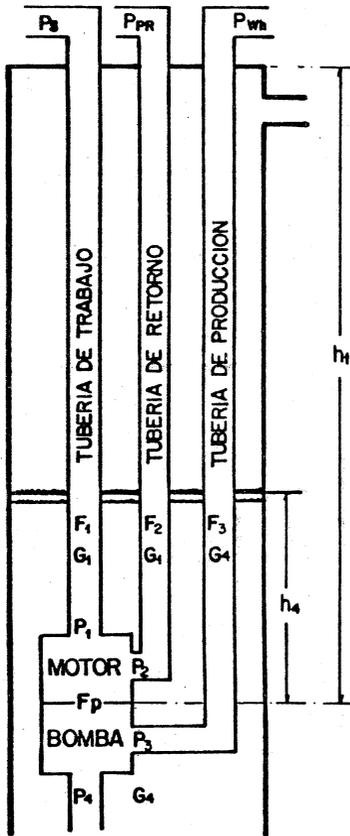
$$\begin{aligned}
 - P_1 A_R - P_2 (A_E - A_R) + P_1 (A_E - A_R) - P_3 (A_P - A_R) + P_4 (A_P - A_R) + P_1 A_R &= 0 \\
 (P_1 - P_2)(A_E - A_R) - (P_3 - P_4)(A_P - A_R) &= 0 \\
 P_1 - P_2 - (P_3 - P_4) \frac{A_P - A_R}{A_E - A_R} &= 0 \quad (3.8)
 \end{aligned}$$

La fricción de la bomba,  $F_p$  no se muestra en la Fig. 3.31 debido a que no opera contra el área. Esta es función de la velocidad de la bomba, del paso del fluido en la bomba y de la fricción mecánica de la bomba. Dada su acción contraria al movimiento, debe tener un signo negativo y la ecuación se puede representar de la manera siguiente:

$$P_1 - P_2 - (P_3 - P_4) \frac{A_P - A_R}{A_E - A_R} - F_p = 0 \quad (3.9)$$

La cantidad  $\frac{A_P - A_R}{A_E - A_R}$  es la relación del área neta de la bomba con respecto al área neta del motor para este tipo de bomba, la relación corriente abajo y corriente arriba es la misma.

Dado que esta es una bomba de doble acción esta relación es también una relación de volúmenes - Desplazamiento de la bomba, con respecto al desplazamiento del motor - y es conocida como una relación "bomba motor" o relación de potencia (P/E). Para una bomba de acción simple se requiere alrededor del 20% de fluido motriz adicional para realizar el desplazamiento hacia abajo (para llenar la bomba) tal que su relación del volumen es diferente a su P/E. Por esta razón, en las bombas de acción simple se refiere a la P/E como una relación de presión. Las tablas de especificaciones listan valores numéricos de P/E para cada capacidad de bomba.



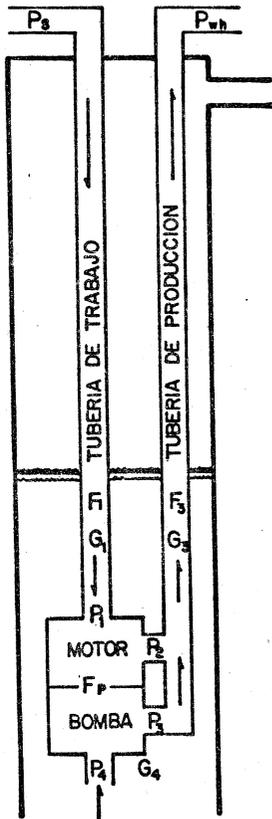
$$P_1 = h_1 G_1 - F_1 + P_s$$

$$P_2 = h_1 G_1 + F_2 + P_{PR}$$

$$P_3 = h_1 G_4 + F_3 + P_{wh}$$

$$P_4 = h_4 G_4 = P_{wf}$$

FIG.3.30A PRESIONES Y PERDIDAS POR FRICCION QUE AFECTAN EL BOMBEO HIDRAULICO EN UN SISTEMA CERRADO.



$$P_1 = h_1 G_1 - F_1 + P_s$$

$$P_2 = P_3$$

$$P_3 = h_1 G_3 + F_3 + P_{wh}$$

$$P_4 = h_4 G_4 = P_{wf}$$

FIG. 3.30B PRESIONES Y PERDIDAS POR FRICCION QUE AFECTAN EL BOMBEO HIDRAULICO EN UN SISTEMA ABIERTO.

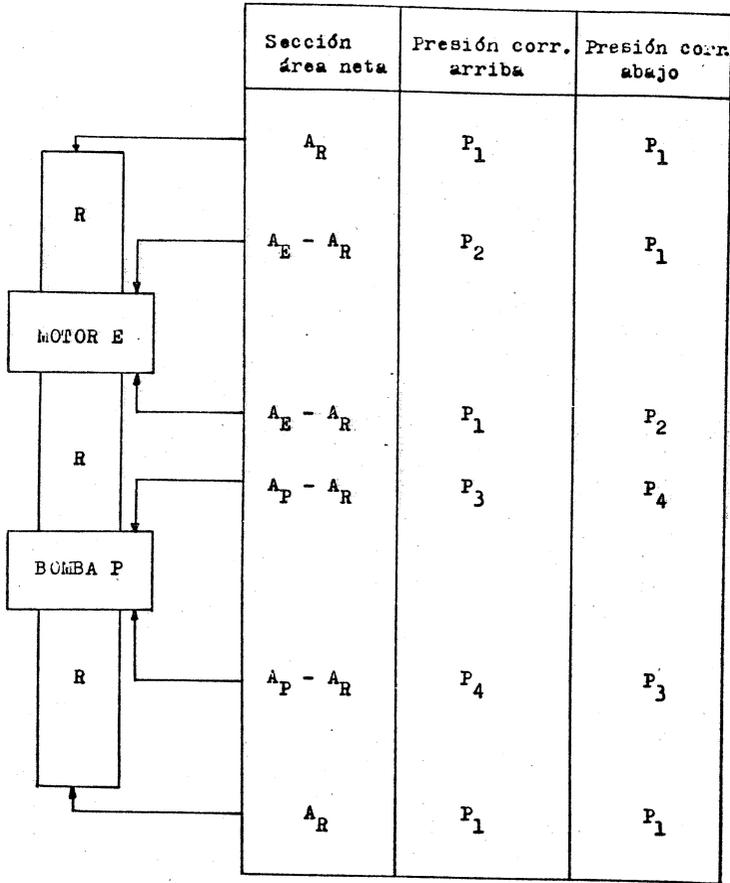


FIG.3.31. PRESIONES QUE ACTUAN EN UNA BOMBA KOBE TIPO A

La ecuación algebraica que relaciona áreas de bombas con P/E es diferente para diferentes tipos de bomba, tal que debe - sustituirse P/E en la ecuación anterior. En un sistema cerrado - la ecuación general para las bombas hidráulicas se presenta de la forma siguiente:

$$P_1 - P_2 - (P_3 - P_4) P/E - F_p = 0 \quad (3.10)$$

Sustituyendo los valores correspondientes de  $P_1, P_2, P_3$  y  $P_4$  representados en la Fig. 3.30A.

$$(h_1 G_1 - F_1 + P_s) - (h_1 G_1 + F_2 + P_{PR}) - (h_1 G_4 + F_3 + P_{FL} - h_4 G_4) P/E - F_p = 0 \quad (3.11)$$

Para un desplazamiento ascendente, expresado en palabras es:

$$\left[ \begin{array}{l} \text{Presión abajo} \\ \text{del pistón} \\ \text{del motor} \end{array} \right] \left[ \begin{array}{l} \text{Area efectiva} \\ \text{del motor} \\ \text{igual a 1} \end{array} \right] - \left[ \begin{array}{l} \text{Presión en la} \\ \text{parte superior} \\ \text{del pistón} \\ \text{del motor} \end{array} \right] \left[ \begin{array}{l} \text{Area} \\ \text{efectiva} \\ \text{igual a 1} \end{array} \right] -$$

$$\left[ \begin{array}{l} \text{Presión efectiva} \\ \text{a través del pistón} \\ \text{de la bomba = des-} \\ \text{carga entrada} \end{array} \right] \left[ \begin{array}{l} \text{Area efectiva} \\ \text{de la bomba} \\ \text{igual a P/E} \end{array} \right] - \left[ \begin{array}{l} \text{Fricción} \\ \text{en la} \\ \text{bomba} \end{array} \right] = 0$$

Resolviendo la ecuación anterior para  $P_s$  da:

$$P_s = F_1 + F_2 + P_{PR} + F_p + \left[ (h_1 - h_4) G_4 + F_3 + P_{wh} \right] P/E \quad (3.11)$$

Algunas bombas tienen un término adicional en la ecuación que es una función de  $(P_2 - P_3)$ , pero éste término es casi siempre ignorado porque es muy pequeño. De la Fig. 3B (11) en el término es:

$$(P_2 - P_3) \frac{A_{R2} - A_{R1}}{A_E - A_{R2}} = (P_2 - P_3)(0.07) \quad (3.12)$$

El valor de  $P_2 - P_3$  es comúnmente menor que  $500 \text{ lb/pg}^2$ , por tanto, multiplicando por 0.07 se tiene un valor de  $35 \text{ lb/pg}^2$  (para el sistema abierto,  $P_2 = P_3$ ) aunque este término se elimine.

Algunas bombas tienen diferente valor de P/E, tanto para un desplazamiento ascendente como descendente. Cuando la diferencia es pequeña, un valor promedio es dado en las tablas de las especificaciones; cuando éste valor es significativo se da un valor mayor y la bomba tendrá una restricción en el fluido motriz en - - cualquiera de los desplazamientos (hacia arriba o hacia abajo), -

con el fin de proporcionar esencialmente la misma presión de operación en ambas direcciones.

La ecuación general para un sistema abierto ( $P_2 = P_3$ ) - se presenta de la siguiente forma:

$$P_1 - P_3 - (P_3 - P_4) P/E - F_p = 0 \quad (3.13)$$

Despejando  $P_1$ , se tiene:

$$P_1 = P_3 + (P_3 - P_4) P/E + F_p \quad (3.14)$$

Su significado en palabras es:

$$\begin{aligned} & \left[ \begin{array}{l} \text{Presión en el} \\ \text{fondo de la} \\ \text{columna del} \\ \text{fluido motriz} \end{array} \right] \left[ \begin{array}{l} \text{Area} \\ \text{efectiva} \\ \text{del motor} \\ \text{igual a 1} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{l} \text{Presión en el} \\ \text{fondo de la} \\ \text{columna de} \\ \text{retorno} \end{array} \right] \left[ \begin{array}{l} \text{Area} \\ \text{efectiva} \\ \text{del motor} \\ \text{igual a 1} \end{array} \right] + \\ & + \left[ \begin{array}{l} \text{Presión efectiva} \\ \text{a través del} \\ \text{pistón de la} \\ \text{bomba} \end{array} \right] \left[ \begin{array}{l} \text{Area} \\ \text{efectiva} \\ \text{de la} \\ \text{bomba} = P/E \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{l} \text{Fricción} \\ \text{de la} \\ \text{bomba} \end{array} \right] \end{aligned}$$

Recordando de nuevo la ecuación (3.14), se tiene

$$P_1 = P_3 (1 + P/E) - P_4 (P/E) + F_p \quad (3.15)$$

Su significado en palabras es:

$$\begin{aligned} & \left[ \begin{array}{l} \text{Presión en el} \\ \text{fondo de la} \\ \text{columna del} \\ \text{fluido motriz} \end{array} \right] \left[ \begin{array}{l} \text{Area} \\ \text{efectiva} \\ \text{del motor} \\ \text{igual a 1} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{l} \text{Presión en el} \\ \text{fondo de la} \\ \text{columna de} \\ \text{retorno} \end{array} \right] \left[ \begin{array}{l} \text{Area efectiva} \\ \text{del motor (=1),} \\ \text{más la bomba} \\ \text{(= P/E)} \end{array} \right] - \\ & - \left[ \begin{array}{l} \text{Presión} \\ \text{de fondo} \\ \text{fluyendo} \\ \text{(P}_{wf}\text{)} \end{array} \right] \left[ \begin{array}{l} \text{Area} \\ \text{efectiva} \\ \text{de la} \\ \text{bomba} \\ \text{= P/E} \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{l} \text{Fricción} \\ \text{de la} \\ \text{bomba} \end{array} \right] \end{aligned}$$

De esta forma la ecuación ilustra que  $P_3$  está actuando - tanto en el pistón de la bomba como en el pistón del motor. Debido a esto, un incremento de presión en la línea superficial de flujo,  $P_{wh}$ , causa un incremento  $(1 + P/E)$  en la presión superficial de operación,  $P_s$ .

Sustituyendo valores de  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  y  $P_4$  de la Fig.3.30.(B)

$$h_1 G_1 - F_1 + P_s = (h_1 G_3 + F_3 + P_{wh})(1 + P/E) - h_4 G_4 (P/E) + F_p$$

Reacomodando términos y despejando  $P_s$ :

$$P_s = (h_1 G_3 + F_3 + P_{wh})(1 + P/E) - h_4 G_4 (P/E) + F_p + F_1 - h_1 G_1 \quad (3.16)$$

Donde,  $h_4 G_4 = P_{wf}$  = Presión de fondo fluyendo.

La ecuación (3.16) puede ser escrita como se indica a continuación:

$$P_s = (h_1 G_3 + F_3 + P_{wh})(1 + P/E) - P_{wf}(P/E) + F_p - (h_1 G_1 - F_1) \quad (3.17)$$

La ecuación (3.16) y la (3.17) dan los mismos resultados, únicamente se ordenan en forma diferente.

Para determinar la  $P_s$  primero se encuentra SPM,  $F_p, Q_1$ , --  $F_1$  y  $F_2$  para el sistema cerrado),  $G_3$  y  $F_3$ . El procedimiento detallado es el siguiente:

- (1) Después de determinar  $Q_4$ , la eficiencia y el desplazamiento de la bomba (de las especificaciones, bl/día por SPM) calcular SPM usando la ecuación (3.2).
- (2) Seguir el procedimiento de la Sección 3.8.5. para determinar  $F_p$ . (usar la viscosidad a la temperatura de fondo por medio de las Figuras 3.28 o 3.29). La densidad relativa se encuentra en la Tabla 3.1.
- (3) Después de obtener SPM, la eficiencia y el desplazamiento del motor (bl/día por SPM) calcular  $Q_1$  usando la ecuación (3.3).
- (4) Empleando las ecuaciones del apéndice 3A, determinar las -- caídas de presión por fricción en las tuberías verticales -- ( $F_1$  y  $F_2$ ) para un sistema cerrado. Usar una temperatura promedio de la columna de fluidos para calcular la viscosidad. La Fig. 3.28, incluye una escala de conversión de segundos -- Saybolt Universal y Centistokes.

- (5) Calcular  $G_3$  usando la siguiente ecuación:

$$G_3 = \frac{Q_1 G_1 + Q_5 G_5 + Q_6 G_6}{Q_1 + Q_4} \quad (3.18)$$

Donde:

$$Q_4 = Q_5 \text{ (producción de aceite)} + Q_6 \text{ (producción de agua)}$$

- (6) Usando la ecuación del apéndice 3A y  $Q_4$  (sistema cerrado) o  $Q_3$  (sistema abierto) encontrar  $F_3$ , donde la gravedad específica de  $Q_3$  se obtiene dividiendo  $G_3$  por 0.433. La viscosidad se obtiene por:

$$\nu_3 = \frac{Q_1 \nu_1 - Q_5 \nu_5 - Q_6 \nu_6}{Q_1 - Q_4} \quad (3.19)$$

- (7) Sustituyendo en la ecuación (3.10) o (3.11) se obtiene el valor de  $P_5$ .

Los pasos 5 y 6 pueden ser eliminados si se usan correlaciones de flujo multifásico para determinar  $P_3$  ( $P_{wf}$ ) pero en este Capítulo se usan los incisos 5 y 6. Este procedimiento no considera producción con gas, pero es un procedimiento conservador que puede proporcionar un diseño confiable, dentro de ciertas limitaciones.

- (8) Calcular la potencia requerida en la bomba superficial y en la bomba subsuperficial, empleando la fórmula siguiente:

$$h_p = \Delta p \times q \times 1.7 \times 10^{-5}$$

donde:

$\Delta p$ , es la caída de presión en  $\text{lb/pg}^2$

$q$ , es el gasto de líquido en  $\text{bl/día}$

TABLA 3.1.

DENSIDADES RELATIVAS Y GRADIENTES DE PRESION

Nota: La primera línea opuesta a cada °API es la densidad relativa a 60 °F. La segunda línea es el gradiente de presión en --- lb/pg<sup>2</sup>/pie.

Grados API	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
10	1.0000	.9993	.9986	.9979	.9972	.9965	.9958	.9951	.9944	.9937
	.4331	.4328	.4325	.4322	.4319	.4316	.4313	.4310	.4307	.4304
11	.9930	.9923	.9916	.9909	.9902	.9895	.9888	.9881	.9874	.9868
	.4301	.4298	.4295	.4292	.4289	.4286	.4282	.4279	.4276	.4274
12	.9861	.9854	.9847	.9840	.9833	.9826	.9820	.9813	.9806	.9799
	.4271	.4268	.4265	.4262	.4259	.4256	.4253	.4250	.4247	.4244
13	.9792	.9786	.9779	.9772	.9765	.9759	.9752	.9745	.9738	.9732
	.4241	.4238	.4235	.4232	.4229	.4226	.4224	.4221	.4218	.4215
14	.9725	.9718	.9712	.9705	.9698	.9692	.9685	.9679	.9672	.9665
	.4212	.4209	.4206	.4203	.4200	.4198	.4195	.4192	.4189	.4186
15	.9659	.9652	.9646	.9639	.9632	.9626	.9619	.9613	.9606	.9600
	.4183	.4180	.4178	.4175	.4172	.4169	.4166	.4163	.4160	.4158
16	.9593	.9587	.9580	.9574	.9567	.9561	.9554	.9548	.9541	.9535
	.4155	.4152	.4149	.4146	.4143	.4141	.4138	.4135	.4132	.4130
17	.9529	.9522	.9516	.9509	.9503	.9497	.9490	.9484	.9478	.9471
	.4127	.4124	.4121	.4118	.4116	.4113	.4110	.4108	.4105	.4102
18	.9465	.9459	.9452	.9446	.9440	.9433	.9427	.9421	.9415	.9408
	.4099	.4097	.4094	.4091	.4088	.4085	.4083	.4080	.4078	.4075
19	.9402	.9396	.9390	.9383	.9377	.9371	.9365	.9358	.9352	.9346
	.4072	.4069	.4067	.4064	.4061	.4059	.4056	.4053	.4050	.4048
20	.9340	.9334	.9328	.9321	.9315	.9309	.9303	.9297	.9291	.9285
	.4045	.4043	.4040	.4037	.4034	.4032	.4029	.4027	.4024	.4021
21	.9279	.9273	.9267	.9260	.9254	.9248	.9242	.9236	.9230	.9224
	.4019	.4016	.4014	.4011	.4008	.4005	.4003	.4000	.3998	.3995
22	.9218	.9212	.9206	.9200	.9194	.9188	.9182	.9176	.9170	.9165
	.3992	.3990	.3987	.3985	.3982	.3979	.3977	.3974	.3972	.3969
23	.9159	.9153	.9147	.9141	.9135	.9129	.9123	.9117	.9111	.9106
	.3967	.3964	.3962	.3959	.3956	.3954	.3951	.3949	.3946	.3944
24	.9100	.9094	.9088	.9082	.9076	.9071	.9065	.9059	.9053	.9047
	.3941	.3939	.3936	.3933	.3931	.3929	.3926	.3923	.3921	.3918
25	.9042	.9036	.9030	.9024	.9018	.9013	.9007	.9001	.8995	.8990
	.3916	.3913	.3911	.3908	.3906	.3904	.3901	.3898	.3896	.3894
26	.8984	.8978	.8973	.8967	.8961	.8956	.8950	.8944	.8939	.8933
	.3891	.3888	.3886	.3884	.3881	.3879	.3876	.3874	.3871	.3868
27	.8927	.8922	.8916	.8911	.8905	.8899	.8894	.8888	.8883	.8877
	.3866	.3864	.3862	.3859	.3857	.3854	.3852	.3849	.3847	.3845
28	.8871	.8866	.8860	.8855	.8849	.8844	.8838	.8833	.8827	.8822
	.3842	.3840	.3837	.3835	.3833	.3830	.3828	.3826	.3823	.3821
29	.8816	.8811	.8805	.8800	.8794	.8789	.8783	.8778	.8772	.8767
	.3818	.3816	.3813	.3811	.3809	.3807	.3804	.3802	.3799	.3797
30	.8762	.8756	.8751	.8745	.8740	.8735	.8729	.8724	.8718	.8713
	.3795	.3792	.3790	.3787	.3785	.3783	.3781	.3778	.3776	.3774
31	.8708	.8702	.8697	.8692	.8686	.8681	.8676	.8670	.8665	.8660
	.3771	.3769	.3767	.3765	.3762	.3760	.3758	.3755	.3753	.3751
32	.8654	.8649	.8644	.8639	.8633	.8628	.8623	.8618	.8612	.8607
	.3748	.3746	.3744	.3742	.3739	.3737	.3735	.3732	.3730	.3728
33	.8602	.8597	.8591	.8586	.8581	.8576	.8571	.8565	.8560	.8555
	.3726	.3723	.3721	.3719	.3716	.3714	.3712	.3710	.3707	.3705

T A B L A 3.1  
( Continuación )

Grados API	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
34	8550	8545	8540	8534	3529	8524	8519	8514	8509	8504
	3703	3701	3699	3696	3694	3692	3690	3687	3685	3683
35	8498	8493	8488	8483	8478	8473	8468	8463	8458	8453
	3680	3678	3676	3674	3672	3670	3667	3665	3663	3661
36	8448	8443	8438	8433	8428	8423	8418	8413	8408	8403
	3659	3657	3654	3652	3650	3648	3646	3644	3642	3639
37	8398	8393	8388	8383	8378	8373	8368	8363	8358	8353
	3637	3635	3633	3631	3629	3626	3624	3622	3620	3618
38	8348	8343	8338	8333	8328	8324	8319	8314	8309	8304
	3616	3613	3611	3609	3607	3605	3603	3601	3599	3596
39	8299	8294	8289	8285	8280	8275	8270	8265	8260	8256
	3594	3592	3590	3588	3586	3584	3582	3580	3577	3575
40	8251	8248	8241	8236	8232	8227	8222	8217	8212	8208
	3574	3571	3569	3567	3565	3563	3561	3559	3557	3555
41	8203	8198	8193	8189	8184	8179	8174	8170	8165	8160
	3553	3551	3548	3547	3544	3542	3540	3538	3536	3534
42	8155	8151	8146	8142	8137	8132	8128	8123	8118	8114
	3532	3530	3528	3526	3524	3522	3520	3518	3516	3514
43	8109	8104	8100	8095	8090	8086	8081	8076	8072	8067
	3512	3510	3508	3506	3504	3502	3500	3498	3496	3494
44	8063	8058	8054	8049	8044	8040	8035	8031	8026	8022
	3492	3490	3488	3486	3484	3482	3480	3478	3476	3474
45	8017	8012	8008	8003	7999	7994	7990	7985	7981	7976
	3472	3470	3468	3466	3464	3462	3460	3458	3457	3454
46	7972	7967	7963	7958	7954	7949	7945	7941	7936	7932
	3453	3451	3449	3447	3445	3443	3441	3439	3437	3435
47	7927	7923	7918	7914	7909	7905	7901	7896	7892	7887
	3433	3431	3429	3428	3425	3424	3422	3420	3918	3416
48	7883	7879	7874	7870	7865	7861	7857	7852	7848	7844
	3414	3412	3410	3408	3406	3405	3403	3401	3399	3397
49	7839	7835	7831	7826	7822	7818	7813	7809	7805	7800
	3395	3393	3392	3389	3388	3386	3384	3382	3380	3378
50	7796	7792	7788	7783	7779	7775	7770	7766	7762	7758
	3376	3375	3373	3371	3369	3367	3365	3363	3362	3360
51	7753	7749	7745	7741	7736	7732	7728	7724	7720	7715
	3358	3356	3354	3353	3350	3349	3347	3345	3344	3341
52	7711	7707	7703	7699	7694	7690	7686	7682	7678	7674
	3340	3338	3336	3334	3332	3331	3329	3327	3325	3324
53	7669	7665	7661	7657	7653	7649	7645	7640	7636	7632
	3321	3320	3318	3316	3315	3313	3311	3309	3307	3305
54	7626	7624	7620	7616	7612	7608	7603	7599	7595	7591
	3304	3302	3300	3298	3297	3295	3293	3291	3289	3288
55	7587	7583	7579	7575	7571	7567	7563	7559	7555	7551
	3286	3284	3282	3281	3279	3277	3276	3274	3272	3270
56	7547	7543	7539	7535	7531	7527	7523	7519	7515	7511
	3269	3267	3265	3263	3262	3260	3258	3256	3255	3253
57	7507	7503	7499	7495	7491	7487	7483	7479	7475	7471
	3251	3250	3248	3246	3244	3243	3241	3239	3237	3236
58	7467	7463	7459	7455	7451	7447	7443	7440	7436	7432
	3234	3232	3230	3229	3227	3225	3224	3222	3221	3219
59	7426	7424	7420	7416	7412	7408	7405	7401	7397	7393
	3217	3215	3214	3212	3210	3208	3207	3205	3204	3202
60	7389	7385	7381	7377	7374	7370	7366	7362	7358	7354
	3200	3198	3197	3195	3194	3192	3190	3188	3187	3185

### 3.8.7. Procedimiento para el Diseño de Equipo en un Pozo.

Este procedimiento sirve como una guía para seleccionar una instalación de bombeo hidráulico y determinar la presión superficial de fluido motriz, necesaria para cada pozo. Un sistema central o unidades individuales de potencia de fluido motriz pueden ser usados.

#### Procedimiento:

- (1) Determinar la presión de fondo fluyendo requerida para el gasto deseado.
- (2) Decidir el tipo de instalación (abierto o cerrado) y si se ventea el gas o pasa por la bomba.
- (3) Determinar el desplazamiento de la bomba para producir el gasto deseado. Se puede considerar una eficiencia de la bomba -- del orden de 80%.
- (4) Seleccionar una bomba (tentativa) para manejar el desplazamiento requerido. Generalmente más de una bomba puede manejar el -- gasto deseado. Normalmente se intenta seleccionar una bomba -- tal que el desplazamiento deseado no sea mayor al 85% de la -- máxima capacidad de la bomba.
- (5) Verificar la velocidad de bombeo requerida.
- (6) Determinar los requerimientos del fluido motriz considerando -- una eficiencia volumétrica del motor del 80%.
- (7) Determinar el volumen total del fluido de retorno y la presión ejercida por la columna del fluido de retorno.
- (8) Determinar las pérdidas de presión por fricción del fluido motriz en el desplazamiento descendente.
- (9) Determinar las pérdidas de presión por fricción de la columna de fluidos que retorna a la superficie.
- (10) Encontrar la presión de levantamiento del fluido de retorno -- (carga + fricción +  $P_{wh}$ ).
- (11) Determinar la presión efectiva de la columna del fluido motriz (carga estática-fricción).
- (12) Determinar las pérdidas de presión por fricción en la bomba.
- (13) Determinar la presión de operación superficial del fluido motriz.
- (14) Seleccionar una bomba triplex adecuada.

