

50  
222



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA  
DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA



BOMBEO MECANICO

T E S I S  
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE  
INGENIERO PETROLERO  
P R E S E N T A:

1 ANDRES RIVERO LUNA  
2 Moises Medellín Salgado  
3 Coronado Pérez, Oscar.



MEXICO, D. F.

1986



Universidad Nacional  
Autónoma de México



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTÓNOMA

FACULTAD DE INGENIERIA

Dirección  
60-I-32

Señor RIVERO LUNA ANDRES.  
P r e s e n t e

En atención a su solicitud, me es grato hacer de su conocimiento el tema que aprobado por esta Dirección, propuso el Profr. M. I. José Angel Gómez Cabrera, para que lo desarrolle como tesis para su Examen Profesional de la carrera de INGENIERO PETROLERO.

"BOMBEO MECÁNICO"

- INTRODUCCION.
- I GENERALIDADES.
- II EQUIPO SUPERFICIAL.
- III EQUIPO SUBSUPERFICIAL.
- IV METODOS DE DISEÑO.
- V TECNICAS DE DIAGNOSTICO.
- VI EFICIENCIAS DE BOMBEO.
- NOMENCLATURA.
- BIBLIOGRAFIA.

Ruego a usted se sirva tomar debida nota de que en cumplimiento con lo especificado por la Ley de Profesiones, deberá prestar -- Servicio Social durante un tiempo mínimo de seis meses como -- requisito indispensable para sustentar Examen Profesional; así -- como de la disposición de la Coordinación de la Administración -- Escolar en el sentido de que se imprima en lugar visible de los -- ejemplares de la tesis, el título del trabajo realizado.

S. V. P.  
DIRECCION GENERAL  
DE PROFESIONES  
TRAMITADO

Atentamente.  
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"  
Cd. Universitaria, D.F., Enero 31 de 1986.  
EL DIRECTOR

Dr. Octavio A. Rascon Chávez

I N D I C E

	PAGINA
INTRODUCCION	
I GENERALIDADES	1
II EQUIPO SUPERFICIAL	8
II.1. Contrabalanceo	
II.2. Movimiento de la biela y manivela	
II.2.1. Influencia del movimiento de bombeo sobre las varillas y cargas estructurales de una unidad de bombeo mecánico convencional.	
II.2.2. Efecto de la relación biela manivela sobre la geometría de la unidad clase I y III.	
II.3. Consideraciones de torsión.	
II.3.1. Factores de torsión.	
II.4. Aspectos importantes de conservación de -- energía en un sistema de bombeo mecánico.	
II.5. Motor principal o unidad de potencia.	
II.5.1. Requerimientos de potencia del motor principal.	
II.5.2. Elevación neta	
II.5.3. Potencia por fricción.	
II.5.4. Factor ciclico de carga (CLF).	
II.5.5. Eficiencia superficial en un sistema de bombeo mecánico.	
II.6. Formulas aproximadas de potencia	
II.7. Reducción de la velocidad y tamaño de la -- polea del motor.	
II.8. Capacidad de las unidades API	

## III EQUIPO SUBSUPERFICIAL

45

## III.1. Bombas subsuperficiales

III.1.1. Bombas de tubería de producción

III.1.2. Bombas de tubería de producción  
clasificadas de acuerdo al tipo  
de barril de trabajo.III.1.3. Bombas de tubería de producción  
clasificada de acuerdo al tipo de  
válvula de pie.III.1.4. Bombas de tubería de producción  
clasificadas de acuerdo al tipo -  
de émbolo.

III.1.5. Bombas de inserción.

III.1.6. Bombas de tubería de revestimiento

III.1.7. El ciclo de bombeo

III.1.8. Clasificación de bombas API

III.1.9. Selección del tamaño de la bomba  
subsuperficial.III.2. La sarta de varillas de succión, considera-  
ciones generales.III.2.1. Diseño de sartas de varillas de --  
succión.

III.2.2. Diagrama de Goodman modificado.