EJEMPLO 3.1

Determinar la presión de operación del fluido motriz dados los siguientes datos:

$$Q_5 = 200 \text{ bl/dfa de } 40^\circ\text{API}$$

$$Q_6 = 100 \text{ bl/dfa de } \gamma_w = 1.03$$

$$P_4 = 600 \text{ lb/pg}^2$$

$$h_1 = 10\,000 \text{ pie}$$

$$P_{FL} = p_{wh} = 75 \text{ lb/pg}^2$$

Temperatura en el fondo del pozo = 180°F

Suponer:

Bomba: 252016 Fig. 3.B(7); sistema abierto paralelo con tubería de inyección del fluido motriz de 2 7/8 pg. D.E. y tubería de producción de 2 3/8 pg. D.E. con gas venteado a la superficie por el espacio anular, por lo cual no se requiere la RGA.

$$\frac{Q_1}{Q_1} = 90\% \qquad \frac{Q_4}{Q_4} = 85\%$$

Solución:

$$q_1 = 16.5 \text{ bl/dfa por SPM}$$

de la Figura 3.B (7)  $q_4 = 10.6 \text{ bl/dfa por SPM}$

$$P/E = 0.64$$

$$Q_4 = Q_5 + Q_6 = 200 + 100 = 300 \text{ bl/dfa}$$

$$(1) \text{ SPM} = \frac{Q_4}{\left(\frac{q_4}{Q_4}\right)} = \frac{300}{(10.6)(0.85)} = 33.3$$

- (2) De la Figura 3.28, la viscosidad para 40°API a 180°F (entre las líneas 11 y 12) es aproximadamente 1.5 centistokes. De la Tabla 3.1 la densidad relativa de 40°API = 0.8251.

∴ de la Fig. 3B (7) la velocidad máxima de bombeo es 51 SPM y el porcentaje de velocidad de bombeo =  $\frac{33.3}{51} \times 100 = 65\%$

con el % de velocidad de bombeo y entrando a la Fig. 3.27 en forma vertical hasta intersectar con la velocidad = 1.5 centistokes

para saber si  $F_{PE}$  es despreciable, se puede analizar de la forma siguiente:

$$F_{PE} = 0.25 \Delta p \left( \frac{Q_4 \text{ del pistón seleccionado}}{Q_4 \text{ del desplazamiento máximo del pistón}} \right) \times \frac{Q_4}{Q_4}$$

$$F_{PE} = (0.25)(380) \left( \frac{4.92}{7.03} \right) (0.68) = 45.21 \text{ lb/pg}^2$$

cuando  $F_{PE}$  es menor a  $50 \text{ lb/pg}^2$ , recomiendan los fabricantes de bombas, despreciarlo.

$$\therefore F_{PE} = \Delta p = 380 \text{ lb/pg}^2$$

$$(3) P_1 = \frac{Q_1 \times \text{SPM}}{Q_1} = \frac{(7.13)(89.7)}{0.9} \approx 711 \text{ bl/día}$$

(4) Sustituyendo  $Q_1 = 711 \text{ bl/día}$ , TP inyectora  $2 \frac{7}{8} \text{ pg}$  y  $1.5$  centistokes de viscosidad en la expresión del Apéndice 3A se tiene:

$$F_1 = (2)(10)(0.8251) \approx 17 \text{ lb/pg}^2$$

y para:  $T_{PR} = 1 \frac{1}{4} \text{ pg}$ ,  $Q_1 = 711 \text{ bl/día}$  y  $1.5$  centistokes:

$$F_2 = (32)(10)(0.8251) \approx 264 \text{ lb/pg}^2$$

$$(5) G_4 = \frac{Q_5 G_5 + Q_6 G_6}{Q_4} \quad \text{donde } G_6 = \gamma_w^V \times G_w = (1.03)(0.433)$$

$$G_4 = \frac{(200)(0.3574) + (100)(0.446)}{300}$$

$$G_4 = \frac{71.5 + 44.6}{300} = 0.387 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$$

(6) Gravedad específica de  $Q_4$

$$\gamma_4 = \frac{0.387}{0.433} = 0.894$$

Suponiendo que la  $T$  superficie =  $100^\circ\text{F}$  la temperatura promedio =  $\frac{T_s + T_f}{2} = 140^\circ\text{F}$  y entrando a la Fig. 3.28 se obtiene la viscosidad promedio del aceite  $\gamma_1 \approx 2.1$  centistokes.

a la T promedio = 140°F y empleando Fig. 3.29 se obtiene  $\nu_6 \doteq 0.46$  centistokes la viscosidad de  $\nu_4$  es:

$$\nu_4 = \frac{200(2.1) + (100)(0.46)}{300} = \frac{466}{300} = 1.55 \text{ centistokes}$$

La caída de presión por fricción en las dos tuberías (de retorno y producción), empleando la expresión del apéndice 3A y con un gasto de 300 bl/día y  $\nu = 1.55$  es despreciable:

$$\therefore F_3 = 0$$

$$(7) \quad P_1 = h_1 G_1 - F_1 + P_s$$

$$P_1 = (10000)(0.3574) - 17 + P_s$$

$$P_1 = 3557 + P_s$$

$$P_2 = h_1 G_1 + F_2 + P_{PR}$$

$$P_2 = (10000)(0.3574) + 264 + 30 = 3868 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_3 = h_1 G_4 + F_3 + P_{wh}$$

$$P_3 = (10000)(0.387) + 0 + 75 = 3945 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_1 - P_2 - (P_3 - P_4) P/E - F_p = 0$$

$$(P_s + 3557) - 3868 - (3945 - 600)0.7 - 380 = 0$$

$$P_2 - 691 - (3345)(0.7) = 0$$

$$P_s = 691 + 2342$$

$$\therefore P_s = 3033 \text{ lb/pg}^2$$

(18) Cálculo del HP requerido en la superficie

$$HP = \Delta p \times Q \times 1.7 \times 10^{-5}$$

$$HP = (3033)(711)(1.7)(10^{-5}) = 36.6$$

(19) Cálculo del HP en la bomba subsuperficial.

$$HP = (3945 - 600) (300)(1.7)(10^{-5})$$

$$HP = 17.0$$

EJEMPLO 3.2

Calcule la presión de inyección del fluido de trabajo -- ( $p_s$ ), empleando las mismas condiciones del ejemplo 3.1, teniendo como datos adicionales conocidos:  $R=200 \text{ pie}^3/\text{bl}$  y  $\text{PPR} = 30 \text{ lb/pg}^2$ .

Suponer:

Un sistema cerrado, el gas pasará por la bomba, con tubería inyectora de  $2 \frac{7}{8} \text{ pg}$ , tubería de retorno de  $1 \frac{1}{4} \text{ pg}$  y como tubería de producción se utilizará el espacio anular ( $7 \text{ pg}$ ) arreglo similar a la Fig. 3.12,

Seleccione la Fig. 3B (8) Apéndice 3B para  $2 \frac{1}{2}'' \times 1 \frac{7}{16}'' \times 1 \frac{1}{4}''$

Solución:

de la Fig. 3B (8)

$$q_1 = 7.13 \text{ bl/dfa por SPM}$$

$$q_4 = 4.92 \text{ bl/dfa por SPM}$$

$$P/E = 0.700$$

Dado que el gas pasará por la bomba se utilizará la Fig. 3.26 para saber el desplazamiento requerido de la bomba (eficiencia). Por tanto si  $p_s = 600 \text{ lb/pg}^2$  y  $R=200 \text{ pie}^3/\text{bl}$  con un % de agua de  $\frac{100}{300} \times 100 = 33.33\%$  resulta una eficiencia teórica de la bomba  $\approx 80\%$ .

Si se supone una eficiencia de la bomba debida al resbalamiento - del 85%, la eficiencia total de la bomba será a:  $\frac{Q_4}{Q_1} = 0.80 \times 0.85 = 0.68$

$$(1) \quad \text{SPM} = \frac{Q_4}{q_4 \times \frac{Q_4}{Q_1}} = \frac{300}{(4.92/9) \cdot 68} = 89.7$$

(2) De la Fig. 3B (8), la velocidad máxima de desplazamiento es - de 100 SPM % de velocidad de desplazamiento real.

$$\frac{89.7}{100} \times 100 = 89.7$$

Entrando a la Fig. 3.27, con el valor determinado previamente de 1.5 centistokes y 89.7 % da:

$$\Delta p \times V = (460)(0.8251)$$

$$\therefore \Delta p \approx 380 \text{ lb/pg}^2$$

ma horizontal hasta el eje de las ordenadas se obtiene:

$$\Delta p = (410) (\gamma_r) \quad \text{y como } \gamma_r = 0.8251$$

$$\Delta p = (410)(0.8251) = 338 \text{ lb/pg}^2$$

como el  $F_{PE}$  es pequeño (47 lb/pg<sup>2</sup>) se desprecia; por lo que:

$$F_p = \Delta p = 338 \text{ lb/pg}^2$$

$$(3) \quad Q_1 = \frac{q_1 \times \text{SPM}}{Q_1' / Q_1} = \frac{(16.5)(33.3)}{0.9} = 610 \text{ bl/dfa}$$

(4) En el paso (2) la viscosidad del fluido motriz fue calculado a la temperatura de fondo, pero para ser más precisos en la determinación del factor de fricción en la TP, es necesario calcular la temperatura desde el fondo hasta la superficie.

Suponiendo que la temperatura del fluido que retorna a la superficie es de 100°F se tendrá una temperatura promedio de:

$$\frac{180 + 100}{2} = 140 \text{ °F}$$

de la Fig. 3.28 la viscosidad promedio del aceite = 2.1 centistokes a 140°F y sustituyendo un gasto de 610 bl/dfa, densidad = 0.8251 y TP de 27/8 pg, en la expresión del apéndice 3A se tiene:

$$F_1 = 13 \text{ lb/pg}^2$$

(5) De la Tabla 3.1 con 40 °API,  $G_1 = G_5 = 0.3574 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$

$$G_6 = 1.03 \times 0.433 = 0.446 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$$

$$G_3 = \frac{Q_1 G_1 + Q_5 G_5 + Q_6 G_6}{Q_1 + Q_4}$$

$$G_3 = \frac{(610)(0.3574) + (200)(0.3574) + (100)(0.446)}{610 + 300} = 0.367 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$$

(6) La densidad relativa de  $Q_3 = \frac{0.367}{0.433} = 0.848$

La viscosidad del agua  $\gamma_6$  a 140°F (de la Fig. 3.29) es = 0.46 centistokes.

$$\gamma_3 = \frac{Q_1 \gamma_1 + Q_5 \gamma_5 + Q_6 \gamma_6}{Q_1 + Q_4}$$

$$\gamma_3 = \frac{(610)(2.1) + (200)(2.1) + 100(0.46)}{610 + 300} = 1.92 \text{ centistokes}$$

Sustituyendo  $Q_1+Q_4 = 910 \text{ bl/dfa}$ ,  $\gamma_3=1.92$  centistokes, densidad = 0.848 para una TP de retorno de 2 3/8 pg, en la expresión - del Apéndice 3A se tiene:

$$F_3 = 73.61 \text{ lb/pg}^2$$

(7) De los pasos (4) y (5):  $F_1 = 13$  y  $G_1 = 0.3574$

$$P_1 = h_1 G_1 - F_1 + P_s$$

$$P_1 = (10000 \times 0.3574) - 13 + P_s$$

$$P_1 = 3561 + P_s$$

de los pasos (5) y (6),  $G_3 = 0.367$  y  $F_3 = 73.61$  entonces:

$$P_3 = h_1 G_3 + F_3 + P_{wh}$$

$$P_3 = (10000 \times 0.3574) + 73.61 + 75 = 3722 \text{ lb/pg}^2$$

del paso (2);  $F_p = 338 \text{ lb/pg}^2$  y de los datos:  $p_4=600 \text{ lb/pg}^2$  y  $P/E=0.4$

Sustituyendo en la ecuación (3.13)

$$P_1 - P_3 - (P_3 - P_4)P/E - F_p = 0$$

$$(3561 + P_s) - 3722 - (3722 - 600)(0.64) - 338 = 0$$

$$\therefore P_s = 2497 \text{ lb/pg}^2$$

$$\begin{aligned} \text{HP superficial} &= \Delta p \times q \times 1.7 \times 10^{-5} \\ &= (2497)(610)(1.7)(10^{-5}) \end{aligned}$$

$$\text{HP} = 25.89$$

$$\begin{aligned} \text{HP bomba subsup.} &= (3722-600)(300)(1.7)(10^{-5}) \\ \text{HP} &= 15.92 \end{aligned}$$

REFERENCIAS      CAPITULO 3

1. Brown Kermit. E.: "The Technology of Artificial Lift Methods". Volumen 2b. Petroleum Publishing Co. 1980.
2. Petrie, H.L. and Smart, E.: "Jet pumping oil Wells" World Oil, November 1983.

1911

1912

1913

1914

1915

1916

1917

1918

1919

1920

1921

1922

1923

1924

1925

1926

1927

1928

1929

1930

1931

1932

1933

1934

1935

1936

1937

1938

1939

1940

1941

1942

1943

1944

1945

1946

1947

1948

1949

1950

1951

1952

1953

1954

1955

1956

1957

1958

1959

1960

1961

1962

1963

1964

1965

1966

1967

1968

1969

1970

1971

1972

1973

1974

1975

1976

1977

1978

1979

1980

1981

1982

1983

1984

1985

1986

1987

1988

1989

1990

1991

1992

1993

1994

1995

1996

1997

1998

1999

2000

2001

2002

2003

2004

2005

2006

2007

2008

2009

2010

2011

2012

2013

2014

2015

2016

2017

2018

2019

2020

2021

2022

2023

2024

2025

## C A P I T U L O 4

### BOMBEO HIDRAULICO JET (CHOPRO)

#### 4.1. PLANTEAMIENTO

El bombeo subsuperficial jet (a chorro) es un sistema especial de bombeo hidráulico, a diferencia del tipo pistón, no ocupa partes móviles y su acción de bombeo se realiza por medio de transferencia de energía entre el fluido motriz y los fluidos producidos.

Un ejemplo típico de una bomba subsuperficial tipo chorro se muestra en la Fig. 4.1. El fluido motriz entra por la parte superior de la bomba y pasa a través de la tobera, donde su presión se convierte en una velocidad. La tobera descarga un chorro dentro de la cámara de entrada de los fluidos del pozo, la cual tiene comunicación con la formación. En la cámara de mezclado, que es de diámetro más grande que el de la tobera, se mezclan los fluidos producidos y el fluido motriz.

Al mismo tiempo que se efectúa la mezcla, el fluido motriz pierde energía que es ganada por los fluidos del pozo. Después, la mezcla pasa al difusor, que es la última sección de trabajo, en donde la energía que en su mayor parte es conservada en forma de velocidad se convierte en presión estática; cuando esta presión es mayor que la ejercida por la columna de fluidos en el espacio anular, se establece el flujo hacia la superficie.

Las ventajas de este sistema de bombeo son numerosas. Principalmente la carencia de partes móviles que permite manejar fluidos de cualquier calidad, tanto motriz como producido. Otra ventaja de este tipo de bombeo se tiene en la parte compacta de la sección de trabajo que facilitan su instalación: la tobera, la entrada a la cámara de mezclado y del difusor. Esto permite que al bombeo hidráulico a chorro pueda adaptarse casi a cualquier profundidad en el pozo. Frecuentemente se pueden obtener gastos más grandes que con un bombeo hidráulico convencional con el mismo diámetro de tubería.

Existen dos características que limitan a este tipo de bombeo, primeramente se necesita una presión de succión relativamente alta para evitar la cavitación y como segunda desventaja la eficiencia mecánica es baja; normalmente requiere de una potencia de entrada mayor que la de una bomba hidráulica convencional. Se ha incrementado su empleo para pozos de gastos grandes y para pozos contaminados.

#### 4.2. TIPOS DE BOMBAS JET.

Las bombas subsuperficiales tipo chorro que se usan en el campo petrolero son generalmente presentadas por Kobe y por Fluid Packed Pumps. El diseño básico de estos fabricantes son muy similares, la principal diferencia es la forma en que los fluidos son circulados dentro y fuera de la sección de trabajo.

La Fig. 4.1 ilustra una bomba "libre" marca Kobe, tipo A, con descarga en el espacio anular y conectada en la tubería de revestimiento. El diseño A, se refiere a un concepto relacionado a la trayectoria del fluido motriz y al de producción que se encuentran en la bomba. La Fig. 4.2 muestra una bomba "libre", tipo B, colocada en el fondo del pozo y con descarga en el espacio anular. La succión del fluido en esta bomba, se lleva a cabo a través de un mecanismo colocado en la entrada de la cámara, permitiendo que se use una cámara de mezclado grande y también una tobera grande, para obtener así un gasto alto. La Fig. 4.3 muestra bombas de fluidos colocadas en la TR con un tipo de ensamble semejante al usado para cuando la bomba se encuentra en el fondo del pozo. Las características del bombeo hidráulico tipo chorro, es que el diseño de la tobera está dirigido corriente arriba y los conductos de succión no tienen dirección para un flujo inverso, es decir, el flujo es solamente en una dirección.

#### 4.3. TEORIA DE LAS BOMBAS JET.

##### 4.3.1. Antecedentes

El uso de agua por primera vez en el bombeo hidráulico a chorro se le acreditó a James Thomson en el año de 1852 en Inglaterra, J.M. Rankine desarrolló la teoría del bombeo jet en 1870. Posteriormente fueron elaborados trabajos teóricos por diferentes investigadores incluyendo notablemente a Lorenz (1910). Gosline y O'Brien desarrollaron un trabajo en 1933, con una discusión teórica basada en pruebas de laboratorio.

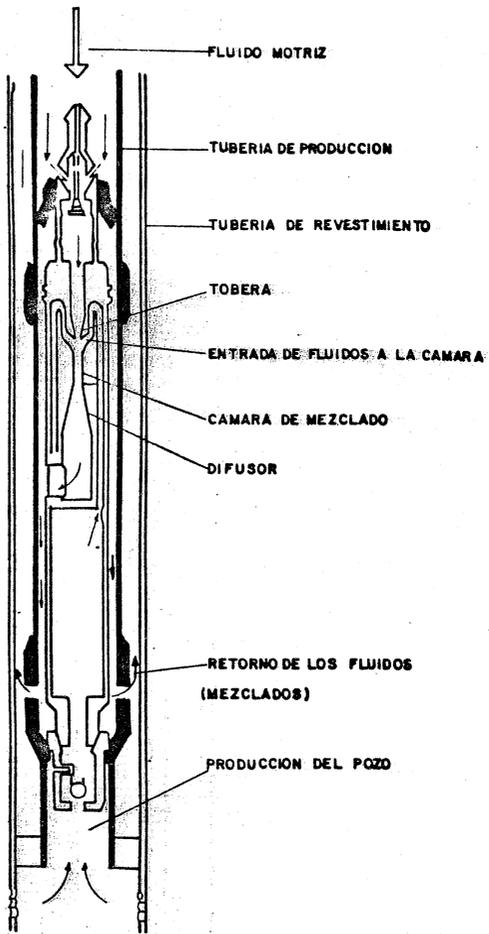
##### 4.3.2. Teoría General.

De la consideración efectuada por Gosline y O'Brien, refiriéndose a la Fig. 4.4, se definieron los siguientes términos:

$$M = \frac{q_3}{q_1} \quad (4.1)$$

$$q_1 = \frac{q_3}{M} \quad (4.1a)$$

$$R = \frac{A_j}{A_t} \quad (4.2)$$



**FIG. 4.1 BOMBA KOBE TIPO "A" DE CHORRO**

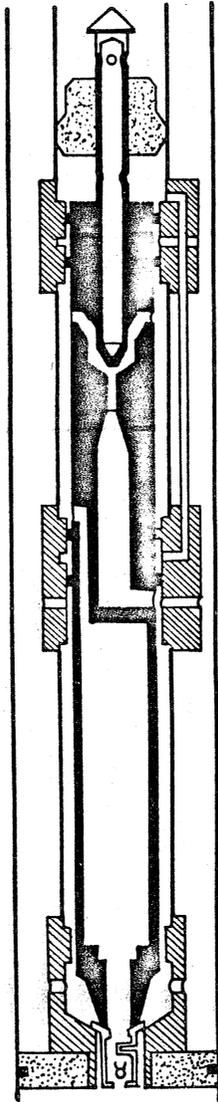
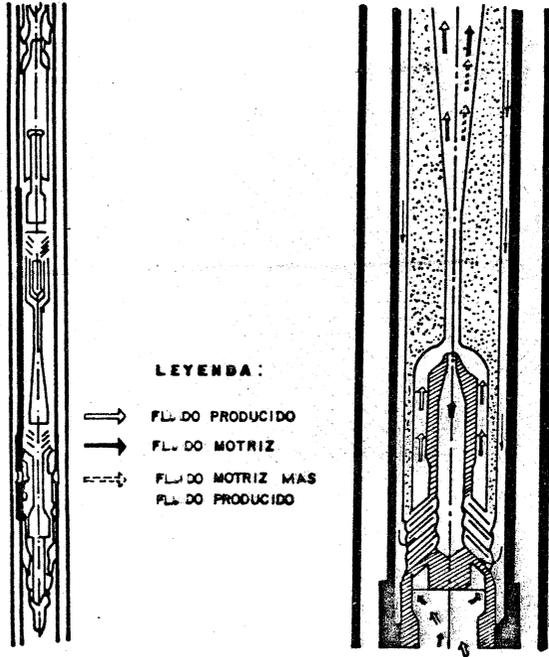


FIG. 4.2 BOMBA KOBE TIPO B DE T.R.



**FIG. 4.3. TIPOS DE BOMBAS JET**

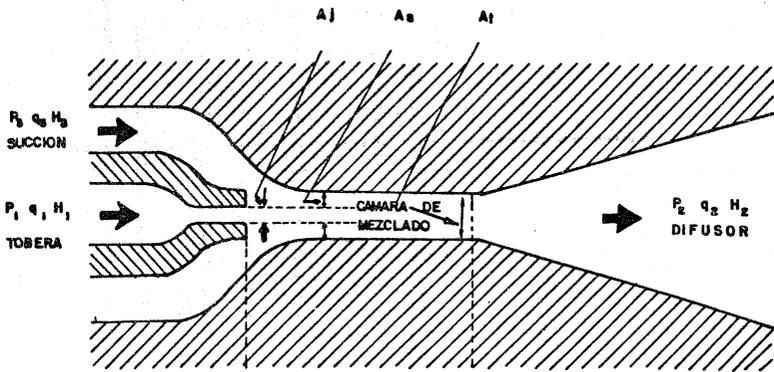


FIG. 4.4 BOMBAS JET.

Como una relación de continuidad se tiene:

$$q_1 = A_j v_j \quad (4.3)$$

$$q_3 = A_s v_s \quad (4.4)$$

$$q_3 + q_1 = A_t v_t = q_2 \quad (4.5)$$

$$A_s + A_j = A_t \quad (4.6)$$

Igualando las ecuaciones (4.5) y (4.6) y despejando  $v_t$ , se tiene:

$$v_t = \frac{q_3 + q_1}{A_s + A_j} = \frac{q_3 + q_1}{A_t} \quad (4.7)$$

De las ecuaciones (4.2) y (4.6) se tiene:

$$\frac{A_s}{A_j} = \frac{A_t - A_j}{A_j} = \frac{\frac{1}{A_t} (A_t - A_j)}{A_j/A_t} = \frac{1 - \frac{A_j}{A_t}}{A_j/A_t} = \frac{1 - R}{R}$$

$$\frac{A_s}{A_j} = \frac{1 - R}{R} \quad (4.8)$$

Lorenz estableció que las pérdidas de carga, al efectuarse la mezcla de los fluidos en la bomba, es proporcional al cuadrado de la diferencia de las velocidades de los fluidos mezclados; por tanto, la pérdida de energía por unidad de tiempo en la zona de la cámara de mezclado se expresa como:

$$L = q_1 \ell \frac{(v_j - v_t)^2}{2g} + q_3 \ell \frac{(v_s - v_t)^2}{2g} \quad (4.9)$$

La energía por unidad de tiempo proporcionada por la tobera es:

$$E_j = q_1 \ell (H_1 - H_2) \quad (4.10)$$

La energía por unidad de tiempo adicionada por los fluidos producidos es:

$$E_s = q_3 \ell (H_2 - H_3) \quad (4.11)$$

La pérdida de energía por unidad de tiempo debido a la resistencia por la fricción en la parte interna de la cámara de mezclado es aproximadamente:

$$F_t = \rho K_t (q_1 + q_3) \frac{v_t^2}{2g} \quad (4.12)$$

Donde  $v_t$  es la velocidad promedio de la ecuación (4.7) y  $K_t$  es el factor de resistencia calculado de la misma manera que un flujo en tubería. Similarmente para el difusor, la succión y en la tubería:

$$F_d = \rho K_d (q_1 + q_3) \frac{v_t^2}{2g} \quad (4.13)$$

$$F_s = \rho K_s (q_3) \frac{v_s^2}{2g} \quad (4.14)$$

$$F_j = \rho K_j (q_1) \frac{v_j^2}{2g} \quad (4.15)$$

La pérdida total de energía por unidad de tiempo debido a la fricción es:

$$F_f = F_t + F_d + F_s + F_j$$

Substituyendo las correspondientes ecuaciones:

$$F_t = \rho K_t (q_1 + q_3) \frac{v_t^2}{2g} + \rho K_d (q_1 + q_3) \frac{v_t^2}{2g} + \rho K_s (q_3) \frac{v_s^2}{2g} + \rho K_j (q_1) \frac{v_j^2}{2g} \quad (4.16)$$

Simplificando la ecuación anterior se tiene:

$$F_f = \rho (K_t + K_d) (q_1 + q_3) \frac{v_t^2}{2g} + \rho K_s (q_3) \frac{v_s^2}{2g} + \rho K_j (q_1) \frac{v_j^2}{2g} \quad (4.17)$$

Utilizando las ecuaciones (4.9), (4.10), (4.11) y (4.17), la potencia proporcionada es igual al trabajo efectuado por unidad de tiempo más las pérdidas por fricción en la mezcla.

$$q_1 \rho (H_1 - H_2) = q_3 \rho (H_2 - H_3) + q_1 \rho \frac{(v_j - v_t)^2}{2g} + q_3 \rho \frac{(v_s - v_t)^2}{2g} + \rho (K_t + K_d) (q_1 + q_3) \frac{v_t^2}{2g} + \rho K_s (q_3) \frac{v_s^2}{2g} + \rho K_j (q_1) \frac{v_j^2}{2g} \quad (4.18)$$

Substituyendo la ecuación (4.1) en la ecuación anterior y simplificando:

$$\begin{aligned} (\rho)(H_1-H_2) = & M(\rho)(H_2-H_3) + (\rho) \frac{(v_j - v_t)^2}{2g} + M(\rho) \frac{(v_s - v_t)^2}{2g} + \\ & + (\rho)(K_t+K_d)(1+M) \frac{v_t^2}{2g} + (\rho) K_s M \frac{v_s^2}{2g} + (\rho) \frac{v_j^2}{2g} \end{aligned} \quad (4.19)$$

Si se desea expresar la  $v_s$  y  $v_t$  en términos de la velocidad en la tobera. De las ecuaciones (4.4) y (4.1), se tiene que:

$$v_s = \frac{q_3}{A_s} = \frac{Mq_1}{A_s} \quad (4.20)$$

A partir de las ecuaciones (4.3), (4.20) y (4.8) se obtiene:

$$v_s = \frac{Mv_j A_j}{A_s} = Mv_j \frac{R}{1-R} \quad (4.21)$$

De las ecuaciones (4.7) y (4.1) se tiene:

$$v_t = \frac{q_1 \left( \frac{q_3}{q_1} + 1 \right)}{A_t} = \frac{q_1 (1+M)}{A_t} = \frac{v_j A_j}{A_t} (1+M) = v_j R (1+M) \quad (4.22)$$

Substituyendo la ecuación (4.21) y la ecuación (4.22) en la ecuación (4.19) y eliminando términos queda:

$$\begin{aligned} (H_1-H_2) = & M(H_2-H_3) + \frac{[v_j - v_j R(1+M)]^2}{2g} + M \frac{(Mv_j \frac{R}{1-R} - v_j R(1+M))^2}{2g} \\ & + (K_d+K_t)(1+M) \frac{[v_j R(1+M)]^2}{2g} + K_s M \frac{[Mv_j \frac{R}{1-R}]^2}{2g} + K_j \frac{v_j^2}{2g} \\ (H_1-H_2) = & M(H_2-H_3) + \frac{v_j^2}{2g} [1-R(1+M)]^2 + \frac{v_j^2}{2g} M \left[ M \frac{R}{1-R} - R(1+M) \right]^2 + \\ & + (K_t+K_d)(1+M) \frac{v_j^2}{2g} [R(1+M)]^2 + K_s M \frac{v_j^2}{2g} \left[ \frac{MR}{1-R} \right]^2 + K_j \frac{v_j^2}{2g} \\ (H_1-H_2) = & M(H_2-H_3) + \frac{v_j^2}{2g} \left\{ K_j + K_s M^3 \left( \frac{R}{1-R} \right)^2 + (K_t+K_d)(1+M)^3 R^2 + \right. \\ & \left. + [1-R(1+M)]^2 + M \left[ M \frac{R}{1-R} - R(1+M) \right]^2 \right\} \end{aligned} \quad (4.23)$$

Considerando la ecuación de Bernoulli para la potencia, la succión y la descarga:

$$\text{Potencia, } H_1 = \frac{P_a}{\rho} + \frac{v_j^2}{2g} + K_j \frac{v_j^2}{2g} = \frac{P_a}{\rho} + (1+K_j) \frac{v_j^2}{2g} \quad (4.24)$$

$$\text{Succión, } H_3 = \frac{P_a}{\rho} + \frac{v_s^2}{2g} + K_s \frac{v_s^2}{2g} = \frac{P_a}{\rho} + (1+K_s) \frac{v_s^2}{2g} \quad (4.25)$$

$$\text{Descarga, } \frac{P_b}{\rho} + \frac{v_t^2}{2g} = H_2 + K_d \frac{v_t^2}{2g} \quad (4.26)$$

Tomando la diferencia entre las ecuaciones (4.24) y (4.25) da:

$$H_1 - H_3 = (1+K_j) \frac{v_j^2}{2g} - (1+K_s) \frac{v_s^2}{2g} \quad (4.27)$$

De la ecuación (4.27) y (4.21) se tiene:

$$H_1 - H_3 = (1+K_j) \frac{v_j^2}{2g} - (1+K_s) \frac{v_j^2}{2g} M^2 \left( \frac{R}{1-R} \right)^2 \quad (4.28)$$

Resolviendo la ecuación anterior para  $\frac{v_j^2}{2g}$ .

$$\frac{v_j^2}{2g} = \frac{(H_1 - H_3)}{(1+K_j) - (1+K_s) M^2 \left( \frac{R}{1-R} \right)^2} \quad (4.29)$$

Substituyendo la ecuación (4.29) en la ecuación (4.23):

$$(H_1 - H_2) = M(H_2 - H_3) + \frac{(H_1 - H_3)}{(1+K_j) - (1+K_s) M^2 \left( \frac{R}{1-R} \right)^2} \left\{ K_j + K_s M^3 \left( \frac{R}{1-R} \right)^2 + (K_t + K_d) (1+M)^3 R^2 + [1 - R(1+M)]^2 + M \left[ M \frac{R}{1-R} - R(1+M) \right]^2 \right\}$$

Simplificando:

$$\begin{aligned}
 (H_1 - H_2) &= M(H_2 - H_3) + \frac{(H_1 - H_3)}{(1+K_j) - (1+K_s)M^2 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2} \left\{ K_j + K_s M^3 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 + \right. \\
 &+ (K_t + K_d)(1+M)^3 R^2 + 1 - 2R(1+M) + R^2(1+M)^2 + M^3 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 - 2M^2(1+M) \left(\frac{R^2}{1-R}\right) + M(1+M)^2 R^2 \left. \right\} \\
 (H_1 - H_2) &= M(H_2 - H_3) + \frac{(H_1 - H_3)}{(1+K_j) - (1+K_s)M^2 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2} \left\{ (1+K_j) + \right. \\
 &+ (1+K_s)M^3 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 + (K_t + K_d)(1+M)^3 R^2 - 2R - 2RM + R^2 + 2R^2M + R^2M^2 - \\
 &- 2\left(\frac{R^2}{1-R}\right)M^2 - 2\frac{R^2}{1-R}M^3 + R^2M + 2R^2M^2 + R^2M^2 \left. \right\} \\
 (H_1 - H_2) &= M(H_2 - H_3) + \frac{(H_1 - H_3)}{(1+K_j) - (1+K_s)M^2 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2} \left\{ (1+K_j) + \right. \\
 &+ (1+K_s)M^3 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 + (K_t + K_d)(1+M)^3 R^2 + (R^2 + 3R^2M + 3R^2M^2 + R^2M^3) - 2R - 2RM - \\
 &- 2\left(\frac{R^2}{1-R}\right)M^2 - 2\frac{R^2}{1-R}M^3 \left. \right\} \\
 (H_1 - H_2) &= M(H_2 - H_3) + \frac{(H_1 - H_3)}{(1+K_j) - (1+K_s)M^2 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2} \left\{ (1+K_j) + \right. \\
 &+ (1+K_s)M^3 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 + (K_t + K_d)(1+M)^3 R^2 + R^2(1+M)^3 - 2R(1+M) - \\
 &- 2\frac{R^2}{1-R}M^2(1+M) \left. \right\} \\
 (H_1 - H_2) &= M(H_2 - H_3) + \frac{(H_1 - H_3)}{(1+K_j) + (1+K_s)M^2 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2} \left\{ (1+K_j) + \right. \\
 &+ (1+K_s)M^3 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 + (1+K_t + K_d)(1+M)^3 R^2 - 2R(1+M) - 2\frac{R^2}{1-R}M^2(1+M) \left. \right\}
 \end{aligned}$$

(4.30)

La ecuación (4.30) es ahora de la forma:

$$(H_1 - H_2) = M(H_2 - H_3) + N(H_1 - H_3) \quad (4.31)$$

Donde:

$$N = \left[ (1+K_j) + (1+K_s)M^3 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 + (1+K_j+K_d)(1+M)^3 R^2 - 2R(1+M) - 2R(1+M) - 2\left(\frac{R}{1-R}\right)^2 M^2 (1+M) \right] / \left[ (1+K_j) - (1+K_s)M^2 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 \right] \quad (4.32)$$

Reacomodando términos en la ecuación (4.31) dá:

$$1 = \frac{H_2 - H_3}{H_1 - H_2} M + \frac{N(H_1 - H_3)}{H_1 - H_2} \quad (4.33)$$

Nótese que,

$$\frac{H_2 - H_3}{H_1 - H_2} + 1 = \frac{(H_1 - H_3)}{(H_1 - H_2)} \quad (4.34)$$

Substituyendo la ecuación (4.34) en la ecuación (4.33) se tiene que

$$1 = \frac{H_2 - H_3}{H_1 - H_2} M + \left( \frac{H_2 - H_3}{H_1 - H_2} + 1 \right) N \quad (4.35)$$

Definiendo:

$$H = \frac{H_2 - H_3}{H_1 - H_2}$$

Entonces:

$$1 = HM + (H+1)N = HM + HN + N$$

$$H = \frac{1-N}{M+N} = \frac{H_2 - H_3}{H_1 - H_2} \quad (4.36)$$

Donde M está definido por la ecuación (4.1) y N por la ecuación -- (4.32)

La ecuación (4.32) muestra que los parámetros  $K_j, K_s, K_t, K_d$  y R son características geométricas de la bomba, (4.1): donde M es función del flujo en la bomba, de esta forma, de la ecuación:

$$M = \frac{q_3}{q_1}$$

La ecuación (4.36), está entonces, como una función solamente de M para una bomba dada. Además, en la aplicación de bombas hidráulicas de carga total puede considerarse aproximadamente como una presión estática, de esta forma:

$$H = \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} = \frac{1 - N}{N + M} = f(M) \quad (4.37)$$

En lo sucesivo, la carga total  $H_i$  puede ser considerada como una presión estática,  $P_i$ . El significado físico del parámetro H puede verse como la relación de la carga o presión proporcionada a los fluidos del pozo en la bomba por las pérdidas de presión o carga que sufre el fluido motriz.

#### 4.3.3. Eficiencia

La eficiencia de una instalación de bombeo hidráulico tipo chorro está definida como la relación de potencia ganada por los fluidos del pozo a la pérdida de potencia del fluido motriz.

-- La potencia adquirida por los fluidos del pozo es:

$$(HP)_{q_3} \propto q_3 (P_2 - P_3) \quad (4.38)$$

y la pérdida de potencia del fluido motriz es:

$$(HP)_{q_1} \propto q_1 (P_1 - P_2) \quad (4.39)$$

De las ecuaciones (4.38) y (4.39) se tiene que la eficiencia es:

$$E = \frac{(HP)_{q_3}}{(HP)_{q_1}} = \frac{q_3 (P_2 - P_3)}{q_1 (P_1 - P_2)}$$

Se observa que el término del lado derecho de la ecuación (4.40) es:

$$M \times H = \frac{q_3}{q_1} \times \frac{(P_2 - P_3)}{(P_1 - P_2)}$$

Por tanto, la eficiencia es:

$$\text{Eficiencia} = E = MH = \frac{q_3 (P_2 - P_3)}{q_1 (P_1 - P_2)} \quad (4.41)$$

#### 4.3.4. Curvas de Comportamiento Adimensionales.

El comportamiento de bombas a chorro geométricamente similares, que se encuentran operando para el mismo número de Reynolds está descrito por las ecuaciones (4.32), (4.37) y (4.41). En la Fig. 4.5 se muestra una gráfica de H contra M para diferentes valores de R. Las eficiencias son también graficadas como una función de M respectivamente. Estas curvas fueron elaboradas usando los coeficientes de pérdida establecidos por Gosline y O'Brien, es decir:

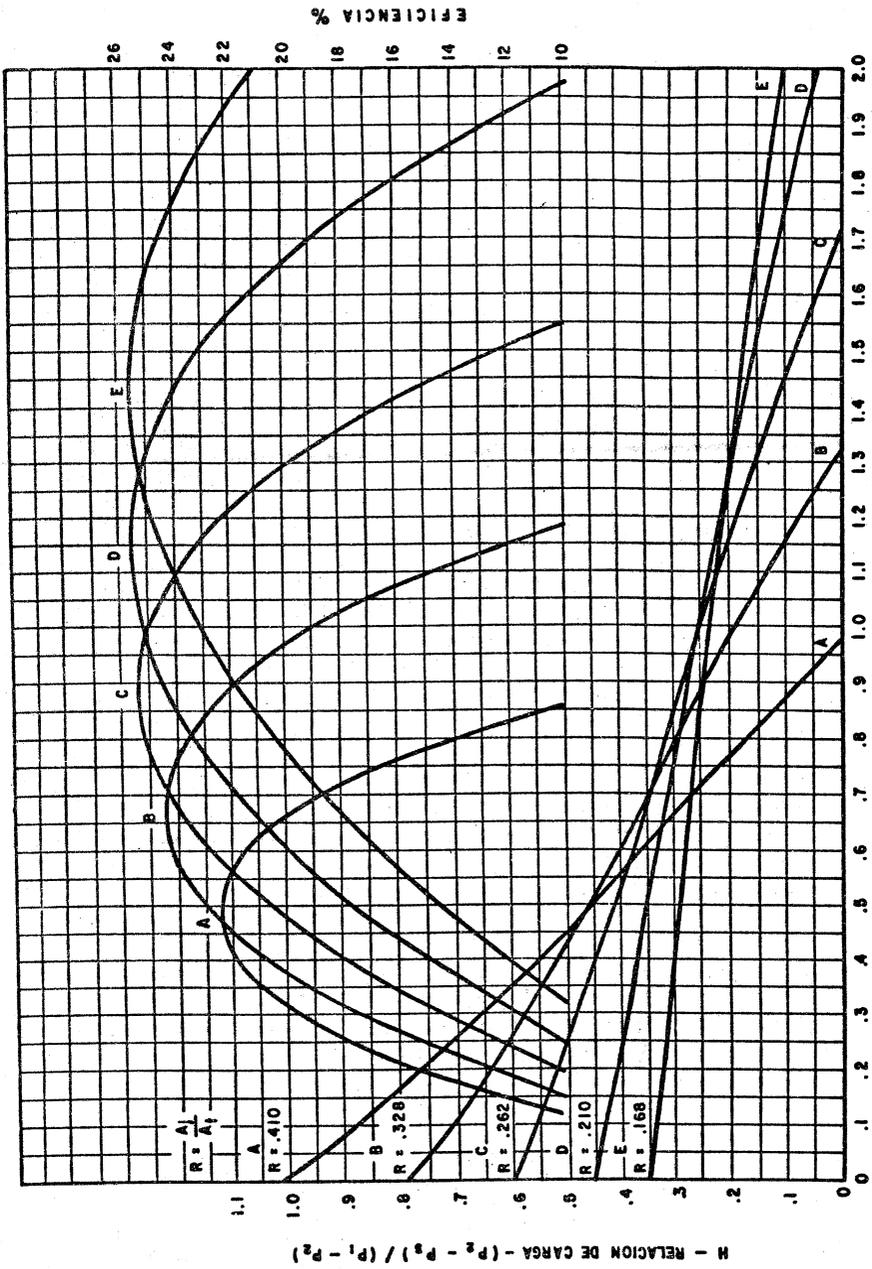
$$K_j = 0.15, K_s = 0, K_t = 0.28, K_d = 0.10$$

La relación de áreas seleccionada se basa en un rango de potencia relativamente alto, con un gasto bajo de bombeo (relación A,  $R=0.410$ ) para una potencia relativamente baja y un gasto alto de bombeo (relación E,  $R=0.168$ ). Refiriéndose a la Tabla 4.1 para varios diámetros de tobera y diferentes áreas de la cámara de mezclado.

T A B L A 4.1.

Diámetros y áreas de toberas y cámaras de mezclado

No.	área de tobera	diámetro	No.	cámara de mezclado	diámetro
1	0.00371	0.06869	1	0.00905	0.10733
2	0.00463	0.07680	2	0.01131	0.12000
3	0.00579	0.08587	3	0.01414	0.13416
4	0.00724	0.09600	4	0.01767	0.15000
5	0.00905	0.10733	5	0.02209	0.16771
6	0.01131	0.12000	6	0.02761	0.18750
7	0.01414	0.13416	7	0.03451	0.20963
8	0.01767	0.15000	8	0.04314	0.23438
9	0.02209	0.16771	9	0.05393	0.26204
10	0.02761	0.18750	10	0.06741	0.29297
11	0.03451	0.20933	11	0.08426	0.32755
12	0.04314	0.23438	12	0.10533	0.36621
13	0.05393	0.26204	13	0.13166	0.40944
14	0.06741	0.29297	14	0.16458	0.45776
15	0.08426	0.32755	15	0.20572	0.51180
16	0.10533	0.36621	16	0.25715	0.57220
17	0.13166	0.40944	17	0.32144	0.64974
18	0.16458	0.45776	18	0.40180	0.71526
19	0.20572	0.51180	19	0.50225	0.79968
20	0.25715	0.57220	20	0.62782	0.89407
			21	0.78477	0.99960
			22	0.98096	1.11759
			23	1.22620	1.24950
			24	1.53275	1.39698



M. RELACION DE FLUJO  $q_2/q_1$   
 FIG. 4.5. GRAFICA DE H. CONTRA M PARA DIFERENTES VALORES DE R.

La alta potencia de bombeo puede ser empleada en un pozo profundo con un alto índice de levantamiento de fluidos. Nótese que el máximo punto de eficiencia para una relación A ocurre cuando  $M = 0.5$ . Esto significa que para cada barril de producción ( $q_3$ ) se proporcionan dos barriles de fluido motriz ( $q_1$ ). Con un alto gasto de bombeo en cualquier otro trabajo como para pozos poco profundos y con un ritmo de bombeo bajo puede ser aplicado y requerir solamente alrededor de 0.7 barriles del fluido de trabajo por cada barril de fluidos producidos maximizando la eficiencia de  $M = 1.45$ .

Las curvas que se muestran en la Fig. 4.5 delinear solamente lo permitido en los puntos de operación para una bomba tipo chorro, sin cavitación, con coeficientes de pérdida y relación de áreas particulares.

Ejemplo 4.1. Dadas las siguientes presiones:

$$\begin{aligned} P_1 &= 6000 \text{ lb/pg}^2 \\ P_2 &= 3000 \text{ lb/pg}^2 \\ P_3 &= 1000 \text{ lb/pg}^2 \end{aligned}$$

Encontrar  $M$  y las eficiencias para las relaciones A, B, C, D y E.

De la Fig. 4.5, la relación de bombeo A con una presión de  $P_1 = 6000 \text{ lb/pg}^2$ ,  $P_2 = 3000 \text{ lb/pg}^2$  y  $P_3 = 1000 \text{ lb/pg}^2$ , se tiene un valor de  $H$  igual a:

$$H = \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} = \frac{3000 - 1000}{6000 - 3000} = 0.667$$

y operando con  $M = q_3/q_1$ , con un valor de 0.285 y una eficiencia del 19%.

Para una relación de bombeo B con las mismas presiones,  $H = 0.667$ , pero el punto de operación de  $M = 0.16$  con una eficiencia de 10.7%.

Las relaciones de bombeo C, D y E no tienen suficiente capacidad para las características de bombeo en  $H = 0.667$ .

#### 4.3.5. Flujo en la Tobera.

La ecuación (4.29) puede ser arreglada de tal manera que se pueda determinar la velocidad en la tobera:

$$v_j = \sqrt{\frac{2g(H_1 - H_3)}{(1+K_j) - (1+K_s)M^2 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2}} \quad (4.42)$$

De la cual se tiene que:

$$q_1 = v_j A_j = A_j \sqrt{\frac{2g(H_1 - H_3)}{(1+K_j) - (1+K_s)M^2 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2}} \quad (4.43)$$

La ecuación (4.43) indica que el flujo a través de la tobera está en función de la diferencia de carga  $(H_1 - H_3)$  y del gasto de succión  $(q_3)$ .

Cunningham encontró que el flujo en la tobera se comporta como:

$$q_1 = A_j \sqrt{\frac{2g(P_1 - P_3)}{\rho(1+K_j)}} \quad (4.44)$$

donde el total de carga tiene que ser reemplazado por las presiones estáticas como se hizo anteriormente. Se observa que la presión de descarga  $P_2$  no interviene en la ecuación (4.44).

#### 4.3.6. Cavitación .

De la ecuación (4.25) se observa que la presión  $P_a$  a la entrada de la cámara de mezclado es siempre menor que la carga de succión  $H_3$  para un gasto mayor que cero. De esta manera, si  $P_a$  es reducida abajo de la  $P_v$  (presión de vapor del fluido al iniciar el bombeo) se presenta el fenómeno de cavitación. Debido a que  $P_v$  es la presión mínima que puede ser obtenida a la entrada de la cámara de mezclado, el gasto de succión en este punto es el máximo que puede considerarse un valor particular de la carga de succión  $H_3$ .

Cuando se experimenta un valor de  $P_a$  menor que  $P_v$  por un incremento en el flujo de la tobera, puede ser que se tenga mayor volumen de vapor a la  $P_v$  en el fluido de succión. Además, el colapso de las burbujas de la cavitación en la cámara de mezclado de la bomba causa daños severos debido al golpe de las ondas y por la velocidad de los fluidos.

Cunningham y Brown demuestran, por medio de la siguiente ecuación, que el límite del valor de  $M$  en el punto de cavitación es:

$$M_c = \frac{1-R}{R} \sqrt{\frac{P_3 - P_v}{\rho_c H_v}} \quad (4.45)$$

Donde  $H_v$  es la carga por velocidad jet de la ecuación (4.29), e  $\rho_c$  es el índice de cavitación determinado experimentalmente, por tanto:

De esta forma se tiene que:

$$H_v = \frac{P_1 - P_3}{(1+K_j) - (1+K_s)M^2 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2} \quad (4.46)$$

Substituyendo la ecuación (4.46) en la ecuación (4.45) y simplificando:

$$M_c = \frac{1-R}{R} \sqrt{1 + K_j} \sqrt{\frac{(P_3 - P_v)/(P_1 - P_3)}{I_c + (P_3 - P_v)/(P_1 - P_3)}} \quad (4.47)$$

Si  $P_v = 0$

$$M_c = \frac{1-R}{R} \sqrt{1+K_j} \sqrt{\frac{P_3}{I_c (P_1 - P_3) + P_3}} \quad (4.48)$$

Donde  $K_s=0$ ; para los demás parámetros, diferentes investigadores determinaron empíricamente el valor de  $I_c$  y que está comprendido entre 0.8 y 1.67, considerando 1.35 como un valor de diseño. Para valores de operación de  $M$  menores que  $M_c$  no habrá cavitación. - - Cuando se experimenta un incremento del valor de  $M$  hasta alcanzar  $M$  se tendrá cavitación en la entrada de la cámara de mezclado y - el comportamiento de la bomba puede desviarse del esperado referente a las curvas H-M.

#### Ejemplo 4.2

Dadas las siguientes presiones:  $P_1 = 6000 \text{ lb/pg}^2$ , - - -  $P_2 = 3000 \text{ lb/pg}^2$ , y  $P_3 = 1000 \text{ lb/pg}^2$ , verificar si existe cavitación.

En el ejemplo 4.1, para estos datos solamente las relaciones A y B pueden manejar esta relación de cargas. Comprobar la cavitación por cálculos de  $M_c$  a partir de la ecuación (4.48), para cada una de las relaciones.

Haciendo  $P_v = 0 \text{ lb/pg}^2$

Para la relación A,  $R = 0.410$  y para la B,  $R=0.328$ . Usando  $K_j = 0.15$  de acuerdo a como lo determinaron Gosline y O'Brien y haciendo  $I_c = 1.35$ .

Utilizando la ecuación (4.48) se tiene que:

Relación A:

$$M_c = \frac{1-0.410}{0.410} \sqrt{1+0.15} \sqrt{\frac{1000}{1.35(6000-1000)+1000}} = 0.554$$

Relación B:

$$M_c = \frac{1-0.328}{0.328} \sqrt{1+0.15 \sqrt{\frac{1000}{1.35(6000-1000)+1000}}} = 0.789$$

De esta forma el valor real de operación de M para este ejemplo fue de 0.285 para la relación A y 0.16 para la relación B y estos valores son menores que los respectivos de  $M_c$ ; por tanto el bombeo puede operar sin cavitación.

Ahora bien si  $P_1$  se incrementa a 8000 lb/pg<sup>2</sup>,

$$H = \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} = \frac{3000 - 1000}{8000 - 3000} = 0.4$$

Para este valor de H, solamente la relación E no es capaz de bombear.

Determinar M, eficiencia y los valores de  $M_c$  para las relaciones A,B,C y D para la nueva presión del fluido motriz.

$$\begin{aligned} R &= 0.410 \\ \text{Relación A: } M &= 0.555 \text{ (de la Fig. 4.5)} \\ E &= 22.2\% \end{aligned}$$

$$M_c = \frac{1-0.410}{0.410} \sqrt{1+0.15 \sqrt{\frac{1000}{1.35(8000-1000)+1000}}} = 0.477$$

Como se observa el valor determinado de  $M_c$  es menor que M; por tanto, el bombeo presenta cavitación.

$$\begin{aligned} R &= 0.328 \\ \text{Relación B: } M &= 0.605 \\ E &= 24.2\% \end{aligned}$$

$$M_c = \frac{1-0.328}{0.328} \sqrt{1+0.15 \sqrt{\frac{1000}{1.35(8000-1000)+1000}}} = 0.680$$

Como en este caso M es menor que  $M_c$ , no existe cavitación y además la eficiencia es alta.

$$\begin{aligned} R &= 0.262 \\ \text{Relación C: } M &= 0.53 \\ E &= 21.2\% \\ M_c &= 0.934 \end{aligned}$$

Nuevamente el valor de M es menor que el correspondiente de  $M_c$  y por tanto, el bombeo no tiene cavitación, pero la eficiencia es baja y menor que en la relación B.

$$\begin{aligned} \text{Relación D: } R &= 0.210 \\ M &= 0.245 \\ E &= 9.8 \% \\ M_c &= 1.248 \end{aligned}$$

Esta relación es la que está más alejada del problema de - presentar cavitación, pero la eficiencia tiene una declinación -- significativa.

Para el ejemplo anterior se pueden concluir algunos aspectos importantes:

- (1) Incrementándose la presión del fluido motriz, se puede llegar a tener una relación de bombeo cercana al punto de cavitación.
- (2) Para un valor dado de H, hay por lo menos una relación que da el máximo de eficiencia, ésta puede ser la relación que de el óptimo valor de M.
- (3) Para los valores de P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub> y P<sub>3</sub>, las relaciones pequeñas - pueden dar mejor protección contra la cavitación. Por ejemplo H=0.47, las relaciones A y B operarán con la misma eficiencia y con igual valor de M, pero la relación B, puede tener un valor alto de M<sub>c</sub> debido al término (1-R/R) de la ecuación (4.47), físicamente esto ocurre porque las relaciones pequeñas tienen mayor área en la cámara de mezclado y por tanto, menor velocidad en la succión.

#### 4.3.7. Efecto de la Contrapresión de Descarga.

Observese la Fig. 4.5, en la cual se presenta el comportamiento de las curvas para diferentes valores de R. Por ejemplo, para M=0.7 y H=0.265 el comportamiento de las relaciones A y E - son idénticas; sin embargo, se demostró anteriormente que para -- casos semejantes las características de cavitación de las bombas no son las mismas. Similarmente la respuesta a un cambio de presión de descarga será diferente para las dos relaciones de bombeo. Considerando las relaciones de bombeo A y E operando a las siguientes presiones:

$$\begin{aligned} P_1 &= 6000 \text{ lb/pg}^2 \\ P_2 &= 3000 \text{ lb/pg}^2 \\ P_3 &= 2205 \text{ lb/pg}^2 \end{aligned}$$

De la ecuación (4.37):

$$H = \frac{3000 - 2205}{6000 - 3000} = 0.265.$$

debido a esto,  $M = 0.7$  para ambas relaciones de bombeo.

Si incrementamos en un 5% el valor de  $P_2$ , se tiene que:

$$H = \frac{3150 - 2205}{6000 - 3150} = 0.332$$

Para  $H = 0.332$ , la relación A puede operar con un valor de  $M = 0.64$  mientras que la relación E opera solamente a un valor de  $M = 0.16$ . En el caso de la relación A, un incremento de la presión de descarga del 5% da un incremento de 9% en  $M$  y por tanto, para el gasto de producción,  $q_3$ . Con la relación E, sin embargo, el decremento en la producción es del 77% para el mismo incremento de presión de descarga del 5%.

Sin embargo en la práctica, el Ingeniero incrementará  $P_1$  para recuperar la pérdida de producción. Por esta razón, una forma más apropiada para interpretar la sensibilidad de la contrapresión de las distintas relaciones es preguntarse; cuánta presión extra tendrá el fluido motriz en la superficie para recuperar la producción después de incrementos excesivos de la contra-presión. Matemáticamente esto es la relación de cambio de  $P_1$  con respecto a  $P_2$ , permaneciendo constantes  $P_3$  y  $q_3$ , esto es:

$$\text{Sensibilidad a la contrapresión} = X = \left( \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \right)_{q_3, P_3} = \text{constante}$$

En un reconocimiento de la Fig. 4.5, puede encontrarse que las curvas H-M se aproximan a la forma de la línea recta:

$$H = I - m \times M \quad (4.49)$$

Donde  $I$  es la intercepción del eje vertical y  $m$  es la pendiente de la línea, Fig. 4.6:

A partir de la ecuación (4.49), se tiene que:

$$M = \frac{H-I}{-m} = \frac{I-H}{m} \quad (4.50)$$

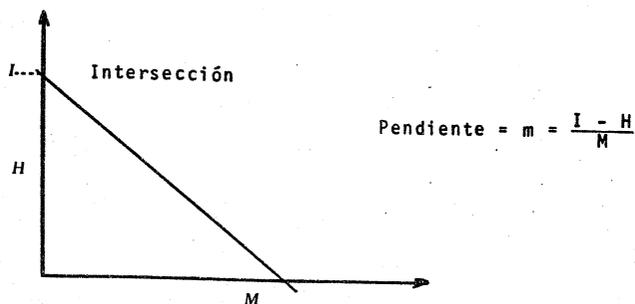


FIG. 4.6. APROXIMACION DE LAS CURVAS DE H - M

De las ecuaciones (4.1) y (4.50), se tiene:

$$\frac{q_3}{q_1} = \frac{I-H}{m} \quad (4.51)$$

Para una bomba dada, la ecuación (4.44) puede escribirse como:

$$q_1 = K \sqrt{P_1 - P_3} \quad (4.52)$$

Combinando la ecuación anterior con la ecuación (4.51) se obtiene:

$$q_3 = K \sqrt{P_1 - P_3} \left( \frac{I-H}{m} \right) \quad (4.53)$$

Substituyendo la definición de H, ecuación (4.37) en la ecuación

$$q_3 = \frac{K \sqrt{P_1 - P_3}}{m} \left( I - \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} \right)$$

la cual puede reacomodarse de la siguiente manera:

$$q_3 \left( \frac{m}{K} \right) = \sqrt{P_1 - P_3} \left[ I - \left( \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} \right) \right] \quad (4.54)$$

En esta ecuación,  $q_3$  está en términos de las dos presiones de interés,  $P_1$  y  $P_2$ . Siendo constantes  $m$ ,  $K$ ,  $I$  y  $P_3$ .