## III.3. Movimiento de bombeo

III.3.1. Movimiento armónico simple

## III.4. Carrera efectiva del émbolo

III.4.1. Elongaciones de las varillas y - -  
T.P. de un solo diámetro.III.4.2. Elongación de la sarta de varillas  
telescopiadas.

III.4.3. Sobre-carrera del émbolo

III.4.4. Método de coberly

## IV METODOS DE DISEÑO

- IV.1. Método de API RP 11L
- IV.2. Método de Craft, Holden y Graves
- IV.3. Programa de cómputo para el diseño de unidades de bombeo mecánico utilizando los métodos API RP 11L y Craft Holden y Graves.
- IV.4. Diagrama de bloques
- IV.5. Ejecución y versatilidad del programa.

## V TECNICAS DE DIAGNOSTICO

118

- V.1. Factores y fallas en la sarta de varillas - de succión y la tubería de producción.
  - V.2.1. Dinamómetros y cartas dinamométricas
  - V.2.2. La carta dinamométrica.
- V.3. Interpretación de la carta dinamométrica.
  - V.3.1. Limitación de la interpretación visual.
  - V.3.2. Cartas de cartas dinamométricas
  - V.3.3. Efecto de contrabalanceo de las cartas dinamométricas.
  - V.3.4. Potencia en la varilla pulida de las cartas dinamométricas.
  - V.3.5. Determinación de la torsión a través de las cartas dinamométricas.
  - V.3.6. Método de Fagg para checar las condiciones de la válvula por medio de la carta dinamométrica.
  - V.3.7. Factores que influencian la forma de las cartas dinamométricas.
  - V.3.8. Diagramas de carga permisible.
  - V.3.9. Velocidades de bombeo no sincronicas en un sistema de bombeo mecánico.
- V.4. Geometría del balancín y su efecto sobre la varilla, unidad y recorrido de la bomba.

## V.5. Métodos modernos de predicción.

V.5.1. Predicción de las formas de la carta  
dinamométrica de la varilla pulida.

## VI. EFICIENCIAS DE BOMBEO

170

VI.1. Influencia de la operación y diseño de la -  
válvula en la eficiencia de la bomba del -  
émbolo.

VI.2. Escurrimiento del émbolo

VI.3. Eficiencia volumétrica de las bombas opera-  
das con varillas.VI.4. Profundidad límite para operación de las --  
bombas accionadas con varillas

## BIBLIOGRAFIA

176

## INTRODUCCION

Cuando la vida fluvente de un pozo petrolero ha terminado, es decir, que la energía natural del yacimiento no es suficiente para levantar los fluidos hasta la superficie, o cuando las producciones obtenidas inicialmente se han reducido considerablemente, es factible pensar en la aplicación de sistemas artificiales de producción para continuar la extracción de hidrocarburos.

Entre los sistemas artificiales de producción de aceite, el bombeo mecánico es el que mayor aplicación ha tenido dentro de la industria petrolera. A fines de 1973, en los Estados Unidos de Norteamérica, se tenían en producción artificial 496 655 pozos, de los cuales alrededor del 80% operaban bajo el sistema de bombeo con varilla (bombeo mecánico). Esta cifra da idea de la importancia que tiene el sistema citado en la explotación del petróleo. En México aunque su uso no se ha generalizado como en otros países (en 1975, 500 pozos produciendo bajo este sistema), es obvio que un mayor conocimiento de su forma y eficiencia de operación representa un incremento en la producción de aceite, y una mejor aplicación de este sistema.

Aunque el sistema de varillas de bombeo es mecánicamente simple y ha sido probado para tener una larga vida económica en operación, muchos factores pueden ser considerados en el diseño de un sistema adecuado.

El Ingeniero de producción debe estar familiarizado por completo con la función y características de cada parte de todo el sistema para que se espere como resultado el comportamiento óptimo.

## I GENERALIDADES

Los métodos artificiales de producción pueden ser divididos en dos grandes grupos:

- (1) Sistemas con varillas: aquéllos en los cuales el movimiento del equipo subsuperficial es originado en la superficie y -- transmitido a la bomba por medio de una sarta de varillas.
- (2) Sistemas sin varillas: aquéllas en los cuales el movimiento del equipo de bombeo subsuperficial se produce por otro medio.