Tomando las derivadas parciales de cada lado de la ecuación anterior con respecto a  $P_2$  y manteniendo constante  $q_3$ :

$$0 = \frac{1}{2\sqrt{P_1 - P_3}} \frac{\partial P_1}{\partial P_2} (I) - \frac{1}{2} \frac{\frac{\partial P_1}{\partial P_2}}{\sqrt{P_1 - P_3}} H + \sqrt{P_1 - P_3} \frac{\partial}{\partial P_2} \left( I - \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} \right)$$

$$0 = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \frac{I}{2} - \frac{H}{2} \frac{\partial P_1}{\partial P_2} + (P_1 - P_3) \frac{\partial}{\partial P_2} \left( I - \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} \right)$$

$$0 = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left( \frac{I}{2} - \frac{H}{2} \right) + (P_1 - P_3) \left\{ 0 - \left[ \frac{(P_1 - P_2) - (P_2 - P_3)}{(P_1 - P_2)^2} \frac{\partial P_1}{\partial P_2} - 1 \right] \right\}$$

$$0 = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left( \frac{I}{2} - \frac{H}{2} \right) - (P_1 - P_3) \left[ \frac{1 - H \left( \frac{\partial P_1}{\partial P_2} - 1 \right)}{(P_1 - P_2)^2} \right]$$

$$0 = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left( \frac{I}{2} - \frac{H}{2} \right) - \frac{P_1 - P_3}{P_1 - P_2} \left[ 1 - H \left( \frac{\partial P_1}{\partial P_2} - 1 \right) \right]$$

pero se tiene que;  $\frac{P_1 - P_3}{P_1 - P_2} = H+1$  de la ecuación (4.34), por lo que se establece lo siguiente:

$$0 = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left( \frac{I}{2} - \frac{H}{2} \right) - (H+1) \left[ 1 - H \left( \frac{\partial P_1}{\partial P_2} - 1 \right) \right] = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left( \frac{I}{2} - \frac{H}{2} \right) - (H+1) + H(H+1) \frac{\partial P_1}{\partial P_2}$$

$$- H(H+1) = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left[ \frac{I}{2} - \frac{H}{2} + H(H+1) \right] - (H+1) - H(H+1)$$

$$0 = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left[ \frac{I}{2} - \frac{H}{2} + H(H+1) \right] - H - 1 - H^2 - H = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left( \frac{I - H + 2H(H+1)}{2} \right) - H^2 - 2H - 1$$

$$0 = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left( \frac{I - H + 2H(H+1)}{2} \right) - (H+1)^2$$

$$\frac{\partial P_1}{\partial P_2} = \frac{2(H+1)^2}{I - H + 2H(H+1)} = X \quad (4.55)$$

La ecuación (4.55) tiene varios aspectos importantes. Primero, para cualquier valor de  $H$ , pequeños valores de  $I$  dan grandes incrementos de  $P_1$  con respecto a los incrementos de  $P_2$ .

Esto es, para la relación E con  $I = 0.35$  tendrá  $\frac{\partial P_1}{\partial P_2} = 4.24$

para  $H = 0.265$ , mientras que la relación A tiene:

con  $I = 1$  siendo que  $\frac{\partial P_1}{\partial P_2} = 2.28$ .

por tanto, la relación E puede requerir un incremento en  $p_3$  de --  $150 \times 4.24 = 636 \text{ lb/pg}^2$ , para un incremento de  $p_2$  de  $150 \text{ lb/pg}^2$  - usado en el ejemplo anterior. Por otro lado, la relación A debe requerir un incremento de  $150 (2.28) = 342 \text{ lb/pg}^2$ . para mantener la misma producción.

Otra predicción que se hace por medio de la ecuación (4.55) es que la sensibilidad,  $X$ , es función de donde está operando la -- bomba para las curvas H-M en particular. Tomando la relación E, - se tiene que  $H = 0.35$ , entonces:

$$X = 3.86$$

pero si  $H = 0$

$$X = 5.71$$

La Tabla 4.2 da los valores de  $X$  para distintas relaciones de R en su punto máximo de eficiencia. I se determina por la intersección de la tangente a la curva (H-M), en su punto de mayor eficiencia, con el eje vertical.

La Tabla 4.2 ilustra la importancia de minimizar la presión de descarga de la bomba para emplear bajas potencias en la operación. Además, esto debe ser notado ya que cualquier dato erróneo del pozo puede afectar la presión de descarga de la bomba, de manera semejante como el gradiente del fluido, la contrapresión en la línea de flujo del pozo y la relación gas-aceite, darán mayores errores en la predicción del comportamiento con relaciones pequeñas como E que con relaciones grandes como con A.

T A B L A 4.2.

Valores de  $X$  en el punto de máxima eficiencia

R	I	H	X
A	0.94	0.47	2.33
B	0.73	0.37	2.73
C	0.57	0.28	3.26
D	0.45	0.22	3.88
E	0.35	0.18	4.68

#### 4.4. DISERNO DE INSTALACIONES DE BOMBEO HIDRAULICO JET.

##### 4.3.1. Toberas y Cámaras de Mezclado para la Aplicación en el Campo.

La capacidad de una bomba a chorro (jet) para un pozo en especial, el diámetro de la tobera y la relación R pueden ser determinadas. De esta manera, los rangos de producción pueden variar dependiendo del pozo, de 100 bl/día a 15000 bl/día, para esto se dispone de un rango considerable de toberas.

En la Tabla 4.1 se presenta un conjunto de toberas en la que se puede observar que el incremento de áreas de una tobera a otra es de 25%. El rango del tamaño de la tobera es tal que las más pequeñas podrían manejar de 200 a 300 bl/día y la más grande puede manejar de 16000 a 18000 bl/día en un pozo tipo. Desde luego que el flujo a través de cada tobera es función de  $P_1$  y  $P_3$ , de su área de flujo y de la densidad del fluido motriz.

La ecuación (4.44) puede reacomodarse de la siguiente manera, para trabajarse con las unidades del campo:

$$q_1 = 1214.5 A_j \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\gamma}} \quad (4.56)$$

Donde:

$q_1$  (bl/día)

$A_j$  ( $Pg^2$ )

$P_1$  y  $P_3$  ( $lb/pg^2$ )

$\gamma$  = densidad relativa fluido motriz (agua=1.0)

$K_j = 0.15$

Despejando  $A_j$  de la ecuación (4.56):

$$A_j = \frac{q_1}{1214.5 \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\gamma}}} \quad (4.57)$$

La cámara de mezclado que se presenta en la Tabla 4.1 son dispuestas en orden creciente de su capacidad y son dimensionadas de la misma manera como en el campo.

Siendo Y una tobera dada.

Se tiene que:

Tobera No. Y y cámara No. Y	-----	Relación A,R = 0.410
Tobera No. Y y cámara No. (Y+1)	-----	Relación B,R = 0.328
Tobera No. Y y cámara No. (Y+2)	-----	Relación C,R = 0.262
Tobera No. Y y cámara No. (Y+3)	-----	Relación D,R = 0.210
Tobera No. Y y cámara No. (Y+4)	-----	Relación E,R = 0.168

Estas relaciones pueden ser para cualquier valor de Y de 1 a 20.

TABLA 4.3. DIAMETROS DE TOBERAS UTILIZADOS.

diámetro nominal de tubería	Kobe		Fluid packed pump	
	tobera	cámara de mezclado	tobera	cámara de mezclado
2"	1 - 9	1-12 (tipo A)	4 - 9	4-10
	3 -11	3-14 (tipo B)	4 - 7	4- 8
			4 - 9	4-10 serie estándar.
			4 -12	4-13 serie de alto volumen.
2 1/2"	3 -11	1-12 (tipo A)	4 -12	4-13
	5 -13	5-17 (tipo B)	4 - 9	4-10
			4 -12	4-13 serie estándar.
			4 -16	4-17 serie de alto volumen.
3"	5 -13	5-16 (tipo A)	4 -18	4-19 serie de alto volumen.
	7 -15	7-19 (tipo B)		

No todas las toberas y cámaras de mezclado son útiles para una tubería dada, éstas son comúnmente empleadas en bombas independientes, dentro de las cuales los diámetros son limitados por la restricción que se tiene en el paso a través de la tubería. La Tabla 4.3 enlista los diámetros de las toberas para las dos diferentes fabricaciones.

Ejemplo 4.3

Si  $P_1 = 5500 \text{ lb/pg}^2$ ,  $P_2 = 2500 \text{ lb/pg}^2$  y  $P_3 = 1250 \text{ lb/pg}^2$ , - qué producción puede obtenerse con una tobera número 7 y una relación A de bombeo? considerando una densidad relativa del fluido = 0.8 (agua = 1.0).

(1) Calcular  $q_1$  con la ecuación (4.56):

$$q_1 = 1214.5 A_j \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\gamma}}$$

$$q_1 = 1214.5 (0.01414) \sqrt{\frac{5500-1250}{0.8}} = 1252 \text{ bl/dfa}$$

(2) Calcular H con la ecuación (4.37):

$$H = \frac{2500-1250}{5500-2500} = 0.417$$

(3) Obtener M a partir de la Fig. 4.5:

$$M = 0.54$$

(4) Calcular  $q_3$ , el gasto de producción, usando la ecuación (4.1):

$$M = \frac{q_3}{q_1}; q_3 = q_1 (M) = 1252 (0.54) = 676 \text{ bl/dfa.}$$

#### Ejemplo 4.4.

Si se desean producir 1000 bl/dfa con una presión ( $P_2$ ) de 650 lb/pg<sup>2</sup> y una presión de descarga ( $P_3$ ) de 2000 lb/pg<sup>2</sup>, cuál es la combinación de tobera y cámara de mezclado para obtener la máxima eficiencia, sin producir cavitación, tal que  $p_1$  sea menor que 7000 lb/pg<sup>2</sup>? cuál es la presión del fluido de trabajo ( $P_1$ )? y cuál es el gasto del fluido motriz,  $q_1$ ? Considerando la densidad del aceite igual a 0.8 (agua = 1.0);  $I_c = 1.35$ ,  $K_j = 0.15$  y  $P_v = 0$ .

(1) Determine H para la máxima eficiencia en cada relación de áreas. De la Fig. 4.5, se puede construir la siguiente tabla:

TABLA 4.4. Valores de M, H y eficiencia para el ejemplo 4.4

Relación	M máx. efic.	H máx. efic.	Eficiencia (%)
A	0.475	0.475	22.6
B	0.675	0.365	24.6
C	0.900	0.282	25.4
D	1.150	0.223	25.6
E	1.425	0.180	25.6

(2) Utilizando la ecuación (4.37) y despejando  $P_1$ :

$$H = \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2}$$

$$P_1 = \frac{1}{H} [P_2 (1+H) - P_3] \quad (4.58)$$

- (3) Usando la ecuación anterior, calcular los valores de  $P_1$  para cada  $H$  determinada en el inciso (1).

$$\text{Relación A: } P_1 = \left(\frac{1}{0.475}\right) [2000(1+0.475)-650] = 4842 \text{ lb/pg}^2$$

$$\text{Relación B: } P_1 = \left(\frac{1}{0.360}\right) [2000(1+0.360)-650] = 5750 \text{ lb/pg}^2$$

$$\text{Relación C: } P_1 = \left(\frac{1}{0.282}\right) [2000(1+0.282)-650] = 6787 \text{ lb/pg}^2$$

$$\text{Relación D: } P_1 = \left(\frac{1}{0.225}\right) [2000(1+0.225)-650] = 8000 \text{ lb/pg}^2$$

$$\text{Relación E: } P_1 = \left(\frac{1}{0.180}\right) [2000(1+0.180)-650] = 9500 \text{ lb/pg}^2$$

Las relaciones D y E se excluyen porque  $P_1$  es mayor que -- 7000 lb/pg<sup>2</sup>.

- (4) Usando la ecuación (4.48), calcular los valores de  $M_c$  y compararlos con los valores de  $M$  obtenidos en el paso (1) para las relaciones A, B y C.

$$\text{Relación A: } M_c = \left(\frac{1-0.410}{0.410}\right) \sqrt{1+0.15} \times \sqrt{\frac{650}{1.35(4842-650)+650}}$$

$$M_c = 0.495$$

$$\text{Relación B: } M_c = \left(\frac{1-0.328}{0.328}\right) \sqrt{1+0.15} \times \sqrt{\frac{650}{1.35(5750-650)+650}}$$

$$M_c = 0.645$$

$$\text{Relación C: } M_c = \left(\frac{1-0.262}{0.262}\right) \sqrt{1+0.15} \times \sqrt{\frac{650}{1.35(6787-650) - 650}}$$

$$M_c = 0.815$$

Comparando los valores de  $M_c$  obtenidos anteriormente con los valores de  $M$  a una máxima eficiencia, se observa que las relaciones B y C tienen cavitación, mientras que la relación A no tiene. Por tanto, la eficiencia de la relación B a  $M=M_c$  es 24.6% y la relación C a  $M=M_c$  es de 25.4%, mientras que la máxima eficiencia -- obtenida con la relación A es de 22.6%.

- (5) Calcular  $P_1$  para la relación  $Ca M = 0.815$ , ya que en estas condiciones se tiene la máxima eficiencia.

Partiendo de la Fig. 4.5,  $H = 0.31$ ,

$$P_1 = \frac{1}{0.310} [2000(1+0.310)-650] = 6355 \text{ lb/pg}^2$$

- (6) Calcular  $q_1$  a partir de  $M = q_3/q_1$  para la relación C:

$$q_1 = \frac{q_3}{M} = \frac{1000}{0.815} = 1227 \text{ b/d}$$

- (7) Calcular  $A_j$  con la ecuación (4.50):

$$A_j = \frac{q_1}{1214.5 \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\gamma}}}; A_j = 0.01196 \text{ pg}^2$$

Refiriéndose a la Tabla 4.1, se observa que el diámetro de la tobera más próxima a la calculada anteriormente es la No. 6.

#### 4.4.2. Dimensionamiento de una Bomba Jet para un Pozo

Hasta aquí solo se ha tratado a la bomba sin considerar -- los efectos que varían en el pozo, tales como el gradiente de presión causado por la columna de fluidos, temperatura, relación -- gas-aceite, o la presión proporcionada por el fluido motriz o limitaciones en el flujo.

La Fig. 4.7 muestra las presiones y las pérdidas por fricción que afectan a la bomba jet en la instalación de un pozo. La Fig. 4.7 es básicamente una combinación de la Fig. 4.4 y de la Fig. 3.30 (A y B) Capítulo 3. Una instalación de bombeo tipo chorro es, por supuesto, siempre un sistema abierto del fluido motriz.

El procedimiento para dimensionar una bomba para un pozo -- puede ser determinado por varios caminos. Uno puede ser, por ejemplo, experimentar con todas las combinaciones de tobera y cámaras de mezclado, las cuales están enlistadas en la Tabla 4.1 a diferentes presiones del fluido motriz y ver qué combinación da la operación óptima para la producción deseada.

#### 4.4.3. Cavitación y Porcentaje de Sumergencia en un Pozo

Un procedimiento conveniente para estimar los límites en la cavitación para una bomba jet en un pozo, involucra el concepto del "porcentaje de sumergencia". Refiriéndose a la Fig. 4.7 se observa que el total de bombeo es  $h_1$  y el factor de sumergencia es



$h_3$ . Definiendo el porcentaje de sumergencia ( $f_{h3}$ ) como:

$$f_{h3} = \frac{h_3}{h_1} \quad (4.59)$$

Adicionalmente se observa que si  $G_2 = G_3$ :

$$\frac{h_3}{h_1} = \frac{P_3}{P_2} = f_{h3} \quad (4.60)$$

Suponiendo que la caída de presión por fricción en la tubería de retorno,  $F_2$  y la contrapresión en la línea de flujo,  $P_{wh}$ , fueran omitidas.

De la ecuación (4.45) se tiene que:

$$Mc = \frac{1-R}{R} \sqrt{\frac{P_3 - P_v}{I C H_v}} = \frac{1-R}{R} \frac{1}{\sqrt{I C}} \sqrt{\frac{P_3 - P_v}{H_v}} \quad (4.61)$$

Y sabiendo que la ecuación (4.46) es:

$$H_v = \frac{P_1 - P_3}{(1+K_j) - (1+K_s) \frac{McR^2}{(1-R)^2}}$$

Substituyendo la ecuación (4.46) en la ecuación (4.61) se obtiene:

$$Mc = \frac{1-R}{R} \frac{1}{\sqrt{I C}} \sqrt{\frac{P_3 - P_v}{(P_1 - P_3) / (1+K_j) - (1+K_s) \frac{McR^2}{(1-R)^2}}} \quad (4.61a)$$

De la ecuación (4.60) se tiene:

$$P_3 = f_{h3} P_2 \quad (4.62)$$

Substituyendo la ecuación (4.62) en la ecuación (4.37), la expresión para H es:

$$H = \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} = \frac{P_2 - f_{h3} P_2}{P_1 - P_2} \quad (4.63)$$

Despejando  $P_1$  de la ecuación (4.63):

$$HP_1 - HP_2 = P_2 - f_{h3} P_2$$

$$P_1 = \frac{1}{H} (P_2 - f_{h3} P_2 + HP_2)$$

$$P_1 = \frac{1}{H} (P_2 (1 - f_{h3} + H)) \quad (4.64)$$

Substituyendo la ecuación (4.62) y ecuación (4.64) en la ecuación (4.61) da Mc en términos de  $f_{h3}$  y  $P_2$

$$Mc = \frac{1-R}{R} \frac{1}{\sqrt{Ic}} \sqrt{\frac{(f_{h3}P_2 - P_v)(1+K_j - (1+K_s)\frac{Mc^2 R^2}{(1-R)^2})}{\frac{1}{H}(P_2(1 - f_{h3} + H)) - f_{h3} P_2}}$$

Si  $P_v = 0$  y  $K_s = 0$ , entonces:

$$Mc = \left(\frac{1-R}{R}\right) \times \frac{1}{\sqrt{Ic}} \times \sqrt{\frac{f_{h3} P_2}{P_2 \left(\frac{1}{H} (1 - f_{h3} + H) - f_{h3}\right)} + K_j \left(\frac{McR}{1-R}\right)^2}$$

$$Mc = \frac{1-R}{R} \frac{1}{\sqrt{Ic}} \sqrt{\frac{f_{h3}}{\frac{1}{H} - \frac{f_{h3}}{H} + 1 - f_{h3}}} \times \sqrt{1 + K_j - \left(\frac{McR}{1-R}\right)^2} \quad (4.65)$$

Resolviendo la ecuación (4.65) para  $f_{h3}$ :

$$\left(\frac{Mc \sqrt{IcR}}{1-R}\right)^2 = \left(\frac{f_{h3}}{\frac{1}{H} - f_{h3} \left(\frac{1}{H} + 1\right) + 1}\right) \times \left(1 + K_j - \left(\frac{McR}{1-R}\right)^2\right)$$

$$\frac{f_{h3}}{\left(\frac{1}{H} + 1\right) - f_{h3} \left(\frac{1}{H} + 1\right)} = \frac{f_{h3} \left(\frac{McR}{1-R}\right)^2}{1 + K_j - \left(\frac{McR}{1-R}\right)^2} = \frac{f_{h3}}{\left(\frac{1}{H} + 1\right) (1 - f_{h3})}$$

Haciendo

$$\beta_R = \frac{Ic \left(\frac{McR}{1-R}\right)^2}{1 + K_j - \left(\frac{McR}{1-R}\right)^2} \quad (4.66)$$

Entonces 
$$\frac{f_{h3}}{\left(\frac{1}{H} + 1\right)(1-f_{h3})} = \beta_R$$

y 
$$f_{h3} = \left(\frac{1}{H} + 1\right)\beta_R - \left(\frac{1}{H} + 1\right)f_{h3}\beta_R; \text{ y } f_{h3} \left[1 + \left(\frac{1}{H} + 1\right)\beta_R\right] =$$

$$= \left(\frac{1}{H} + 1\right)\beta_R$$

$$f_{h3} = \frac{\left(\frac{1}{H} + 1\right)\beta_R}{1 + \left(\frac{1}{H} + 1\right)\beta_R} \quad (4.67)$$

donde  $\beta_R$  está definido por la ecuación (4.66).

Ahora, se tiene una expresión para el porcentaje de sumergencia,  $f_{h3}$  en función de  $R$  que es una característica geométrica de la bomba;  $K_j$  e  $I_c$ , son coeficientes determinados experimentalmente y  $M_c$  que es el valor de  $M$  con el cual inicia la cavitación.

Una tabla puede ser construida a partir de la ecuación -- (4.46), en la cual se ilustra el porcentaje de sumergencia requerido para evitar la cavitación bajo diferentes condiciones de bombas (diferente valor de  $M$ ). Esto puede observarse en el punto de máxima eficiencia para cada  $R$ , y en el 20% de eficiencia para cada lado. Se tiene que  $I_c = 1.35$  y  $K_j = 0.15$ , como se estableció anteriormente.

La Tabla 4.5 ilustra una de las principales limitaciones -- del bombeo a chorro en un pozo. El porcentaje de sumergencia ( $f_{h3}$ ) requerido para evitar la cavitación está en función del valor de  $M$  de cada bomba que está operando. Con el valor de  $I_c = 1.35$  que fue usado para calcular los valores de la Tabla 4.5, entre el 30 y 40% de sumergencia es requerido si la bomba es operada a su máxima eficiencia. Esto es, en un pozo de 10000 pies de profundidad, se requiere de 3000 a 4000 pies de fluido sobre la capacidad del bombeo en la succión para evitar la cavitación cuando se opera a una eficiencia máxima. Pueden ser toleradas presiones bajas en la entrada de la bomba si ésta es operada a una potencia menor de su eficiencia máxima (bajo porcentaje de sumergencia). Esto puede complicarse si se sobrecarga la bomba para instalaciones donde se tienen bajos valores de  $M$  para la misma producción.

Una regla común, derivada a partir de consideraciones semejantes es que en el bombeo cerca de la eficiencia máxima, se necesita un mínimo de sumergencia que es del 20%.

La fricción en la columna del fluido de retorno y la contrapresión en la línea de flujo puede incrementar este requerimiento. La ecuación (4.48) debe ser usada, entonces, para contrarrestar la cavitación en un pozo específico.

TABLA 4.5 ( $f_{h3}$ ) Porcentaje de sumergencia para evitar la cavitación

E	A R = .410			B R = .328			C R = 0.262		
	M	H	$f_{h3}$	M	H	$f_{h3}$	M	H	$f_{h3}$
0.20	0.320	0.628	13.6	0.375	0.530	10.5	0.475	0.419	10.4
Máx.	0.475	0.475	30.5	0.675	0.365	34.5	0.900	0.282	37.4
0.20	0.655	0.308	55.7	0.965	0.207	65.3	1.295	0.155	69.4

D R = 0.210			E R = 0.168		
M	H	$f_{h3}$	M	H	$f_{h3}$
0.605	0.329	11.1	0.78	0.256	12.7
1.150	0.228	39.6	1.425	0.180	40.7
1.660	0.120	72.0	2.060	0.097	73.0

#### 4.4.4. Cálculo de la Presión de Entrada

Considerando los daños que ocasiona la cavitación, es necesario tener una forma de controlar la presión de entrada mientras la bomba está operando. Otros tipos de equipo de bombeo artificial son perfeccionados de tal manera que puede estimarse la presión de descarga después que la presión de entrada ha sido calculada. De esta manera, la presión de descarga frecuentemente depende de un gradiente de presión del flujo multifásico vertical, los cálculos para determinar la presión de fondo requiere un proceso iterativo, mismos que se facilitan si se dispone de una computadora. El diseño de una instalación de bombeo hidráulico tipo chorro, sin embargo, evita estos cálculos.

Como se anotó en la sección anterior, el gasto a través de la tobera no depende de la presión de descarga de la bomba. Si la ecuación (4.56) se resuelve para  $P_3$ , la presión de entrada, resulta de la siguiente expresión:

$$P_3 = P_1 - \left( \frac{q_1}{1214.5 A_j} \right)^2 \gamma \quad (4.67a)$$

Como se indicó en la Fig. 4.7,  $P_1$  es igual a la presión de operación en la superficie ( $P_s$ ) más la carga hidrostática ( $h_1 G_1$ ) menos las pérdidas por fricción del fluido de la tubería de inyección ( $F_1$ ).

$$P_3 = P_s + h_1 G_1 - F_1 - \left( \frac{q_1}{1214.5 A_j} \right)^2 \gamma \quad (4.67b)$$

Con la ecuación (4.67 b) se puede calcular la presión de entrada en la bomba, siempre y cuando se pueda calcular la presión y el gasto del fluido motriz. Las caídas de presión por fricción en la tubería de inyección y en la tubería de producción se puede obtener con la ecuación del apéndice 3A

#### 4.4.5 Procedimiento para dimensionar un pozo productor (sin gas)

##### a) Cálculo de los gradientes de la columna de los fluidos.

Debido a que el bombeo a chorro es esencialmente un sistema abierto de fluido motriz, el gradiente del fluido de la columna de retorno debe ser determinado por la mezcla del fluido motriz y el fluido producido. Si el fluido motriz es el aceite producido y no se tiene agua, el gradiente de la columna del fluido motriz y el gradiente de la columna de fluidos producidos es el mismo. Sin embargo, si se tiene agua presente, tanto en el fluido motriz como en el fluido producido, el gradiente de la columna de retorno puede depender del valor de  $M$  al cual está operando la bomba. Específicamente.

$$G_2 = 0.4331 \text{ lb/pg}^2/\text{pie} \left[ \frac{q_1 (\gamma)}{q_1 + q_3} + \frac{q_3 f_w (\gamma_w) + q_3 (1-f_w) (\gamma_o)}{q_1 + q_3} \right]$$

donde:  $f_w$  es el porcentaje de agua producida, pero debido a que --

$q_1 = \frac{q_3}{M}$  de la ecuación (4.1), entonces:

$$G_2 = 0.4331 \left[ \frac{\left( \frac{\gamma}{M} \right) + f_w (\gamma_w)}{\frac{1}{M} + 1} + \frac{(1-f_w) (\gamma_o)}{\frac{1}{M} + 1} \right] \quad (4.68)$$

En un cálculo inicial, cuando M es desconocido, se puede -- hacer M=1, entonces se tiene lo siguiente:

$$G_2 = 0.2166 \left[ (\gamma) + f_w \gamma_w + (1-f_w) (\gamma_o) \right] \quad (4.69)$$

Siendo:

- $\gamma$  = Densidad relativa del fluido motriz (agua = 1.0)  
 $\gamma_w$  = Densidad relativa del agua producida (agua = 1.0)  
 $\gamma_o$  = Densidad relativa del aceite producido (agua = 1.0)

b) Relaciones con diferentes rangos.

La ecuación (4.37) puede ser desarrollada para incluir la - columna del fluido motriz y los efectos de la presión de operación en la superficie, (Fig. 4.7).

$$P_1 = P_s + H_1 G_1 - F_1 \quad (4.70)$$

$$P_2 = h_1 G_2 + F_2 + P_{wh} \quad (4.71)$$

De las ecuaciones (4.37), (4.70) y (4.71), se tiene:

$$H = \frac{(h_1 G_2 + F_2 + P_{wh}) - P_3}{(P_s + h_1 G_1 - F_1) - (h_1 G_2 + F_2 + P_{wh})} \quad (4.72)$$

Para un cálculo inicial, los términos de fricción  $F_1$  y  $F_2$ , se pueden despreciar:

$$H = \frac{(h_1 G_2 + P_{wh}) - P_3}{(P_s + h_1 G_1) - (h_1 G_2 + P_{wh})} \quad (4.72a)$$

Como se observó anteriormente,  $P_3$  generalmente puede ser igual a un 20% de  $P_2$ , esto es:

$$H = \frac{0.8(h_1 G_2 + F_2 + P_{wh})}{P_s + h_1 (G_1 - G_2) - F_1 - F_2 - P_{wh}} \quad (4.73)$$

Despreciando la fricción:

$$H = \frac{0.8 (h_1 G_2 + P_{wh})}{P_s + h_1 (G_1 - G_2) - P_{wh}} \quad (4.73a)$$

Normalmente la presión de operación en la superficie,  $P_s$ , se encuentra entre 1000 y 4000 lb/pg<sup>2</sup>. Insertando estos valores en la ecuación (4.73a) y con los datos del pozo  $h_1$ ,  $G_1$ ,  $G_2$  y  $P_{wh}$ , se puede hallar el rango de H dentro del cual se podrán operar.

La Fig. 4.5 muestra las relaciones de las bombas dentro del rango de valores de H; la Tabla 4.6 se incluye como un ejemplo para ilustrar la aplicación de varias relaciones de áreas.

La contrapresión en la línea de flujo se ha considerado de 80 lb/pg<sup>2</sup>. y  $G_1$  ha sido dispuesta igual a  $G_2$ , con un valor de 0.355 lb/pg<sup>2</sup>/pie. La ecuación (4.73a) se reduce entonces a:

$$H = \frac{0.8 [h_1 (0.355) + 80]}{P_s - 80} = \frac{0.2840 h_1 + 64}{P_s - 80} \quad (4.74)$$

La Tabla 4.6 se construyó a partir de la ecuación (4.74) y se observa que el levantamiento (bombeo) es 80% desde la profundidad a que se encuentra la bomba.

Tabla 4.6: Rangos de operación de los valores de "H"

Prof. de la bomba (pies)	1000 (pies)		2000 (pies)		5000 (pies)		8000 (pies)	
	H	R	H	R	H	R	H	R
Presión de operación ( $P_s$ ); lb/pg <sup>2</sup>								
1000	0.45	ABC	0.82	A	1.95	---	3.08	---
2500	0.17	ABCDE	0.31	ABCDE	0.74	AB	1.17	---
4000	0.10	ABCDE	0.19	ABCDE	0.46	ABC	0.72	AB

c) Presión de operación.

Para una profundidad de colocación de la bomba de 2000 - - pies cualquiera de las relaciones puede ser usada, dependiendo de la presión de operación (Tabla 4.6). En tal caso, la decisión de qué relación se debe emplear puede depender de manera particular de la instalación que se tenga. Para minimizar el gasto del fluido motriz  $q_1$ , el ingeniero puede preferir el empleo de altas presiones; de esta frecuentemente al operador puede preferir - - usar menor fluido motriz y llevarlo a cabo a presiones altas (relación E) para minimizar el gasto del fluido motriz  $q_1$ ; de esta manera se reduce la caída de presión por la fricción en la tubería y -

el volumen de fluidos que son manejados se tratan en la superficie. Otros ingenieros pueden preferir manejar grandes volúmenes de fluidos en la superficie y cambiar equipo cuando se tengan incrementos asociados con presiones bajas de operación (relación A).

Las pérdidas por fricción de los fluidos pueden ser menores con pequeños volúmenes bombeados a alta presión, y el tratamiento y separación de la mezcla en la superficie (fluido motriz y fluido producido) puede ser fácil. Sin embargo, por cámaras grandes de mezclados (pequeños valores de R) puede ser considerado como más aceptable. El éxito predecible al emplear estas relaciones depende fundamentalmente de los datos de presión del comportamiento del pozo.

d) Selección de una relación de áreas y tobera a partir de un valor de H.

Para un valor de  $P_5 = 4000 \text{ lb/pg}^2$  y considerando un valor de  $M = 1$ , calcular el valor de H con la ecuación (4.72a) despreciando la fricción  $F_1$  y  $F_2$ . Con este resultado para H, obtener la relación más eficiente R y M de la Fig. 4.5

Este valor de M puede ser usado para corregir  $G_2$  de la ecuación (4.68) y determinar los valores de  $F_1$  y  $F_2$ .

La  $G_2$ ,  $F_1$  y  $F_2$  corregidas se incluyen en la ecuación (4.72) y se obtiene un nuevo valor de H y M.

De la ecuación (4.1) se tiene:

$$q_1 = \frac{q_3}{M}$$

y de la ecuación (4.57), el área de flujo de la tobera es:

$$A_j = \frac{q_1}{1214.5 \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\gamma}}}$$

A partir de la Tabla 4.1, seleccionar el diámetro de la tobera ligeramente menor que la calculada y que necesita en primer lugar una presión de operación mayor que el valor considerado de 4000 lb/pg<sup>2</sup>. El área de la tobera considerada puede requerir una presión de operación más baja que la presión inicial considerada  $P_5$ .

e) Corrección de la diferencia entre el área calculada de la tobera y el tamaño de la tobera disponible.

Las ecuaciones utilizadas son:

$$q_1 = 1214.5 A_j \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\gamma}}$$

$$M = \frac{q_3}{q_1}$$

$$P_1 = \frac{1}{H} [P_2 (1+H) - P_3]$$

Restando  $P_3$  de ambos lados de la ecuación anterior, se tiene:

$$P_1 - P_3 = \frac{P_2}{H} + P_2 - \frac{P_3}{H} - P_3 = P_2 \left( \frac{1}{H} + 1 \right) - P_3 \left( \frac{1}{H} + 1 \right)$$

$$P_1 - P_3 = \left( \frac{1}{H} + 1 \right) (P_2 - P_3) \quad (4.75)$$

Substituyendo la ecuación (4.75) en la ecuación (4.56) se tiene:

$$q_1 = 1214.5 A_j \sqrt{\frac{\left( \frac{1}{H} + 1 \right) (P_2 - P_3)}{\gamma}} \quad (4.76)$$

De la ecuación (4.1):

$$q_3 = M q_1 \quad (4.77)$$

De la ecuación (4.76) y de la ecuación (4.77) se tiene:

$$q_3 = M (1214.5) A_j \sqrt{\frac{\left( \frac{1}{H} + 1 \right) (P_2 - P_3)}{\gamma}} \quad (4.78)$$

Agrupando términos conocidos:

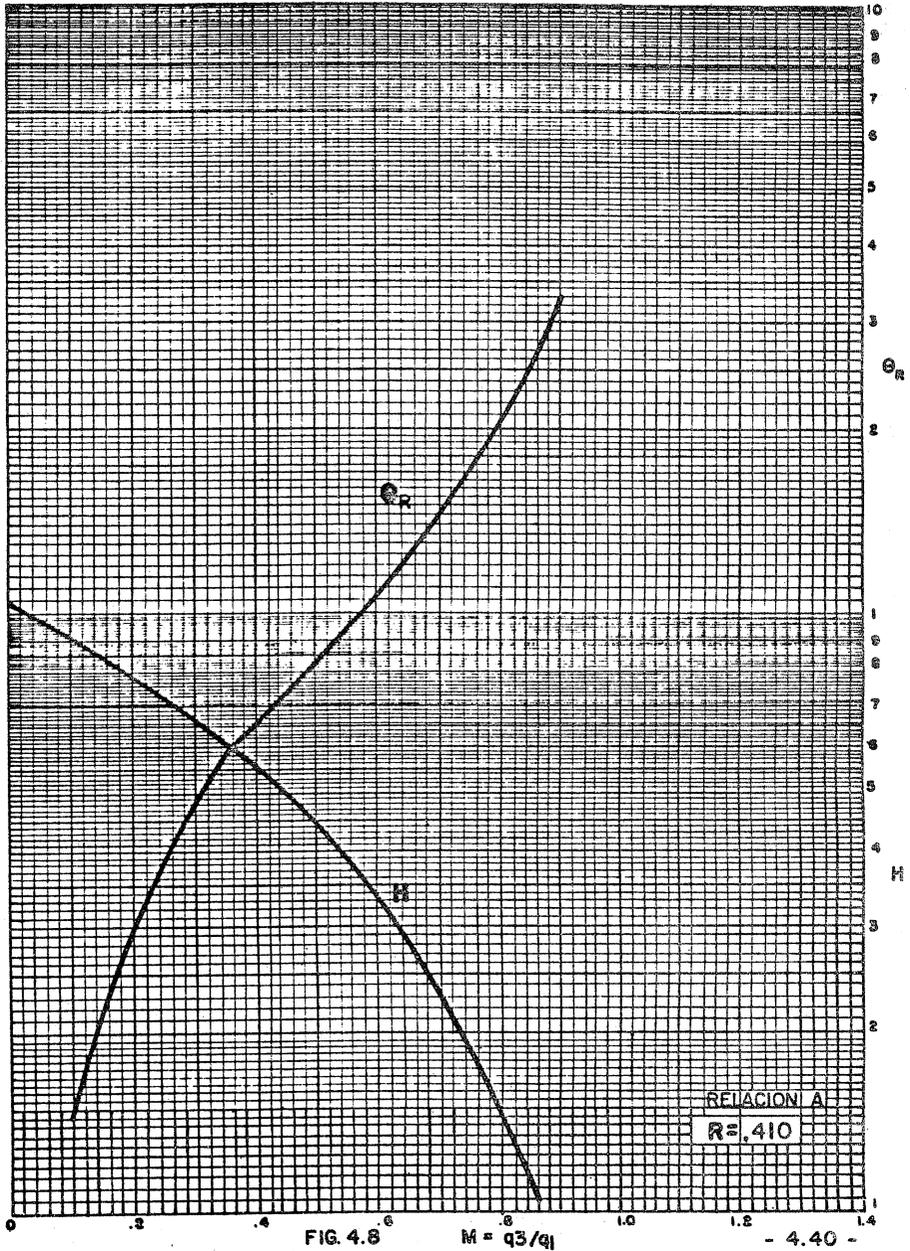
$$\frac{q_3}{1214.5 A_j \sqrt{\frac{P_2 - P_3}{\gamma}}} = M \sqrt{\left( \frac{1}{H} + 1 \right)} \quad (4.79)$$

Definiendo:

$$\theta_R = \frac{q_3}{1214.5 A_j \sqrt{\frac{P_2 - P_3}{\gamma}}} \quad (4.80)$$

El problema se ha reducido a determinar los valores de  $H$  y  $M$  que satisfaga la ecuación (4.79) y que están contenidas en las curvas  $H-M$  para cada relación particular de  $R$ . En las Figs. 4.8 a 4.12 se grafican valores de  $\theta_R$  y de  $M$  para varios valores de  $R$ .

Se calcula  $\theta_R$  para el tamaño de la tobera seleccionada y -



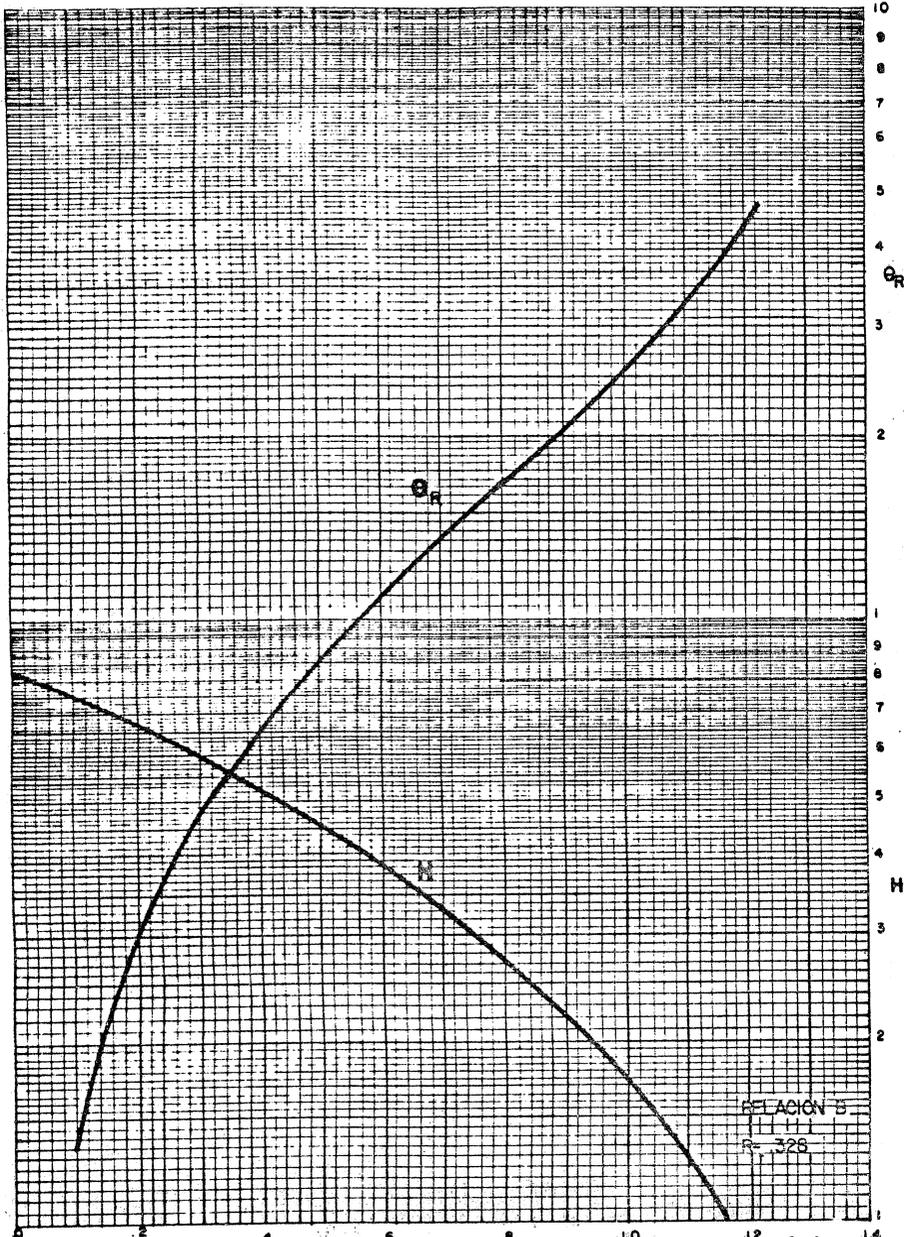


FIG. 4.9  $M = \frac{a_3}{q_1}$

12 - 4.41 - 14

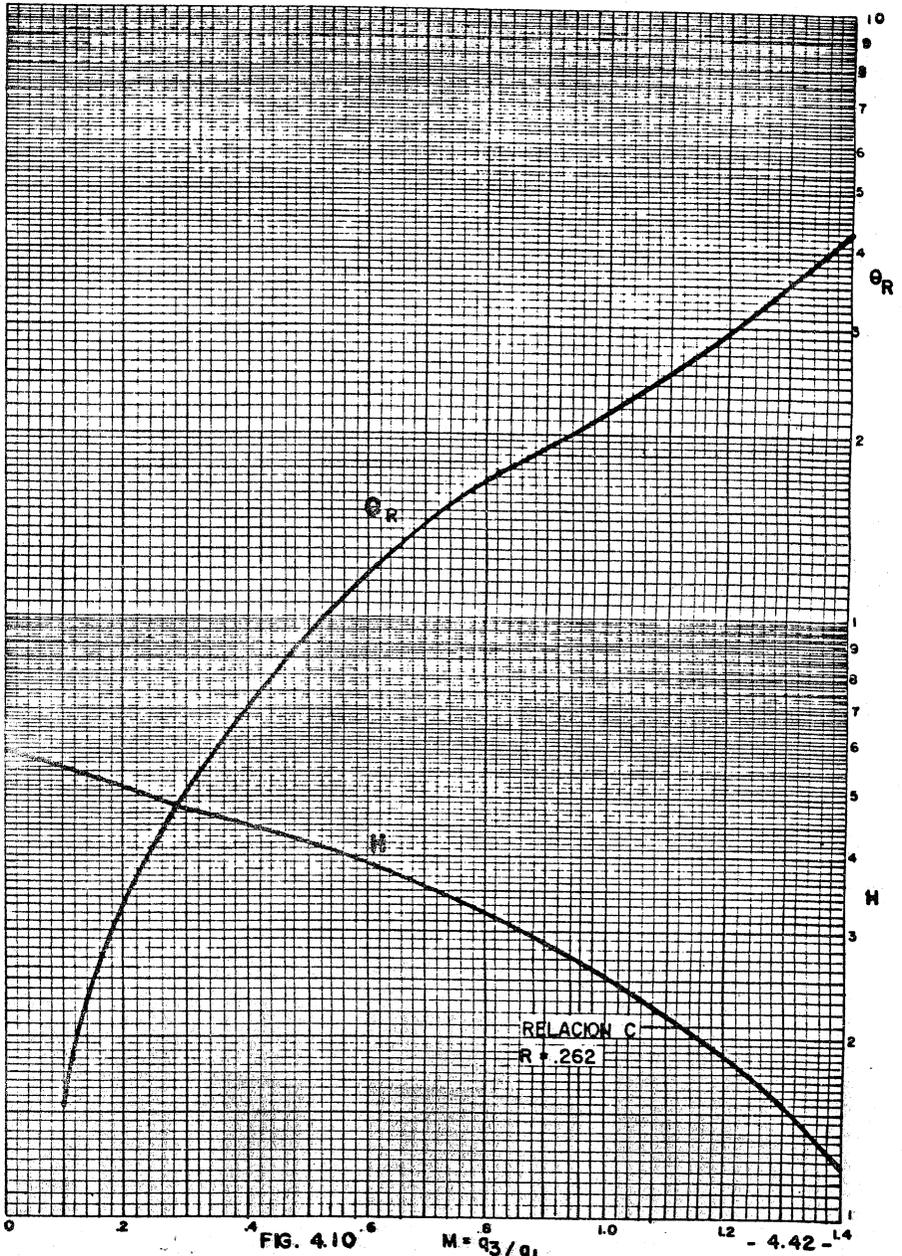


FIG. 4.10

$M = Q_3 / Q_1$

1.2 - 4.42 - 1.4

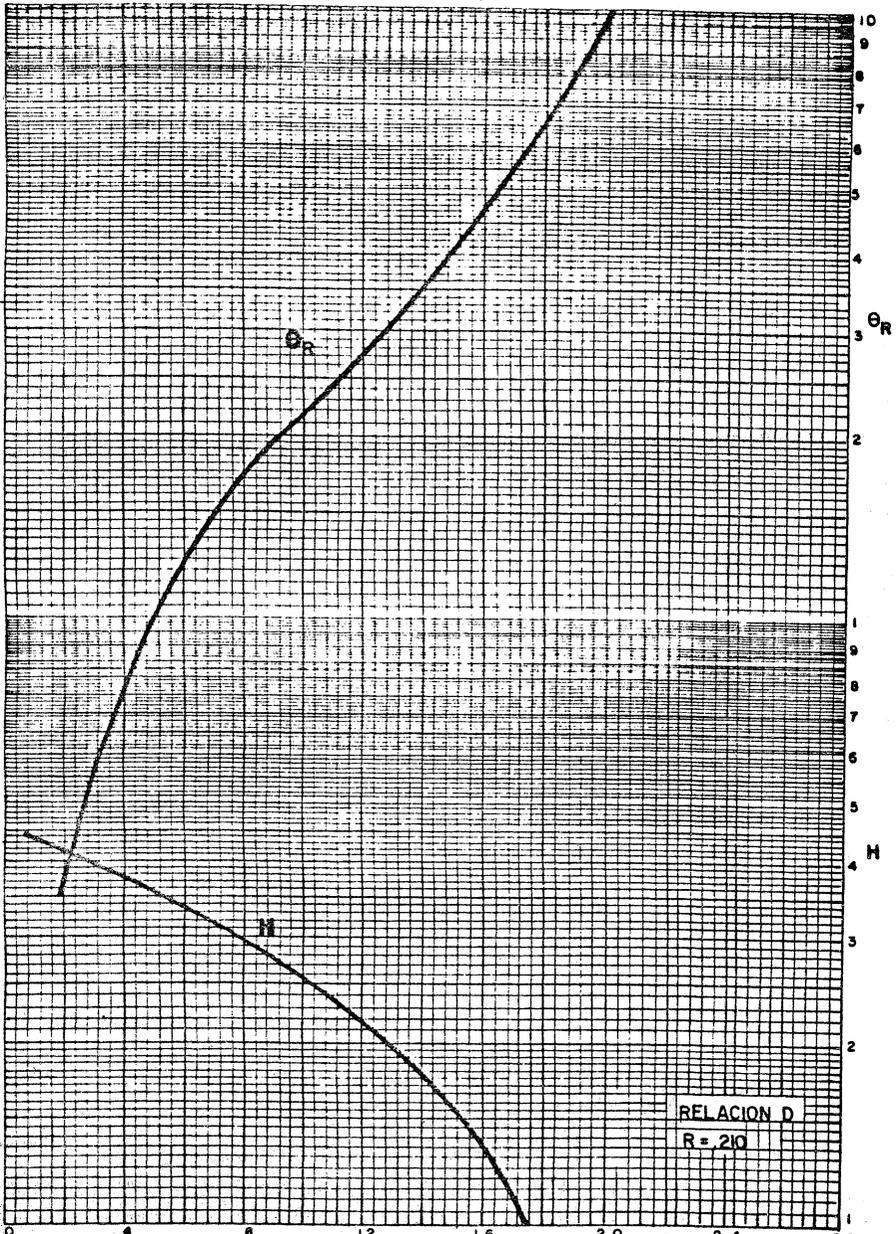
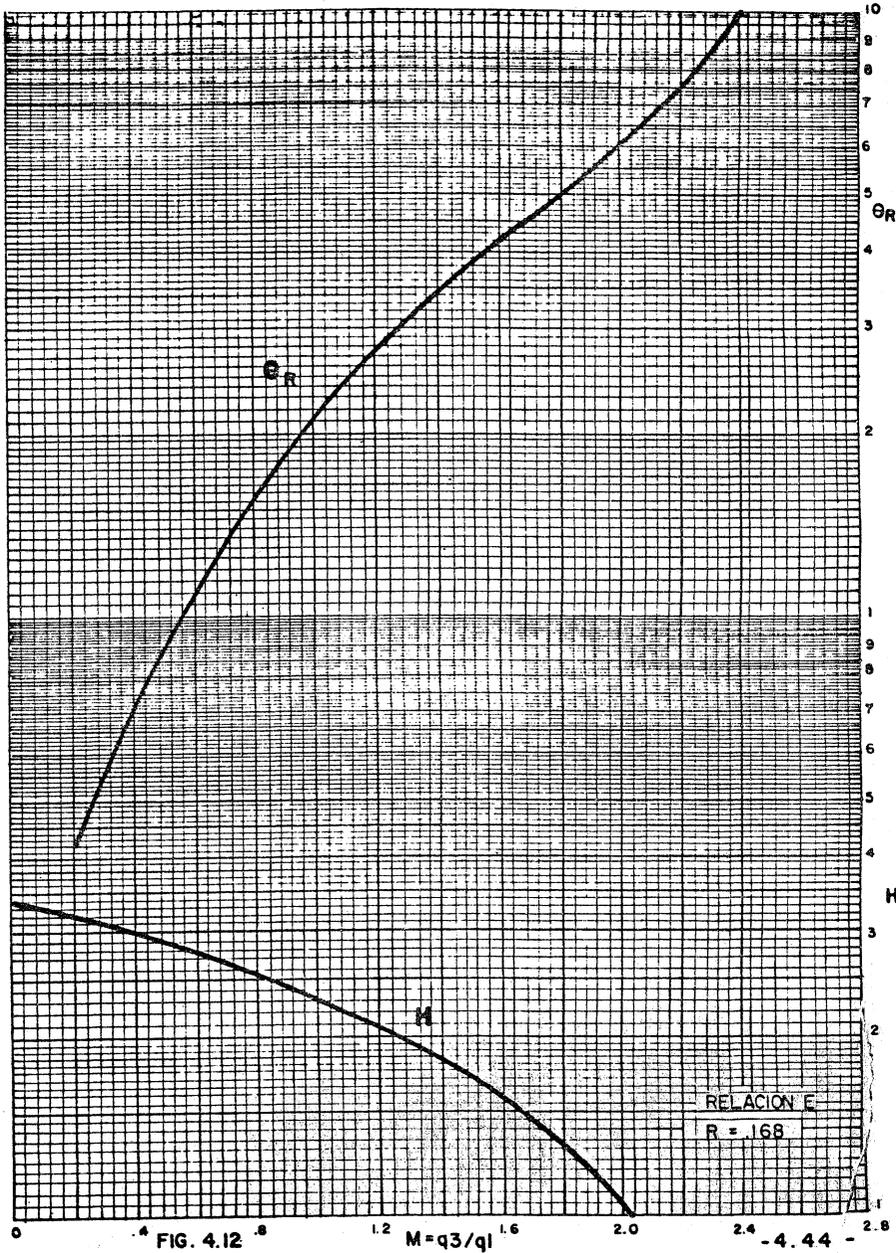


FIG. 4.11<sup>6</sup>

$M = \frac{1.2}{93/q1}$

RELACION D  
R = 210



se determina M y H con las gráficas mencionadas anteriormente.

$P_1$  se determina con la ecuación (4.58) y  $P_s$ , la presión de operación en la superficie, es establecida por la ecuación (4.70).

$$P_s = P_1 - h_1 G_1 + F_1 \quad (4.81)$$

El gasto del fluido motriz,  $q_1$ , se obtiene de la ecuación (4.1a).

Las correcciones obtenidas por este procedimiento generalmente no puede ser suficiente, tanto que en algunos casos necesitan recalcularse las densidades de las columnas y las pérdidas por fricción.

#### Ejemplo 4.5

Dados los datos siguientes:

Diámetro de la tubería de producción = 2 3/8 pg

Diámetro de la tubería de revestimiento = 7 pg

Profundidad de la bomba = 7600 pies

Presión de separación = 80 lb/pg<sup>2</sup>

Presión en la línea de descarga = 80 lb/pg<sup>2</sup>

Presión de fondo estática ( $P_{ws}$ ) = 1500 lb/pg<sup>2</sup>

Índice de productividad (constante) = 0.2 (bl/dfa)/lb/pg<sup>2</sup>

Densidad del aceite = 41° API

Temperatura en la "cabeza" del pozo = 110 °F

Temperatura de fondo = 167 °F

Producción de agua = 0.0%

Relación gas-aceite (RGA) = 300 pies<sup>3</sup>/bl

Producción deseada = 200 bl/dfa

Seleccionar una bomba hidráulica jet apropiada, determinar el tamaño de la tobera, la presión de operación en la superficie, el gasto del fluido motriz y la potencia hidráulica.

Primeramente considerar esta aplicación estableciendo que la relación gas-aceite es igual a cero. Para la bomba, considerar  $k_j = .15$ ,  $I_c = 1.35$ .

La Fig. 3.28 del Capítulo 3 indica una viscosidad para un aceite de 41° API de aproximadamente 2 cs (centistokes) a una temperatura promedio igual a 138 °F en la tubería de inyección.

Para bombear este pozo, no usa más que 500 a 600 bl/día - de fluido motriz. La ecuación del apéndice 3A muestra que la caída de presión por fricción en la tubería de 2 3/8 pg. con un gasto de 500 bl/día y una viscosidad de 2 centistokes, es solamente de 2.95 lb/pg<sup>2</sup>/1000 pie. Para los cálculos iniciales los términos de fricción se pueden despreciar en la tubería de inyección. También las pérdidas de presión por fricción en el espacio anular -- han sido menores pueden ser despreciadas.