De estos dos grupos el primero se representa por el sistema de bombeo mecánico y el segundo por los sistemas de bombeo neumático y electrocentrífugo.

El sistema de bombeo mecánico se compone esencialmente de 5 partes:

- 1.- La bomba subsuperficial accionada por varillas de succión.
- 2.- Sarta de varillas de succión, que transmite el movimiento y la potencia superficial de la bomba subsuperficial; también se incluyen las sartas de tuberías de producción y revestimiento dentro de la cual la varilla de succión opera y se conducen los fluidos bombeados a la superficie.
- 3.- Equipo de bombeo superficial; el cual cambia el movimiento de rotación del motor principal a movimiento oscilatorio lineal de bombeo.
- 4.- La unidad de transmisión de potencia o reductor de velocidad.
- 5.- El motor principal, el cual proporciona la energía necesaria al sistema.

La Fig. 1.1, ilustra los diferentes componentes de un sistema de bombeo mecánico. Además en la Fig. 1.2, se muestra los tipos de unidades de bombeo mecánico.

Las unidades de bombeo mecánico, de acuerdo a su geometría, se clasifican en dos tipos de sistemas:

El sistema clase I: para el cuál el reductor de velocidad se encuentra colocado en la parte trasera de la unidad con el eje central o la mitad de la viga y está representado por la unidad convencional de bombeo.

El sistema clase III, tiene una geometría de levanta-

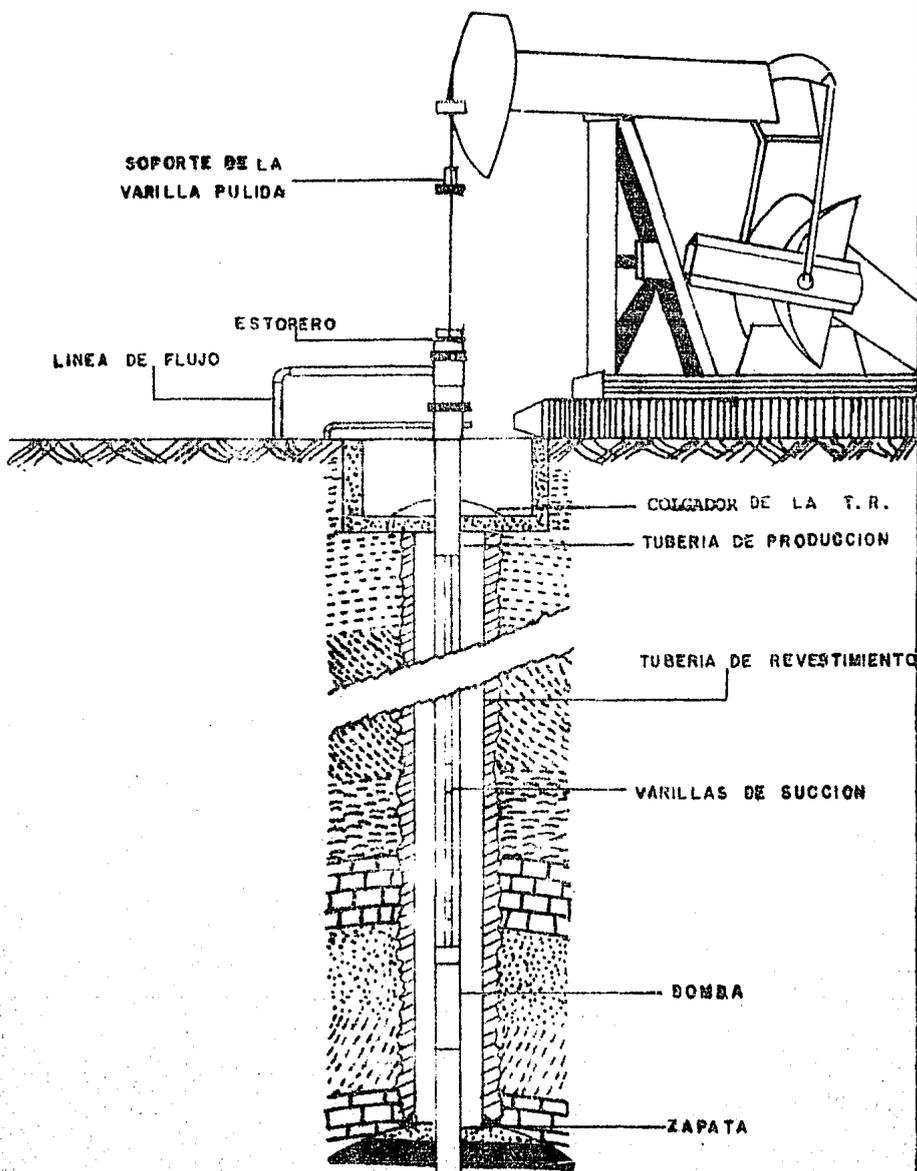
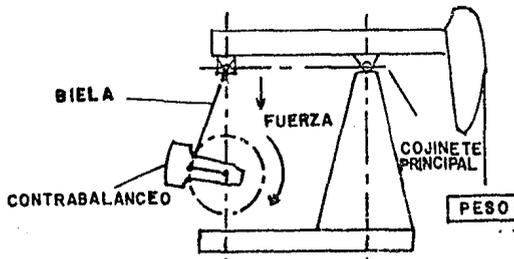
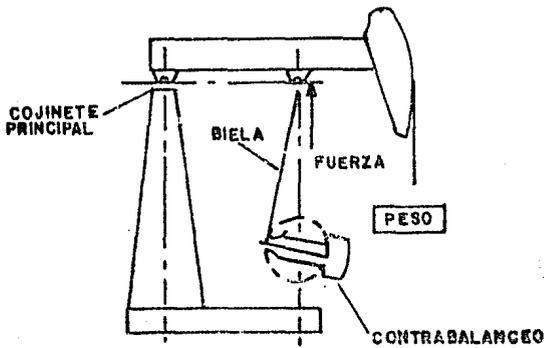