(1) Determinar H considerando  $P_s = 4000 \text{ lb/pg}^2$

El aceite de 41 °API tiene una gravedad específica de 0.8203 y un gradiente de 0.355 lb/pg<sup>2</sup>/pie (de la Tabla 3.1, Capítulo 3) como no se tiene agua, entonces:

$$G_1 = G_2 = G_3 = 0.355$$

De la Fig. 4.6 se tiene lo siguiente:

$$P_1 = 7600 \text{ pies} \times 0.355 \text{ lb/pg}^2/\text{pie} + P_s$$

$$P_1 = 6698 \text{ lb/pg}^2$$

Con la presión de fondo estática ( $P_{ws}$ ) igual a 1500 lb/pg<sup>2</sup>, el índice de productividad ( $J = 0.2$ ) y la producción deseada de 200 bl/día

$$P_3 = 1500 \text{ lb/pg}^2 - \frac{200 \text{ bl/día}}{0.2(\text{bl/día})/(\text{lb/pg})} = 500 \text{ lb/pg}^2$$

De la Fig. 4.6:

$$P_2 = 7600 \text{ pies} \times 0.355 \text{ lb/pg}^2/\text{pie} + 80 = 2778 \text{ lb/pg}^2$$

$$H = \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} = \frac{2778 - 500}{6698 - 2778} = 0.581$$

(2) Determinar la relación más eficiente para el valor de H calculado. De la Fig. 4.5, solamente las relaciones A y B pueden bombear efectivamente para una  $H = 0.581$  o mayor, y en este rango la relación A es la más eficiente. Debido a que de esta forma la eficiencia está declinando para una  $H = 0.581$  o mayor, se tiene que usar el valor más alto (cercano) a la  $P_s = 4000$  -- lb/pg<sup>2</sup>, el cual minimiza H y maximiza la eficiencia.

(3) Determinar M.

De la Fig. 4.5, para  $H = 0.581$  y una relación A ( $R=0.410$ ), --

$$M = 0,370.$$

(4) Determinar  $q_1$  y el tamaño de la tobera

$$q_1 = \frac{q_3}{M}, \quad q_1 = \frac{200}{0,370} = 541 \text{ bl/día}$$

y de la ecuación (4.57):

$$A_j = \frac{541}{1214.5 \sqrt{\frac{6698-500}{0.8203}}}; \quad A_j = 0.00512 \text{ pg}^2$$

De la Tabla 4.1, se obtuvo que las áreas de tobera más cercanas al valor calculado corresponde a las toberas No. 2 y No. 3. La No. 2 tiene menor área que la que se necesita, por lo que se tendrá que operar a una presión mayor que  $P_s = 4000 \text{ lb/pg}^2$ . La tobera No. 3 es la seleccionada.

Calculando  $\theta_R$  :

$$\theta_R = \frac{200}{1214.5 (0.00579) \sqrt{\frac{2778-500}{0.8203}}} = 0.540$$

De la Fig. 4.8,  $M = 0.335$  para  $\theta_R = 0.540$   
y  $H = 0.615$  para  $M = 0.335$

De la ecuación (4.58):

$$P_1 = \frac{1}{0.615} [2778(1.615) - 500] = 6482 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_s = P_1 - 7600 \text{ pies} \times 0.355 \text{ lb/pg}^2/\text{pie} = 6482 - 2698 = 3784 \text{ lb/pg}^2 \text{ (despreciando la fricción)}$$

$$\text{y, de esta manera, } q_1 = \frac{q_3}{M}, \quad q_1 = \frac{200}{0.335} = 597 \text{ bl/día}$$

Nota: Usando la ecuación (4.56) da  $q_1 = 600 \text{ bl/día}$

La potencia requerida en la superficie es:

$$h_p = 1.7 \times 10^{-5} q_1 \times P_s, \text{ ecuación (3.18) del Capítulo 3.}$$

$$h_p = 1.7 \times 10^{-5} (597) (3784) = 38.4$$

(6) Comprobación del punto de cavitación, ecuación (4.48):

$$M_c = \frac{(1-0.410)}{0.410} \sqrt{1.15 \sqrt{\frac{500}{1.35 (6482-500)+500}}} = 0.373$$

como  $M = 0.335$ , en el diseño no se tiene cavitación.

Conclusión: Considerando aceite (sin gas), el pozo puede - bombearse con una bomba 3-A a una presión superficial de 3784 lb/- -/pg<sup>2</sup>, usando 597 bl/día de fluido motriz. Esto requiere de una potencia hidráulica de 38.4 hp en la superficie.

#### 4.5. BOMBEO HIDRAULICO JET EN UN POZO CUANDO LA RELACION GAS-ACEITE ES MAYOR QUE CERO.

Quando se tiene gas en solución en los pozos, se modifican los cálculos para la aplicación del bombeo hidráulico tipo chorro y es conveniente considerar los aspectos siguientes:

La primera consideración se refiere al tipo de ensamblaje usado en el fondo del pozo. Sin gas, el ensamblaje tipo TR fue elegido por su simplicidad y bajo costo. Con este tipo de instalación, sin embargo, todo el gas, disuelto y libre debe conducirse a través de la bomba. Una alternativa es colocar una tubería de retorno paralela y haciendo con esto que el gas libre puede descargar por el espacio anular. En este arreglo el bombeo puede, de forma principal, manejar solamente el gas disuelto remanente a la presión de bombeo en el fondo del pozo.

En la práctica, sin embargo, la eficiencia de separación del gas libre de los fluidos es difícil de predecir. De cualquier forma, el gasto del fluido motriz para el bombeo hidráulico a chorro puede ser incrementado para ayudar al bombeo del gas libre, un procedimiento inadecuado pero que se usa frecuentemente, porque -- con un bombeo reciprocante resulta que se tiene choques o golpes del émbolo, con tendencia a reducir marcadamente el bombeo. Como consecuencia, algunas instalaciones de bombeo hidráulico a chorro pueden emplear el tipo de ensamble en la TR a la profundidad del pozo y de manera semejante la instalación puede considerarse para este pozo.

Una segunda consideración es el efecto del gas sobre el -- gradiente de flujo multifásico, pero en la práctica esto es complicado porque es posible que la relación de producción debido al fluido motriz, (M) no sea constante para el bombeo hidráulico a chorro.

Esto significa que la relación gas-líquido depende de  $M$ . Un problema similar se manifiesta cuando existe la presencia de agua, ya sea de formación o del fluido motriz. En tal caso la columna del % de agua en la tubería de retorno es función de  $M$ , presentando de nuevo complicaciones de fricción, en el gradiente o cálculos del flujo multifásico.

La comprensión de la cavitación llega a ser muy difícil de acuerdo a la cantidad de gas que se tenga presente. En pruebas de laboratorio con agua, el inicio de la cavitación es difícil de predecir y además es totalmente desigual. Similarmente, en pruebas de laboratorio con aceite, es totalmente estable para presiones bajo el punto de cavitación. El aceite (crudo) con gas en solución, sin embargo, puede liberar continuamente gas tanto como la presión baje del punto de burbujeo. En términos del comportamiento del bombeo, esto genera un incremento gradual del efecto de choque en la bomba de acuerdo como la presión decrece, análogamente para generar cavitación. Debido a esto, la cavitación puede no tener lugar; sin embargo, si de igual forma se tiene que hay una evidencia para indicar la presencia del gas libre, entonces se reduce el efecto de daño.

Un problema final se presenta con la presencia del gas y está relacionado para cuando se tienen presentes los efectos de la mezcla en dos fases y los efectos de la presión de recuperación -- del bombeo hidráulico a chorro. Una gran cantidad de gas libre asociado con la fase líquida puede ocupar alguna porción de la cámara de mezclado, de tal manera que se incremente la velocidad de los fluidos. Esto puede tener efectos significativos sobre la mezcla, en la longitud de la cámara de mezclado y sobre el término de fricción. Adicionalmente, el comportamiento del difusor es difícil de predecir en un flujo de dos fases, particularmente con la asociación indeterminada de los gastos en el cual el gas libre se encuentra en solución. Todos estos efectos son sensibles y pueden variar considerablemente de bomba a bomba dependiendo del fabricante.

Soluciones aproximadas pueden ser obtenidas; sin embargo, se debe ilustrar la naturaleza de las técnicas de predicción analítica y se debe tener una estimación razonable sobre la facilidad de uso del bombeo hidráulico a chorro y qué potencia debe ser requerida.

Una suposición que se hace en primer lugar para una predicción razonable del comportamiento del bombeo a chorro que presenta gas, es que el bombeo puede producir gas y aceite en un pozo sobre un volumen base. Esta consideración es solamente una aproximación, pero es razonablemente buena para obtener 10 partes del gas por -- una parte del líquido a las condiciones de fondo del pozo. La Fig. 3.26 del Capítulo 3 puede ser usada tanto para el bombeo a chorro como para pozos con bombeo tipo pistón.

En este procedimiento, es considerado un valor para  $P_s$ , -- calculando  $H$  y haciendo una corrección de  $M$  basado en la eficiencia volumétrica esperada, obtenida en la Fig. 3.26 El efecto del levantamiento del gas en la columna de retorno, sin embargo, puede cambiar marcadamente el valor de la presión de descarga de la bomba ( $P_2$ ). Esto hace que  $H$  cambie. El primer paso puede ser que se calcule  $P_2$  usando una correlación apropiada del flujo multifásico o usar las curvas del gradiente, de manera semejante como se encontró en el capítulo 1. Un valor arbitrario de  $M = 0.5$  es sugerido -- cuando se tiene gas presente, ya que de esta manera la eficiencia volumétrica disminuye.

La relación gas-líquido en la columna del fluido de retorno es función de  $M$  ya que está dada por:

$$\begin{aligned} RGL &= \frac{\text{gas total}}{\text{fluido motriz} + \text{fluido producido}} \\ RGL &= \frac{(R.G.A.) (\text{Producción de aceite})}{q_1 + q_3} \\ RGL &= \frac{(R.G.A.)(1-f_w)q_3}{\frac{q_3}{M} + q_3} = \frac{R.G.A. (1-f_w)}{\frac{1}{M} + 1} \\ RGL &= \frac{M(R.G.A.) (1-f_w)}{1 + M} \end{aligned} \quad (4.82)$$

El porcentaje de agua en la columna de retorno está dado -- por:

$$f_{w2} = \frac{\text{agua total}}{\text{suma de fluidos}}$$

Para el aceite como fluido motriz:

$$f_{w2} = \frac{(f_w) q_3}{q_1 + q_3} = \frac{(f_w) q_3}{\frac{q_3}{M} + q_3} = \frac{M (f_w)}{1 + M} \quad (4.83)$$

Para el agua como fluido motriz:

$$f_{w3} = \frac{q_1 + f_w(q_3)}{q_1 + q_3} = \frac{\frac{q_3}{M} + f_w(q_3)}{\frac{q_3}{M} + q_3} = \frac{1 + M(f_w)}{1 + M} \quad (4.84)$$

Con los valores obtenidos de las ecuaciones (4.82), (4.83) y (4.84) puede ser calculado el valor de H. Como en el caso que no se tenía gas, la Fig. 4.5 muestra que la relación proporciona la mayor eficiencia para el valor calculado de H. Sin embargo, este resultado de M puede ser multiplicado por el valor de la eficiencia obtenida de la Fig. 3.26 del Capítulo 3, que da el valor real de M a la cual la bomba está trabajando.

El valor de M obtenido, puede ser usado para recalcular los valores de los parámetros en las ecuaciones (4.82), (4.83) y (4.84), con los gradientes de presión del flujo multifásico, principalmente para mejorar la estimación de  $P_2$ , H y M. Este es un proceso iterativo que se repite hasta que el grado de precisión deseado es obtenido. Generalmente, cuando se ajusta sucesivamente el valor de M con un 5% es suficiente.

El diámetro de la tobera es seleccionado con base en el valor de M (cantidad de líquido) por el significado de las ecuaciones (4.1a) y (4.50) para un caso sin gas.

Estas son muchas fuentes potenciales de error en la secuencia de cálculos descritas anteriormente, incluyendo imprecisión en los cálculos de la presión de descarga de la bomba y las aproximaciones involucradas en el caso de la Fig. 3.26 del Capítulo 3. En suma, datos de campo imprecisos, particularmente la relación gas-aceite, pueden reducir grandemente el resultado de los cálculos.

Por razones semejantes como las anteriores, los cálculos de diámetros deben ser considerados, principalmente para hacer una estimación razonable y el perfeccionamiento de  $Q_g$  en el uso de curvas no es necesario. Subsecuentemente en las pruebas de campo, cambios de diámetros y relaciones pueden ser hechas para determinar la combinación óptima. Para pruebas particulares en pozos es más práctico con bombeo hidráulico a chorro que con bombeo porque en la superficie es factible que las toberas y cámaras de mezclado puedan ser cambiadas para determinada localización del pozo.

#### Ejemplo 4.6.

El diámetro de la tobera y de la cámara de mezclado es el mismo que el del ejemplo anterior, pero con una relación gas-aceite de 300 pies<sup>3</sup>/bl.

(1) Considerando  $M = 0.5$ , de la ecuación (4.82):

$$RGL = \frac{0.5(300)(1-0)}{1.5} = 100 \text{ pies}^3/\text{bl}$$

(2) Si  $M=0.5$ ,  $q_1 = 400$  bl/dfa y empleando la ecuación del apéndice 3A,  $F_1 = 2.00$  lb/pg<sup>2</sup>/pie. De esta manera:

$$P_1 = 7600 \text{ pies} \times (0.355 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}) - 2 \text{ lb/pg}^2/1000 \text{ pies} \times 7.6$$

$$+ 4000$$

$$P_1 = 6683 \text{ lb/pg}^2$$

Observese que la fricción,  $F_1$ , es solamente  $15 \text{ lb/pg}^2$  y la variación de  $F_1$  con respecto a  $M$  puede no ser tomado en cuenta en este caso.

$$(3) \quad q_1 + q_3 = 400 + 200 = 600 \text{ bl/día.}$$

A partir de una correlación apropiada de flujo multifásico:

$$P_2 = 2760 \text{ lb/pg}^2$$

(4) Considerando una variación lineal de IP (índice de productividad) de la siguiente manera:

$$P_3 = 1500 \text{ lb/pg}^2 - \frac{200 \text{ bl/día}}{0.2 \text{ lb/día/lb/pg}^2} = 500 \text{ lb/pg}^2$$

$$(5) \quad H = \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} = \frac{2760 - 500}{6683 - 2760} = 0.576$$

Observe que este valor es más bajo que el de 0.581 que se calculó para el caso sin gas.

(6) A partir de la Fig. 4.5, el gas más el líquido  $M$ , para  $H=0.576$ , es  $M=0.38$  (relación A).

(7) De la Fig. 3.26 del Capítulo 3, usando la relación de solubilidad a condiciones del yacimiento, la eficiencia volumétrica es 52%.

De esta forma, el valor de  $M$  (líquido) es:

$$M = 0.52 \times 0.38 = 0.198$$

Nótese que a pesar del resultado bajo del valor de  $H$ , debido al efecto de levantamiento del gas en la columna de retorno, el valor de  $M$  es menor que en el caso que no se tiene gas.

(8) Recalculando RGL a  $M = 0.198$ :

$$RGL = \frac{0.198(300)(1-0)}{1.198} = 50 \text{ pies}^3/\text{bl}$$

(9) Recalculando  $P_2$ :

Para  $M = 0.198$ ,  $q_1 = 1010$  bl/día y  $q_1 + q_3 = 1210$  bl/día.

A partir de una apropiada correlación de flujo multifásico:

$$P_2 = 2800 \text{ lb/pg}^2$$

$$H = \frac{2800 - 500}{6683 - 2800} = 0.592$$

(10)  $M = 0.36$ , de la Fig. 4.5

$$M = 0.52 (0.36) = 0.187$$

Este valor de  $M$  es suficiente para poder continuar los cálculos usando:

$$M = 0.19, q_1 = \frac{200}{0.19} = 1053$$

(11) A partir de la ecuación (4.56):

$$A_j = \frac{q_1}{1214.5 \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\gamma}}} = \frac{1053}{1214.5 \sqrt{\frac{6683 - 500}{0.8203}}} = 0.0100 \text{ pg}^2$$

el diámetro de la tobera queda entre la número 5 y la 6, entonces debe ser seleccionada la tobera de mayor diámetro. Esto conduce a una bomba jet con relación  $A$  y tobera número 6. El gasto del fluido motriz puede ser aproximado por:

$$q_1 = 1214.5 A_j \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\gamma}}$$

$$q_1 = 1214.5 (0.01131) \sqrt{\frac{6683 - 500}{0.8203}}$$

$$q_1 = 1193 \text{ bl/día}$$

(12) Verificación de la cavitación:

$$M_c = \frac{1 - 0.410}{0.410} \sqrt{1.15 \sqrt{\frac{500}{1.35(6683 - 500) + 500}}} = 0.3895$$

$M_c = 0.389$ , que es mayor que el valor calculado para  $M=0.36$  de acuerdo a esto, el bombeo no presenta cavitación.

En realidad, los pozos que producen gas tienen menor tendencia a la cavitación que los pozos que producen un líquido sin gas (fase gaseosa) como el agua. Evidentemente, hay una forma de -- amortiguar el efecto que ocurre cuando el gas libre pasa a través de la bomba. Adicionalmente se requiere trabajos experimentales en esta área. La cavitación debe ser siempre verificada para pozos que producen agua.

(13) Y de la ecuación  $HP = \Delta P \times q \times 1.7 \times 10^{-5}$

$$HP = 1.7 \times 10^{-5} (1193 \text{ bl/dfa}) (4000 \text{ lb/pg}^2)$$

$$HP = 81 \text{ hp}$$

Obsérvese que este resultado es dos veces más que la potencia requerida que cuando el gas no está presente. Las presiones de producción relativamente bajas en la entrada de la bomba, principalmente se deben a un volumen de gas libre que hace que disminuya la eficiencia de bombeo de líquido de la bomba. Al mismo tiempo hay un aligeramiento de la columna de retorno por la producción de gas, reduciendo la presión de descarga de la bomba. En algunas instalaciones de pozos, la magnitud relativa de los choques de los efectos de levantamiento de gas puede ser invertido, permitiendo el uso de pequeños valores de R y diámetros pequeños de toberas. El siguiente problema ilustra lo antes expuesto.

#### Ejemplo 4.7

Dados los siguientes datos:

Diámetro de la tubería de producción = 2 7/8 pg

Diámetro de la tubería de revestimiento = 7 pg

Porcentaje de agua = 50

Relación gas-aceite = 300 pies<sup>3</sup>/bl

Presión de fondo estática = 1920 lb/pg<sup>2</sup>

Índice de productividad = 4 bl/dfa/lb/pg<sup>2</sup>

Presión en la cabeza del pozo = 120 lb/pg<sup>2</sup>

Profundidad de asentamiento = 8000 pies

Temperatura en la cabeza del pozo = 110 °F

Temperatura en el fondo del pozo = 170 °F

Producción deseada = 800 lb/dfa (aceite + agua)

Gravedad específica del crudo = 41 °API

De esta forma, cuando el agua está presente, el uso del agua como fluido motriz es una opción razonable. En la discusión de la sección sobre los efectos de la presión de descarga, sin embargo, puede deducirse que, en general, el uso de agua como fluido motriz puede, de manera principal, elevar las presiones de operación. No obstante, la densidad de la columna del fluido motriz de un alto valor de  $P_1$  para una presión de operación superficial dada, la densidad del fluido de la columna de retorno más que esto puede incrementar la presión de operación en 2 a 5 veces la presión en la descarga. Sin embargo, en el caso que no se tienen pérdidas elevadas de fricción en la tubería, razones de seguridad, o cualquier otra consideración, el aceite producido es el sugerido como fluido motriz.

- (1) Considerando  $M = 0.5$ , de la ecuación (4.82):

$$RGL = \frac{0.5(300)(1 - 0.5)}{1.5} = 50 \text{ pies}^3/\text{bl}$$

- (2) Si  $M=0.5$ ,  $q_1 = 1600 \text{ bl/día}$  y empleando la ecuación del apéndice 3A,  $F_1 = 7.8 \text{ lb/pg}^2/1000 \text{ pie}$ .

$$P_1 = 8000 \text{ pies} (0.355 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}) - 7.8 \text{ lb/pg}^2/1000 \text{ pies} \times \frac{8000}{1000} + 4000$$

$$P_1 = 6778 \text{ lb/pg}^2 \text{ para una presión de operación superficial de } 4000 \text{ lb/pg}^2$$

- (3)  $q_1 + q_3 = 2400 \text{ bl/día}$

$$f_{w2} = \frac{0.5(0.5)}{1.5} = 0.167, \text{ de la ecuación (4.83):}$$

$$\text{De los cálculos de flujo multifásico } P_2 = 2740 \text{ lb/pg}^2$$

- (4) Considerando un comportamiento lineal del índice de productividad, como se hizo anteriormente,

$$P_3 = 1920 \text{ lb/pg}^2 - \frac{800 \text{ bl/día}}{4 \text{ bl/día/lb/pg}^2} = 1720 \text{ lb/pg}^2$$

$$(5) H = \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} = \frac{2740 - 1720}{6778 - 2740} = 0.253$$

- (6) A partir de la Fig. 4.5,  $M$  (líquido + gas) para  $H = 0.253$  es  $M = 1.0$  (relación C o D).

(7) De la Fig. 3.26\* usando la relación de solubilidad del gas -- en el aceite en el yacimiento y el agua producida, la eficiencia volumétrica es 100%. Esto significa que  $P_3 = 1720 \text{ lb/pg}^2$ , el bombeo puede ser operado arriba del punto de burbujeo y no se pueden producir efectos de choque sin gas.

(8) Recalculando  $P_1$  a  $q_1 = 800 \text{ bl/dfa}$ :

$$F_1 = 2.22 \text{ lb/pg}^2 / 1000 \text{ pies}$$

$$P_1 = 8000 \times 0.355 - (2.22 \times 8) + 4000 = 6822$$

$$P_1 = 6822 \text{ lb/pg}^2$$

(9) Recalculando RGL a  $M = 1.0$  de la ecuación (4.82):

$$\text{RGL} = \frac{1.0(300)(1-0.5)}{1+1.0} = 75 \text{ pies}^3/\text{bl}$$

(10) Recalculando  $P_2$ :

Para  $M = 1.0$ ,  $q_1 = 800 \text{ bl/dfa}$  y  $q_1 + q_3 = 1600 \text{ bl/dfa}$  y de la ecuación (4.83)†

$$f_{w_2} = \frac{1.0(0.5)}{1+1} = 0.25$$

Empleando correlaciones de flujo multifásico  $P_2 = 2669 \text{ lb/pg}^2$  para un 25% de agua producida.

(11) Recalculando  $H$ :

$$H = \frac{2669 - 1720}{6822 - 2669} = 0.229$$

(12) De la Fig. 4.5,  $M$  (líquido + gas) para una  $H = 0.229$  es  $M=1.1$  (relación D).

A este punto en la interacción, es evidente que el cambio en  $M$  es suficientemente pequeño que no requiere cálculos adimensionales con modelos de flujo multifásico vertical. Entonces, -- considerando  $M=1.1$ :

$$q_1 = \frac{800}{1.1} = 727 \text{ bl/dfa}$$

(13) A partir de la ecuación (4.57):

$$A_j = \frac{727}{1214.5 \sqrt{\frac{6822-1720}{0.8203}}} = 0.00759 \text{ pg}^2$$

Esta área queda comprendida entre la tobera No. 4 y la No. 5. Seleccionar la tobera más grande, el gasto del fluido motriz puede ser aproximado por:

$$q_1 = 1214.5 (0.00905) \sqrt{\frac{6822-1720}{0.8203}} = 867 \text{ bl/dfa}$$

y la hp está dada por:

$$HP = 1.7 \times 10^{-5} (867 \text{ bl/dfa}) (4000 \text{ lb/pg}^2)$$

HP = 60 hp para una bomba jet con relación D y tobera No.5.

Como el agua está presente, verificar por cavitación, usando la ecuación (4.48).

$$M_c = \frac{1-R}{R} \sqrt{1 + K_j} \sqrt{\frac{P_3}{\gamma_c (P_1 - P_3) + P_3}}$$

$$M_c = \frac{1-0.210}{0.210} \sqrt{1.15} \sqrt{\frac{1720}{1.35 (6822 - 1720) + 1720}}$$

$M_c = 1.80$ , (como es mayor que el valor de operación de  $M = 1.1$  el bombeo no presenta cavitación).

Los métodos ilustrados anteriormente son confiables para las ecuaciones básicas que gobiernan el comportamiento del bombeo hidráulico a chorro y, consecuentemente, son más bien laboriosos. Los fabricantes de bombas tipo chorro tienen que utilizar diferentes técnicas, involucrando una selección de gráficas, nomogramas y programas por computadoras para predecir el comportamiento de cualquier bombeo bajo diferentes condiciones del pozo. Técnicas semejantes involucran coeficientes exactos para las pérdidas, diámetros de toberas y cámaras de mezclado, parámetros de la cavitación y correcciones en el comportamiento del flujo multifásico. Frecuentemente en esos bombeos, especialmente cuando se incluyen correcciones en el número de Reynolds, pueden obtenerse eficiencias altas tanto como las que se establecieron en la primera parte de este capítulo.

En general, el procedimiento empleado en esas secciones, principalmente para predecir el comportamiento del bombeo a chorro en un pozo dado, debe ser suficientemente preciso para comparar este método de bombeo hidráulico con otros métodos artificiales de producción.

Aunque en este capítulo se presenta suficientes gráficas y el procedimiento para el diseño del sistema de bombeo a chorro, es recomendable obtener las soluciones por computadora. Los pozos deben ser seleccionados cuidadosamente; en casos de que no se ob-

tengan suficiente sumergencia, otros métodos de bombeo deberán ser usados. No obstante, el grado de aplicabilidad parece ser completamente bueno. Sin embargo, fue originalmente considerado solamente para pozos con gastos altos, éste sistema también tiene que ser -- considerado en algunos casos para pozos con volumen bajo.

Adicionalmente para este sistema, la experiencia teórica y práctica que se tenga en el bombeo hidráulico puede incrementar el conocimiento para mejorar el diseño de instalación y para seleccionar correctamente el pozo.

## N O M E N C L A T U R A

### SIMBOLO

### DEFINICION

$A_j$	Area de flujo de la tobera.
$A_s$	Area de la cámara de mezclado.
$A_t$	Area de flujo total de la cámara de mezclado.
$f_w$	Fracción del agua de formación, %
$f_{w2}$	Fracción del agua del fluido de la columna de retorno, %.
$E_j$	Energía proporcionada por la tobera por unidad de tiempo.
$E_s$	Energía agregada al flujo de producción por unidad de tiempo.
$F_d$	Pérdida de energía debido a la fricción por unidad de tiempo en el difusor.
$F_f$	Pérdida de energía por fricción total por unidad de tiempo.
$F_j$	Pérdida de energía por fricción en la tobera por -- unidad de tiempo.
$F_s$	Pérdida de energía por fricción en el circuito de succión por unidad de tiempo.
$F_t$	Pérdida de energía por fricción de la cámara de mezclado por unidad de tiempo.
$F_1$	Pérdida de presión del fluido motriz en la tubería ( de inyección), $lb/pg^2$
$F_2$	Pérdida de presión en el circuito de retorno, $lb/pg^2$
RGL	Relación gas-líquido, $pies^3/bl$
RGA	Relación gas-aceite, $pies^3/bl$
$G_1$	Gradiente del fluido motriz en la tubería de inyección, $lb/pg^2/pie$ .