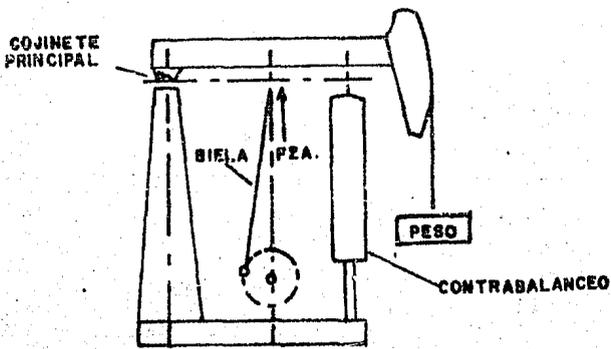
FIG 1.1 SISTEMA DE BOMBEO MECANICO



CLASE I UNIDAD CONVENCIONAL



CLASE II UNIDAD MARK II



CLASE III UNIDAD AEROBALANCEADA

FIG 1.2 TIPOS DE UNIDADES DE BOMBEO MECANICO

miento en el cual el reductor de velocidad va colocado al frente de la unidad; representando a las unidades aerobalanceadas y Mark II, donde el eje central está localizado atrás de la viga. La Fig. I.3 muestra el arreglo del equipo superficial para una unidad típica de bombeo.

El movimiento rotatorio de la manivela se convierte a movimiento oscilatorio por acción del balancín. La manivela se conecta al balancín por medio de una biela y el balancín es soportado por el poste Sampson y el cojinete principal.

La cabeza de caballo y la brida o arreglo del cable colgador son usadas para asegurar que el movimiento de la sarta de varillas de succión sea vertical todo el tiempo y no se aplique flexión en ningún momento en alguna parte de la varilla pulida arriba del prensaestopa. La combinación de la varilla pulida y prensaestopa son usados para mantener un buen sello en la superficie y evitar fugas.