## SIMBOLO

## DEFINICION

$G_2$	Gradiente del fluido de la columna de retorno, --- $lb/pg^2/pie$
$G_3$	Gradiente del fluido de formación, $lb/pg^2/pie$
$g$	Aceleración de la gravedad
$H$	Relación adimensional de recuperación de carga
$HP$	Potencia en hp
$HP_{q1}$	Potencial suministrada del fluido motriz.
$HP_{q3}$	Potencial adicionada al fluido producido
$H_1$	Carga total del fluido motriz
$H_2$	Carga total del fluido de descarga
$H_3$	Carga total del fluido de succión
$h_1$	Profundidad de colocación de la bomba, pies.
$h_3$	Nivel del fluido sobre la succión bomba
$I$	Punto de intersección del eje vertical con la curva de aproximación H-M en forma de línea recta
$K$	Constante
$K_j$	Coefficiente de pérdida en la tobera
$K_d$	Coefficiente de pérdida en el difusor
$K_s$	Coefficiente de pérdida en la succión
$K_t$	Coefficiente de pérdida en la cámara de mezclado
$L$	Pérdida de energía en la mezcla por unidad de tiempo
$M$	Relación de flujo adimensional, $q_3/q_1$ .
$MC$	Relación de flujo en el límite de cavitación.
$N$	Variable usada para definir H.
$P_1$	Presión a la entrada de la tobera ( $lb/pg^2$ )

## SIMBOLO

## DEFINICION

$P_2$	Presión de descarga ( $lb/pg^2$ )
$P_3$	Presión de succión ( $lb/pg^2$ )
$P_a$	Presión a la entrada de la cámara de mezclado, $lb/pg^2$
$P_b$	Presión en la salida de la cámara de mezclado, $lb/pg^2$
$P_{wh}$	Contra-presión en la línea de flujo, $lb/pg^2$
$P_v$	Presión de vapor, $lb/pg^2$
$q_1$	Gasto del fluido motriz
$q_2$	Gasto del fluido de producción, fluido motriz y fluido de succión.
$q_3$	Gasto de succión
$R$	Relación de áreas, $A_j/A_t$
$m$	Pendiente de aproximación a t la línea recta de la curva H-M.
$\gamma$	Densidad relativa del fluido motriz.
$v_j$	Velocidad del fluido en la tobera
$v_s$	Velocidad del fluido en la succión de la parte posterior del área de la tobera.
$v_t$	Velocidad del fluido en la cámara de mezclado
$Y$	Número de toberas
$H_v$	Carga por velocidad del fluido motriz en la tobera
$f_{h_3} = h_3/h_1$	Porcentaje de sumergencia
$\beta_R$	Variable algebraica para calcular $f_{h_3}$ .
$\rho$	Densidad del fluido motriz

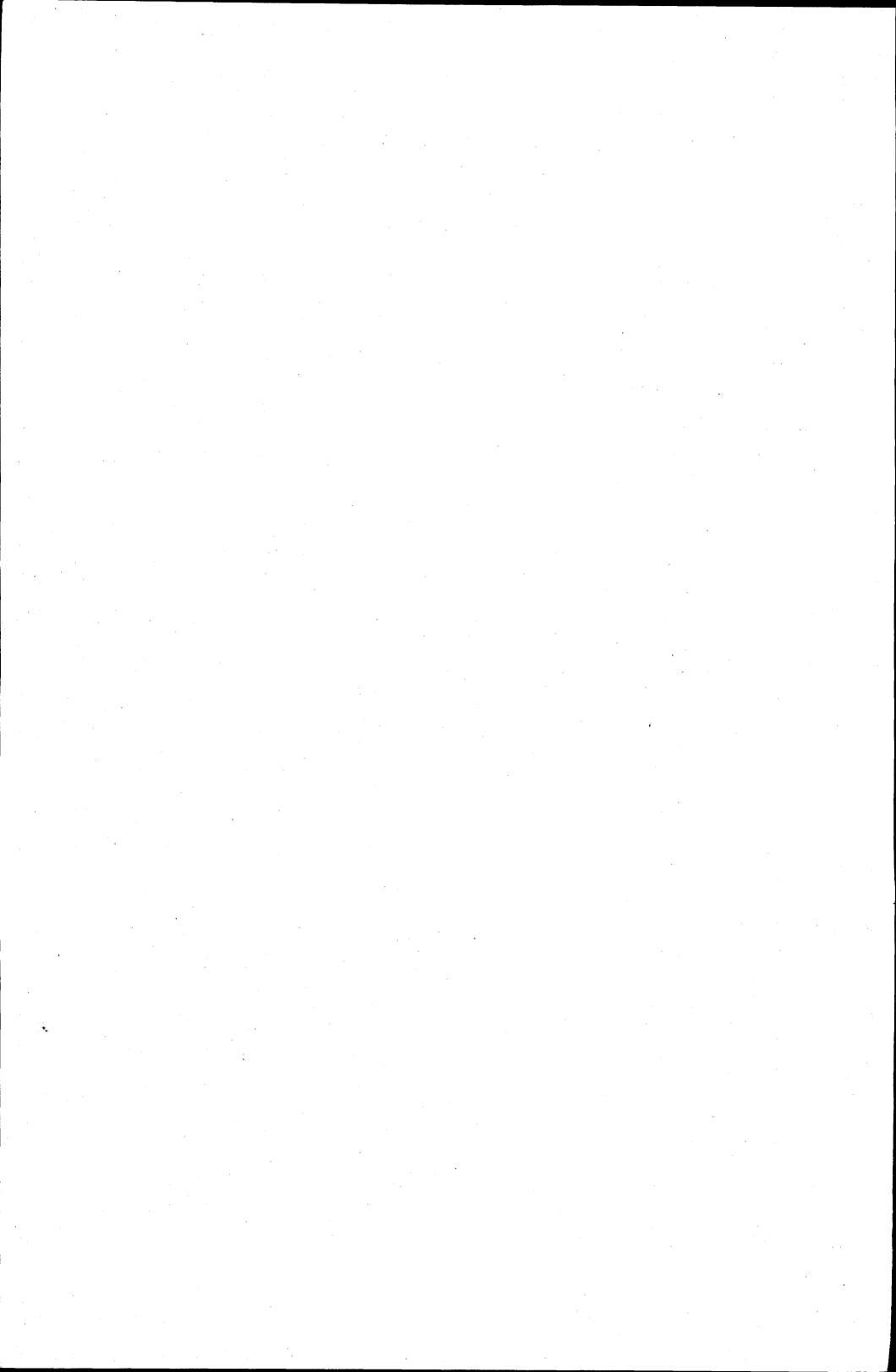
**SIMBOLO****DEFINICION**

<b>E</b>	<b>Eficiencia</b>
<b><math>\theta_R</math></b>	<b>Variable adimensional para determinar M y H.</b>
<b>X</b>	<b>Sensibilidad a la contrapresión</b>
<b>Ic</b>	<b>Indice de cavitación.</b>

REFERENCIAS

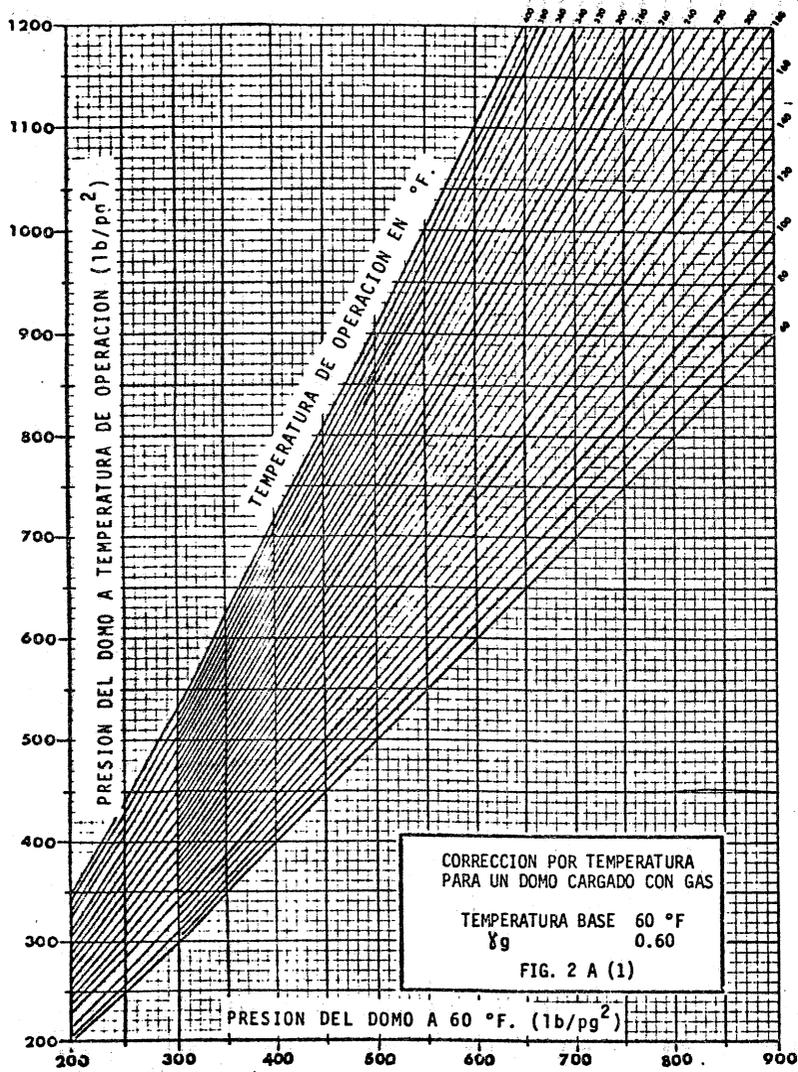
CAPITULO 4

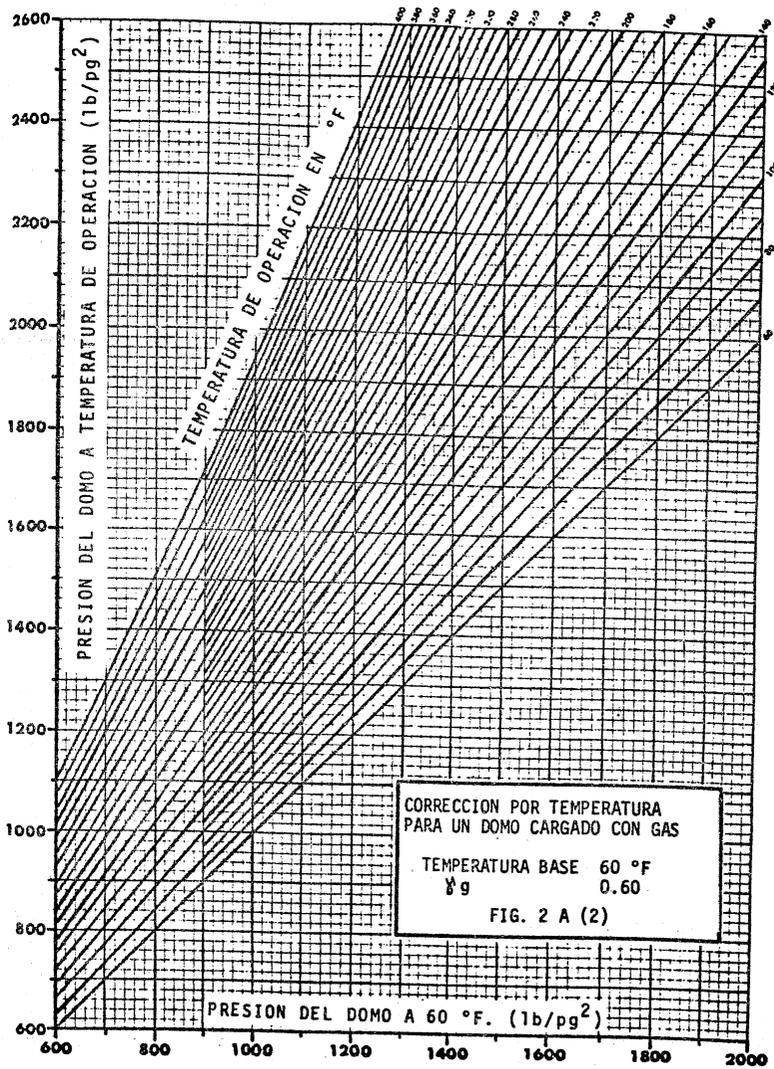
1. Brown Kermit. E.: "The Technology of Artificial Lift Methods". Volumen 2b: Petroleum Publishing Co. 1980.
2. Petrie, H.L. and Smart, E.: "Jet pumping oil Wells" World Oil, November 1983.

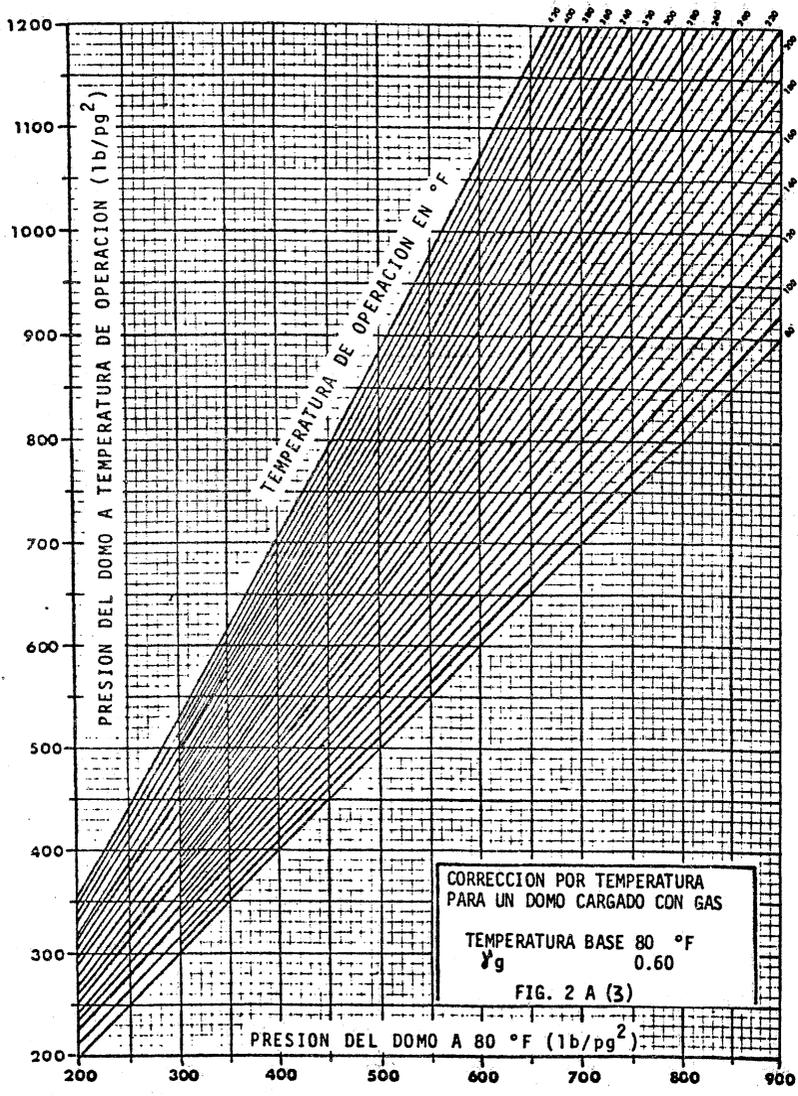


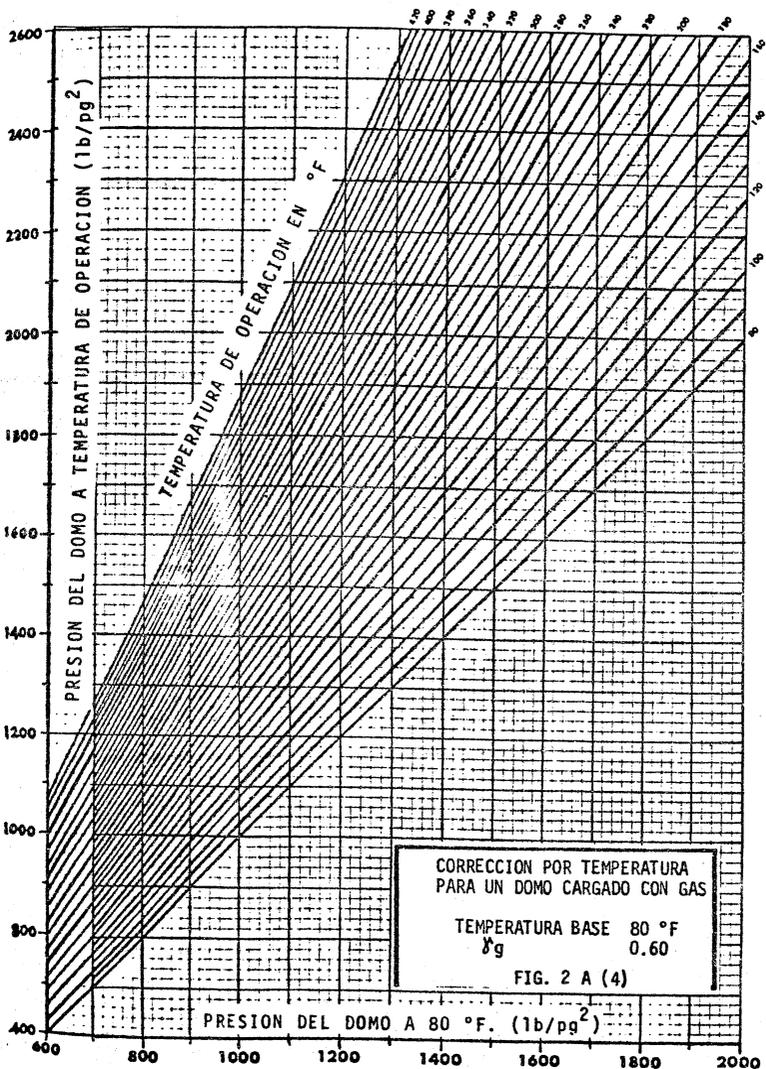
APENDICE 2A

31 6210421







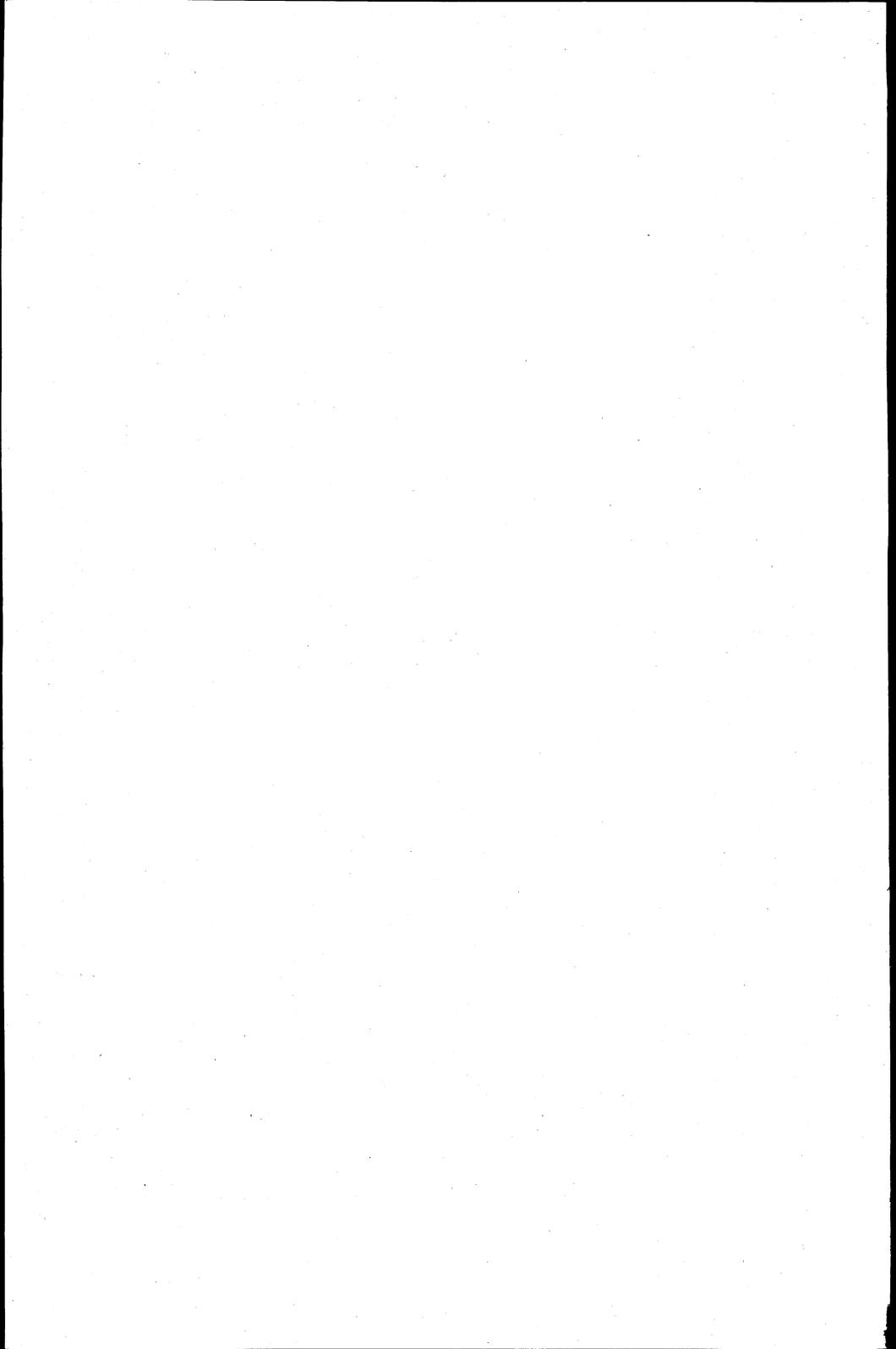


TEMPERATURA DE OPERACION EN °F

PRESION DEL DOMO A TEMPERATURA DE OPERACION (lb/ps<sup>2</sup>)

PRESION DEL DOMO A 80 °F. (lb/ps<sup>2</sup>)

APENDICE 3A



APENDICE 3A

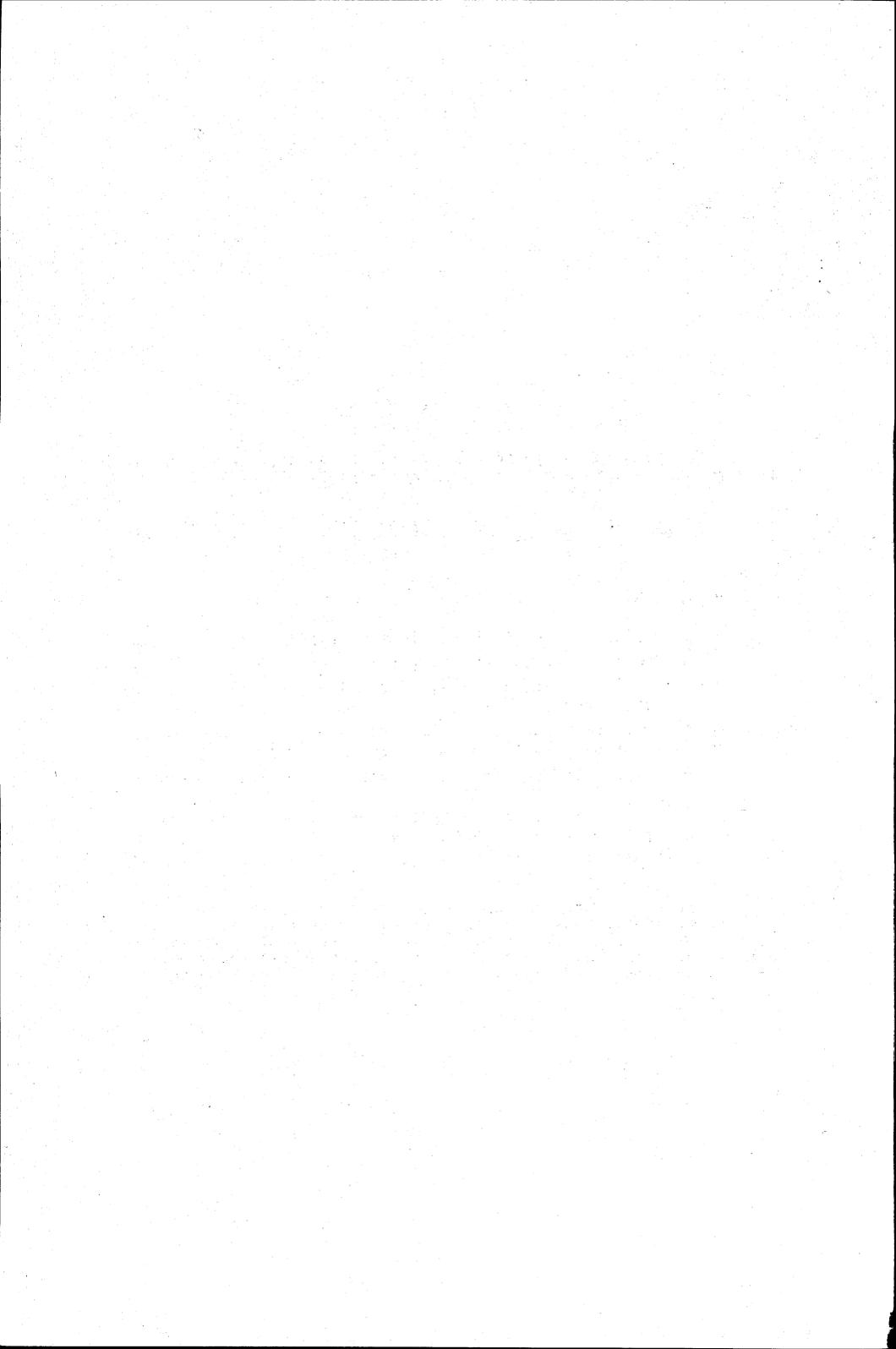
Las pérdidas de presión por fricción en secciones circulares o anulares, pueden determinarse de la siguiente ecuación:

$$PF = \frac{202 \times 10^{-8} L (D_1^2 - D_2^2) / (D_1 - D_2)^{0.21}}{(D_1 - D_2) (D_1^2 - D_2^2)^2 [D_1 / (D_1 - D_2)]^{0.1}} \left[ (\mu / G)^{0.21} G \right] q^{1.79}$$

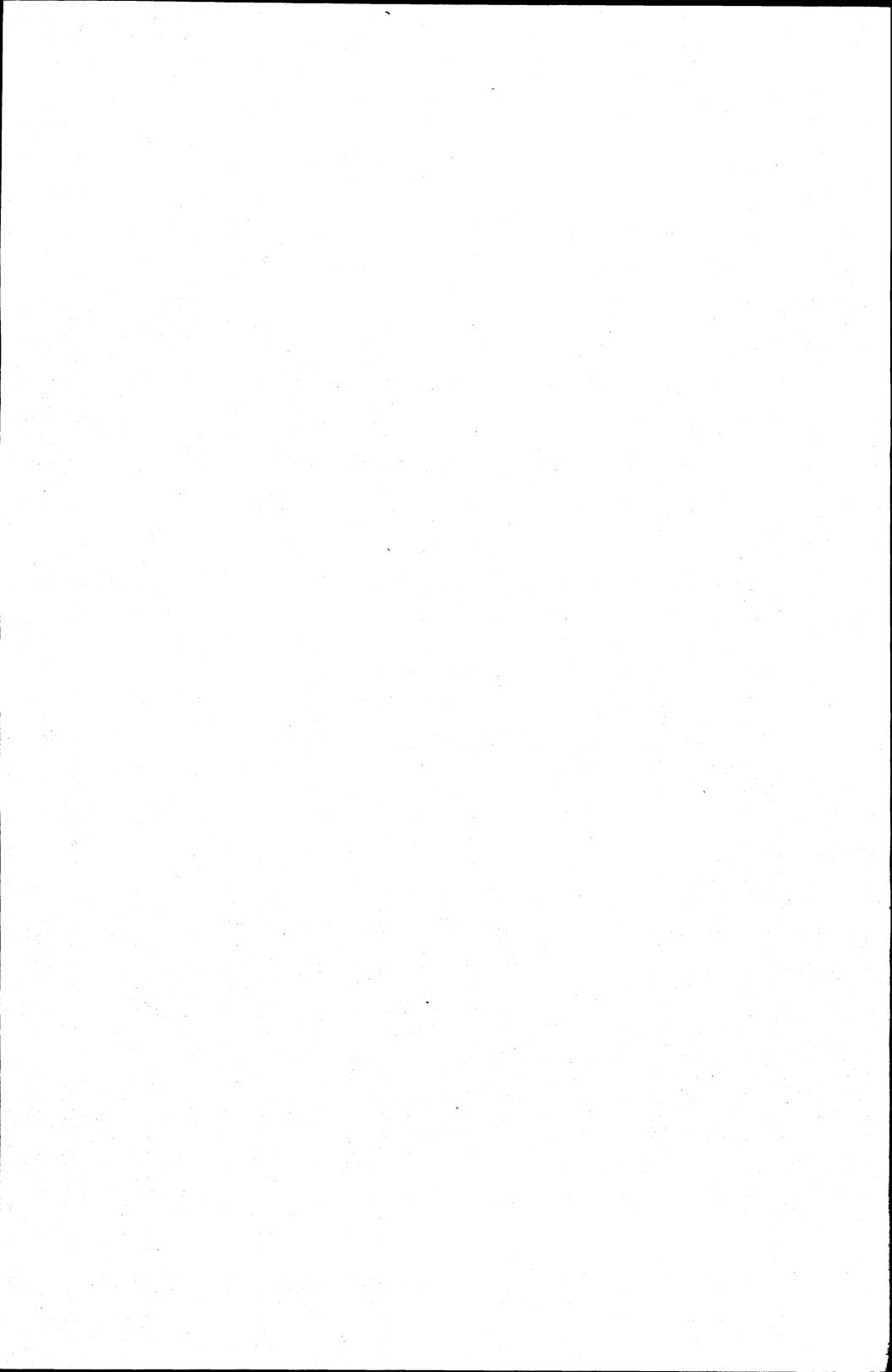
Donde:

- $p_f$  = Caída de presión por fricción, (lb/pg<sup>2</sup>)
- L = Longitud de la tubería (pies)
- D1 = Diámetro interior de la T.P., o de la T.R. en caso de flujo anular, (pg)
- D2 = Diámetro exterior de la T.P. en caso de flujo anular o cero en caso de flujo por T.P., (pg).
- $\mu$  = Viscosidad del flujo a condiciones medias de Presión y temperatura, (cp)
- G = Gradiente del fluido a condiciones medias de Presión y temperatura, (lb/pg<sup>2</sup>/pie)
- q = Gasto de fluido (bl/dfa).

Para un diámetro dado en tubería, toda la expresión del primer paréntesis pasa a ser una constante. La expresión del siguiente paréntesis es una constante para calcular las pérdidas del fluido potencia, pero no para la tubería de retorno ya que contiene una mezcla variable de fluido potencia y de producción.



APENDICE 3B



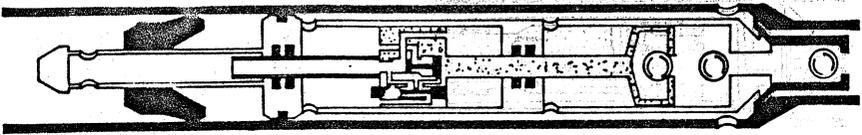
**BOMBA SARGENT—MOTOR Y BOMBA SIMPLE**

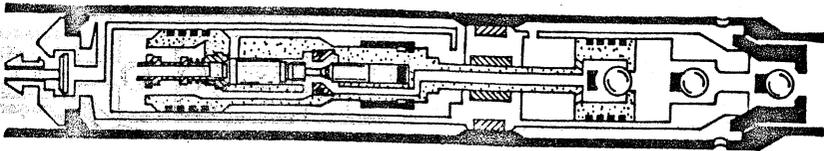
DIAMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCION	RELACION P/E	GASTO bl/dia	DESPLAZAMIENTO		VELOCIDAD MAX (EPM)
			bl/dia	por EPM	
2x1-1/16	.67	186	13.3	6.9	27
2x1-1/4	.93	246	13.3	9.6	27
2x1-1/2	1.33	373	13.3	13.6	27
2 1/2 x 1/4	.58	257	21.2	9.5	27
2 1/2 x 1/2	.83	370	21.2	13.7	27
2 1/2 x 3/4	1.13	502	21.2	18.6	27
2 1/2 x 2	1.47	653	21.2	24.2	27
3x1 1/2 x 1/2	1.53	418	36.1	15.5	27
3x1 3/4 x 1/2	1.72	570	36.1	21.1	27
3x2 x 1/2	1.94	742	36.1	27.5	27
3x2 1/4 x 1/2	1.20	940	36.1	34.8	27
3x2 1/2 x 1/2	1.47	1161	36.1	43.0	27
4x2 1/4 x 1/2	.68	940	63.5	34.8	27
4x2 3/4 x 1/2	1.01	1404	63.5	52.0	27
4x3 1/4 x 1/2	1.41	1960	63.5	72.5	27

\*

**FIG. 3B (1)** MOTOR Y BOMBA SIMPLE

\* EJEMPLO: 2 x 1-1/16  
 2=DIAMETRO INTERIOR DE T.P. = DIAMETRO EXTERIOR DE LA BOMBA=2 P 9  
 1/16=DIAMETRO PISTON DEL MOTOR=DIAMETRO PISTON DE LA BOMBA=1-1/16 P 9





DISEÑO Y DESARROLLO DE LOS PRODUCTOS DE LA DIVISION DE MOTORES Y BOMBAS  
 3-DIVISION DE MOTORES Y BOMBAS DE LA DIVISION DE MOTORES Y BOMBAS  
 3-DIVISION DE MOTORES Y BOMBAS DE LA DIVISION DE MOTORES Y BOMBAS

**BOMBA JOHNSON-FAGG MOTOR Y BOMBA SIMPLE**

DIAMETRO Y DESCRIPCION BOMBA	RELACION P/E	DESPLAZAMIENTO		VELOCIDAD MAX (EPM)
		GASTO bi/dia	bi/dia por MOTOR BOMBA	
2 x 1-5/8 x 1-1/16	.52	225	15.08	35
2 x 1-5/8 x 1/4	.72	312	15.08	35
2 x 1-5/8 x 1/2	1.03	450	15.08	35
2 x 1-5/8 x 3/8	1.21	528	15.08	35
2 1/2 x 2 x 1/4	.44	264	30.80	22
2 1/2 x 2 x 1/2	.68	467	30.80	27
2 1/2 x 2 x 3/8	.80	547	30.80	27
2 1/2 x 2 x 1/3/4	.93	637	30.80	27
2 1/2 x 2 x 2	1.21	831	30.80	27
3 x 2 1/2 x 1 3/4	.59	643	43.71	30
3 x 2 1/2 x 2	.77	840	43.71	30
3 x 2 1/2 x 2 1/4	.98	1062	43.71	30
3 x 2 1/2 x 2 1/2	1.21	1311	43.71	30
4 x 2 1/5/16 x 2	.57	840	60.35	30
4 x 2 1/5/16 x 2 1/4	.72	1062	60.35	30
4 x 2 1/5/16 x 2 1/2	.89	1311	60.35	30
4 x 2 1/5/16 x 2 3/4	1.08	1587	60.35	30
4 x 2 1/5/16 x 2 15/16	1.22	1810	60.35	30

**FIG. 3 B(2)**

\* EJEMPLO: 2 x 1-5/8 x 1-1/16  
 2 = DIAMETRO INTERIOR DE T.P = DIAMETRO EXTERIOR DE BOMBA = 2 P g  
 1-5/8 = DIAMETRO DEL PISTON DEL MOTOR = 1-5/8 P g  
 1-1/16 = DIAMETRO PISTON DE LA BOMBA = 1-1/16 P g

**BOMBA FLUID-PACKED UFR-MOTOR Y BOMBA SIMPLE**

DIAMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCION	RELACION P/E	DESPLAZAMIENTO		VELOCIDAD MAX (EPM)
		GASTO bl/dio	bl/dio por MOTOR BOMBA	
VFR201611	.62	318	4.24 2.12	150
VFR201613	.87	444	4.24 2.96	150
VFR201616	1.32	673	4.24 4.49	150
VFR252015	.74	630	8.89 5.25	120
VFR252017	1.00	858	8.89 7.15	120
VFR252020	1.32	1119	8.89 9.33	120
VFR302424	1.28	1612	12.99 13.44	120

\*

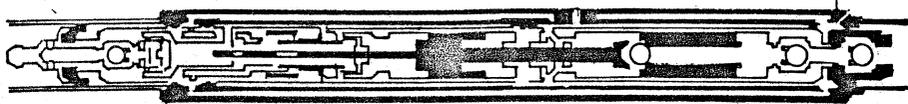
**FIG. 3 B (3)**

\* EJEMPLO: VFR201611

20 = DIAMETRO INTERIOR DE T.P = DIAMETRO EXTERIOR BOMBA = 2 pg

16 = DIAMETRO PISTON DEL MOTOR = 1.6 pg

11 = DIAMETRO PISTON DE BOMBA = 1.1 pg

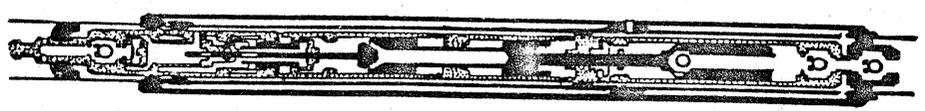


**BOMBA FLUID PACKED VFR MOTOR EN TANDEM, BOMBA SIMPLE**

DESCRIPCION	P/E	DESPLAZAMIENTO		VELOCIDAD MAX.
		BI/dia	BI/dia por EPM	
* VFR 20161613	.54	444	6.86	296
VFR 20161616	.81	673	6.86	4.49
VFR 25202015	.41	630	15.16	5.25
VFR 25202017	.56	858	15.16	7.15
VFR 25202020	.73	1119	15.16	9.33

FIG.3B(4)

\* EJEMPLO: VFR 20161613.  
 20= DIAMETRO INT. T.P.=DIAMETRO EXT. DE BOMBA = 2.0 pg.  
 1616= DIAMETRO DEL PISTON SUP. E INF DEL MOTOR = 1.6 pg.  
 13= DIAMETRO DEL PISTON DE LA BOMBA = 1.3 pg.



**BOMBA FLUID PACKED V11 MOTOR Y BOMBA SIMPLE**

DIAMETRO BOMBA Y DESCRIPCION	RELACION P/E	DEPLAZAMIENTO		VELOCIDAD AD. MAX. (EPM)
		GASTO b/dia	b/dia por EPM	
* V-25-11-118	1.18	1410	5.33	225
V-25-11-005	.85	1200	6.66	200

**FIG. 3B(5)**

\* EJEMPLO V-25-11-118  
 25: DIAMETRO INT. DE T.P. : DIAMETRO EXT. DE BOMBA : 2.5 pg.  
 11: DIAMETRO PISTON DEL MOTOR : 11 pg.  
 118: DIAMETRO PISTON DE LA BOMBA : 118 pg.



BOMBA FLUID PACKED V-21 MOTOR EN TANDEM, BOMBA SIMPLE

DIAMETRO	DE RELACION	DESPLAZAMIENTO		VELOCID	
		GASTO	bl/dia por EPM		AD. MAX.
DESCRIPCION	P/E	bl/dia	MOTOR	BOMBA	(EPM)
* V25-21-075	.75	1173	8.38	6.31	186
* V25-21-063	.63	1072	10.00	6.31	170

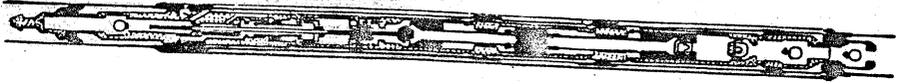
FIG. 3B (6)

\* EJEMPLO : V25-21-075.

25=DIAMETRO INT. DE T.P = DIAMETRO EXT. DE BOMBA = 2.5 pg.

21=DIAMETRO PISTON DEL MOTOR = 2.1 pg.

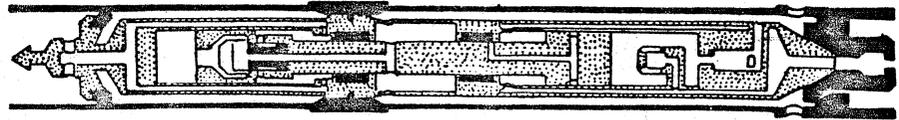
075=DIAMETRO PISTON DE LA BOMBA = .75 pg.



BOMBA FLUID PACKED F, FE, FEB.

DIAMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCION	DE RELACION P/E	DESPLAZAMIENTO GASTO		VELOCIDAD MAX.
		bi/dia	bi/dia por MOTOR BOMBA	
201311	.71	204	4.2	3.0
201313	1.00	285	4.2	4.2
201611	.47	204	6.4	3.0
201613	.66	285	6.4	4.2
201616	1.00	517	9.4	9.4
251611	.47	214	7.0	3.3
251613	.66	299	7.0	4.6
251616	1.00	455	7.0	7.0
252016	.64	540	16.5	10.6
252018	.81	683	16.5	13.4
252020	1.00	841	16.5	16.5
402422	.88	1269	32.1	28.2

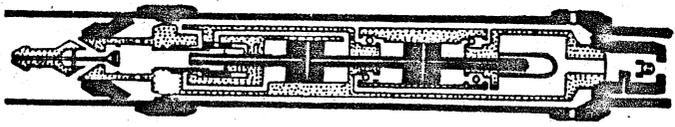
FIG.3B(7)



BOMBA KOBE TIPOA - MOTOR SIMPLE Y BOMBA SIMPLE

DIAMETRO Y DESCRIPCION BOMBA	DE RELACION P/E	DESPLAZAMIENTO		VELOCIDAD MAX.
		GASTO bl/dia	MOTOR BOMBA (EPM)	
2 x1-13/16	.545	139	1.15	121
2 x1-1	1.000	254	2.10	121
2 x1-1 3/16	1.546	393	3.25	121
2 x1 3/16 - 1	.647	254	2.10	121
2 x1 3/16 - 1 3/16	1.000	393	3.25	121
2-1/2 x1-1/4 - 1	.520	256	3.02	100
2-1/2 x1-1/4 - 1-1/8	.746	367	3.67	100
2-1/2 x1-1/4 - 1-1/4	1.000	492	4.92	100
2-1/2 x1-1/4 - 1-7/16	1.431	703	7.03	100
2-1/2 x1-7/16 - 1-1/4	.700	492	4.92	100
2-1/2 x1-7/16 - 1-7/16	1.000	703	7.03	100
3 x1-1/2 - 1-1/4	.592	486	9.61	87
3 x1-1/2 - 1-3/8	.787	646	9.61	87
3 x1-1/2 - 1-1/2	1.000	821	9.44	87
3 x1-1/2 - 1-3/4	1.480	1218	14.00	87
3 x1-3/4 - 1-1/2	.576	821	14.17	87
3 x1-3/4 - 1-3/4	1.000	1218	14.17	87
4 x2-1 3/4	.687	1108	14.44	77
4 x2-2	1.000	1617	21.44	77
4 x2-2 3/8	1.541	2502	21.44	77
4 x2-3/8 - 2	.649	1617	32.94	77
4 x2-3/8 - 2-3/8	1.000	2502	32.94	77

FIG. 3B (8)



ESPECIFICACION  
 Bomba Kobe Tipo- 8

Bomba y motor de movimiento simple

Descripción o capacidad de la bomba	Relación P E	Gasto total	Desplazamiento		máxima vel (SPM)
			motor	bi/día x SPM bomba	
2 x 1 1/2" - 1 x 1"	1,290	508	3.30	4.20	121
2 x 1 1/2" - 1 1/4" x 1 1/4"	1,647	647	3.30	5.35	121
2 x 1 1/2" - 1 1/4" x 1 1/2"	2,000	785	3.30	6.50	121
2 1/2" x 1 1/2" - 1 1/4" x 3/4"	1,400	984	7.13	9.84	100
2 1/2" x 1 1/2" - 1 1/2" x 1 1/4"	1,701	1,195	7.13	11.95	100
2 1/2" x 1 1/2" - 1 1/2" x 1 1/2"	2,000	1,400	7.13	14.00	100
3 x 1 1/2" - 1 1/4" x 1 1/4"	800	972	14.17	11.16	87
3 x 1 1/2" - 1 1/4" x 1 1/2"	1,351	1,612	14.17	18.98	87
3 x 1 1/2" - 1 1/2" x 1 1/4"	1,675	2,039	14.17	23.44	87
3 x 1 1/2" - 1 1/2" x 1 1/2"	2,000	2,438	14.17	28.00	87
4 x 2 1/4" - 2 x 1 1/2"	1,094	2,725	32.94	35.40	77
4 x 2 1/4" - 2 x 2"	1,299	3,234	32.94	42.00	77
4 x 2 1/4" - 2 1/2" x 2"	1,650	4,119	32.94	53.50	77
4 x 2 1/4" - 2 1/2" x 2 1/2"	2,000	5,005	32.94	65.00	77

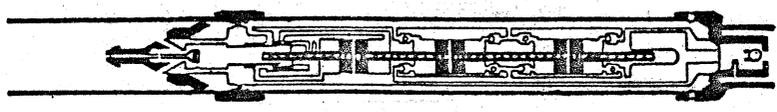


Fig. 3 B (9)

1.000-1.500 1.500-2.000 2.000-2.500 2.500-3.000 3.000-3.500 3.500-4.000 4.000-4.500 4.500-5.000 5.000-5.500 5.500-6.000 6.000-6.500 6.500-7.000 7.000-7.500 7.500-8.000 8.000-8.500 8.500-9.000 9.000-9.500 9.500-10.000 10.000-10.500 10.500-11.000 11.000-11.500 11.500-12.000 12.000-12.500 12.500-13.000 13.000-13.500 13.500-14.000 14.000-14.500 14.500-15.000 15.000-15.500 15.500-16.000 16.000-16.500 16.500-17.000 17.000-17.500 17.500-18.000 18.000-18.500 18.500-19.000 19.000-19.500 19.500-20.000 20.000-20.500 20.500-21.000 21.000-21.500 21.500-22.000 22.000-22.500 22.500-23.000 23.000-23.500 23.500-24.000 24.000-24.500 24.500-25.000 25.000-25.500 25.500-26.000 26.000-26.500 26.500-27.000 27.000-27.500 27.500-28.000 28.000-28.500 28.500-29.000 29.000-29.500 29.500-30.000 30.000-30.500 30.500-31.000 31.000-31.500 31.500-32.000 32.000-32.500 32.500-33.000 33.000-33.500 33.500-34.000 34.000-34.500 34.500-35.000 35.000-35.500 35.500-36.000 36.000-36.500 36.500-37.000 37.000-37.500 37.500-38.000 38.000-38.500 38.500-39.000 39.000-39.500 39.500-40.000 40.000-40.500 40.500-41.000 41.000-41.500 41.500-42.000 42.000-42.500 42.500-43.000 43.000-43.500 43.500-44.000 44.000-44.500 44.500-45.000 45.000-45.500 45.500-46.000 46.000-46.500 46.500-47.000 47.000-47.500 47.500-48.000 48.000-48.500 48.500-49.000 49.000-49.500 49.500-50.000 50.000-50.500 50.500-51.000 51.000-51.500 51.500-52.000 52.000-52.500 52.500-53.000 53.000-53.500 53.500-54.000 54.000-54.500 54.500-55.000 55.000-55.500 55.500-56.000 56.000-56.500 56.500-57.000 57.000-57.500 57.500-58.000 58.000-58.500 58.500-59.000 59.000-59.500 59.500-60.000 60.000-60.500 60.500-61.000 61.000-61.500 61.500-62.000 62.000-62.500 62.500-63.000 63.000-63.500 63.500-64.000 64.000-64.500 64.500-65.000 65.000-65.500 65.500-66.000 66.000-66.500 66.500-67.000 67.000-67.500 67.500-68.000 68.000-68.500 68.500-69.000 69.000-69.500 69.500-70.000 70.000-70.500 70.500-71.000 71.000-71.500 71.500-72.000 72.000-72.500 72.500-73.000 73.000-73.500 73.500-74.000 74.000-74.500 74.500-75.000 75.000-75.500 75.500-76.000 76.000-76.500 76.500-77.000 77.000-77.500 77.500-78.000 78.000-78.500 78.500-79.000 79.000-79.500 79.500-80.000 80.000-80.500 80.500-81.000 81.000-81.500 81.500-82.000 82.000-82.500 82.500-83.000 83.000-83.500 83.500-84.000 84.000-84.500 84.500-85.000 85.000-85.500 85.500-86.000 86.000-86.500 86.500-87.000 87.000-87.500 87.500-88.000 88.000-88.500 88.500-89.000 89.000-89.500 89.500-90.000 90.000-90.500 90.500-91.000 91.000-91.500 91.500-92.000 92.000-92.500 92.500-93.000 93.000-93.500 93.500-94.000 94.000-94.500 94.500-95.000 95.000-95.500 95.500-96.000 96.000-96.500 96.500-97.000 97.000-97.500 97.500-98.000 98.000-98.500 98.500-99.000 99.000-99.500 99.500-100.000

**Bombey motor de momento simple**

**ESPECIFICACION**

**Bombe Kobe tipo B**

Descripcion Capacidad de la bomba	Relacion P/E	Desplazamiento		Maxime Vel. (SPM)
		Gasto total	bi/dio x SPM	
		motor	bomba	
2 x 1/2-1 3/4	.700	4.54	3.15	121
2 x 1 1/2-1 1/2	1.000	4.54	4.60	121
2 1/2 1 3/4-1 1/2	.685	10.96	7.44	100
2 1/2 1 1/2-1 3/4	1.000	10.96	10.86	100
3 x 2 1/4-1 1/2	.740	21.75	15.96	87
3 x 2 1/4-2 1/2	1.000	21.75	21.56	87

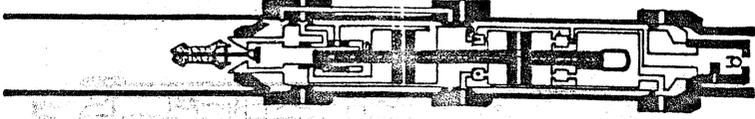
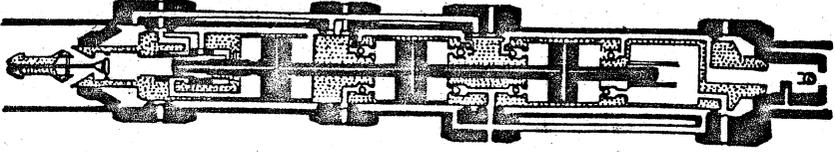


FIG. 3B (10)

BOMBA KOBE TIPO B - MOTOR SIMPLY BOMBA DOBLE

DIAMETRO Y DESCRIPCION BOMBA	RELACION P/E	DESPLAZAMIENTO		VELOCIDAD MAX. (RPM)
		GASTO b/dia	DEPLAZAMIENTO MOTOR BOMBA (EPM)	
2x1/8-13/16x13/16	1.380	781	4.34	6.21
2x1/8-13/8x13/16	1.680	913	4.34	7.55
2x1/8-13/8x1-3/8	1.980	1076	4.34	8.90
2-1/2x1-3/4-1-1/2x1-1/2	1.336	1452	10.96	14.52
2-1/2x1-3/4-1-3/4x1-1/2	1.652	1794	10.96	17.94
2-1/2x1-3/4-1-3/4x1-3/4	1.957	2136	10.96	21.36
3x2-1/8-1-7/8x1-7/8	1.454	2726	21.75	31.34
3x2-1/8-2-1/8x1-7/8	1.714	3213	21.75	36.94
3x2-1/8-2-3/8x2-3/8	1.974	3700	21.75	42.53

FIG. 3B(11)

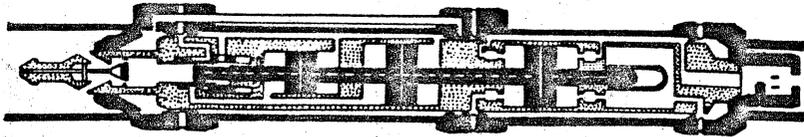


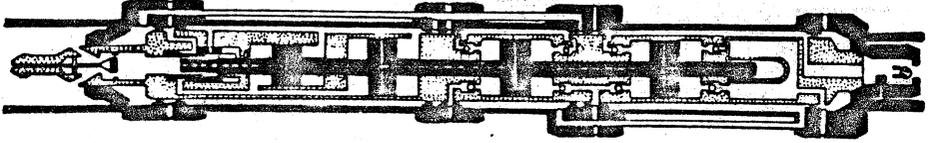
BOMBA KOBE TIPOD - MOTOR DOBLE Y BOMBA SIMPLE

DIAMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCION	RELACION P/E	DEPLAZAMIENTO		VELOCIDAD MAX. (EPM)
		GASTO bl/dia	bl/dia por EPM	
2x1-3/16x1-3/8-1-3/16	.407	381	7.79	3.15
2x1-3/16x1-3/8-1-3/8	.581	544	7.79	4.50
2-1/2x1-7/16x1-3/4-1-1/2	.411	744	17.99	7.44
2-1/2x1-7/16x1-3/4-1-3/4	.608	1086	17.99	10.86
3x1-3/4x2-1/8-1-7/8	.449	1357	35.74	15.96
8x1-3/4x2-1/8-2-3/8	.606	1874	35.74	21.55

FIG.3B (12)

- \* EJEMPLO : 2x1-3/16x1-3/8-1-3/16
- 2 = DIAMETRO INTERIOR DEL PISTON SUP. DEL MOTOR = 2 PG.
- 1-3/16 = DIAMETRO DEL PISTON SUP. DEL MOTOR = 1-3/16 PG.
- 1-3/8 = DIAMETRO DEL PISTON INF. DEL MOTOR = 1-3/8 PG.
- 1-3/16 = DIAMETRO DEL PISTON DE LA BOMBA = 1-3/16 PG.





BOMBA KOBE TIPO D - MOTOR Y BOMBA DOBLE.

DIAMETRO Y BOMBA	DE RELACION	DESPLAZAMIENTO		VELOCIDAD MAX.	
		GASTO	pot.EPM		
DESCRIPCION.	P/E	bl/dia	MOTOR BOMBA	(EPM)	
* 2x1-3/16x1-3/8-1-3/16x1-3/16	.802	761	7.79	6.21	121
2x1-3/16x1-3/8-1-3/8x1-3/16	.976	913	7.70	7.66	121
2x3-3/16x3-3/8-1-3/8x1-3/8	1.150	1076	7.79	8.90	121
2-1/2x1-7/16x1-3/4-1-1/2x1-1/2	.813	1452	17.99	14.52	100
2-1/2x1-7/16x1-3/4-1-3/4x1-1/2	.976	1794	17.99	17.94	100
2-1/2x1-7/16x1-3/4-1-3/4x1-3/4	1.196	2136	17.99	21.36	100
3x1-3/4x2-1/8-1-7/8x1-7/8	.882	2726	35.74	31.34	87
3x1-3/4x2-1/8-2-1/8x1-7/8	1.039	3213	35.74	36.94	87
3x1-3/4x2-1/8-2-1/8x2-1/8	1.197	3700	35.74	42.53	87

FIG.3B(13)

- \* EJEMPLO: 2x1-3/16x1-3/8-1-3/16x1-3/16.
- 2-DIAMETRO INT. DE T.P=DIAMETRO EXT. DE BOMBA=2pg.
- 1-3/16-DIAMETRO PISTON SUP. DEL MOTOR = 1-3/16pg.
- 1-3/8-DIAMETRO PISTON INF. DEL MOTOR = 1-3/8pg.
- 1-3/16-DIAMETRO PISTON SUP. DE LA BOMBA = 1-3/16.
- 1-3/16-DIAMETRO PISTON INF. DE LA BOMBA = 1-3/16

BOMBA KOBE TIPO E

DIAMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCION.	RELACION P/E	DESPILAZAMIENTO		VELOCIDAD, MAX. (EPM)
		GASTO bl/dia	bl/dia por EPM.	
* 2 x 1-3/8	1.162	1311	18.36	62
2-1/2 x 1-3/4	1.146	2397	37.36	56
3 x 2-1/8	1.142	4016	66.32	53

FIG. 3B(14).

\* EJEMPLO : 2 x 1-3/8.  
 2 = DIAMETRO INTERIOR DE T.P. = DIAMETRO EXTERIOR DE BOMBA = 2 pg.  
 1-3/8 = DIAMETRO PISTON DEL MOTOR = DIAMETRO PISTON DE BOMBA = 1-3/8.