Cada unidad de bombeo mecánico está disponible en un amplio rango de medidas. La longitud de la carrera de la varilla pulida varía de 12 a 240 pg. Para una unidad en particular puede variarse hasta en tres diferentes longitudes. Estas pueden modificarse variando la posición de la conexión de la biela sobre la manivela. La capacidad de las varillas y estructura se expresa en términos de la máxima carga permisible en la varilla pulida, la cual puede variar de 3000 a 42000 libras aproximadamente.

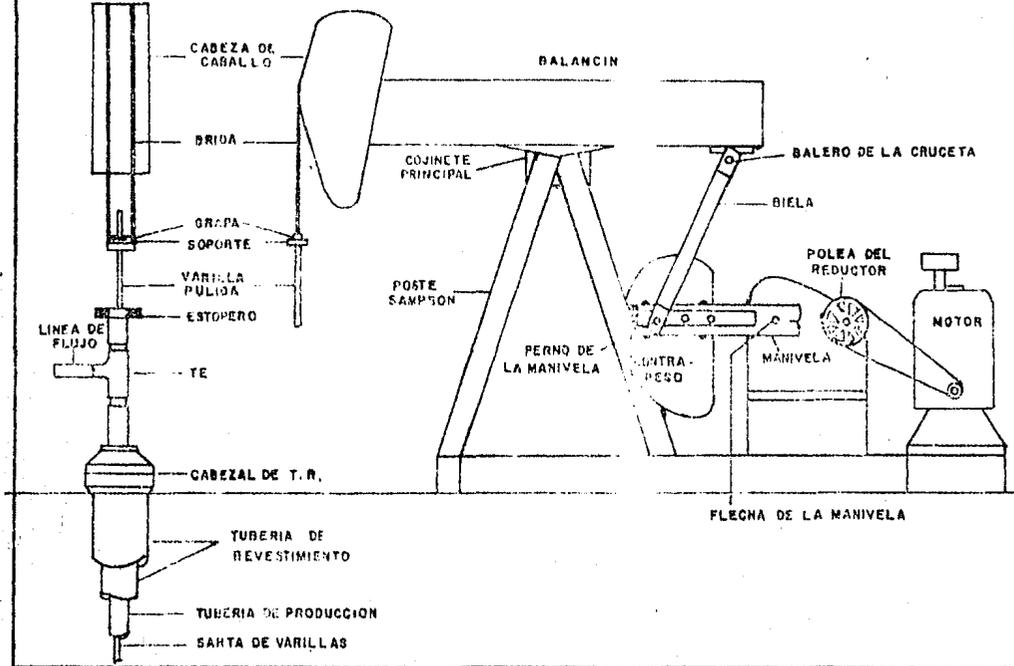
Uno de los aspectos más importantes del diseño de la instalación de bombeo es la selección del contrabalanceo para reducir la cantidad de requerimientos de torsión del motor principal y reductor de engranes. Para la unidad de bombeo mecánico tipo convencional, el contrabalanceo se logra mediante la colocación de pesos auxiliares directamente sobre el balancín (esto es generalmente para unidades pequeñas) o colocando contrapesos para la rotación de la manivela o por una combinación de ambos para unidades de bombeo grandes.

Otra consideración importante en una instalación de bombeo, es el motor principal, actualmente son usados dos tipos básicos: motores eléctricos y de combustión interna.

Las ventajas de los motores eléctricos sobre los otros es su bajo costo inicial y de mantenimiento. Los motores eléctricos proporcionan servicios confiables en diferentes condiciones de medio ambiente y puede ser fácilmente adaptado dentro de un sistema automatizado.

Por otro lado los motores de gas tienen la ventaja de una mayor flexibilidad en el control de la velocidad y pueden operar

FIG 1-3 EQUIPO SUPERFICIAL DE UNA INSTALACION DE BOMBEO MECANICO



en un amplio rango de condiciones de carga. Los costos de combustible para motores de gas pueden ser bajos comparados con los costos de energía de un motor eléctrico, aunque los costos de combustible pueden aumentar o disminuir esta condición.

La selección del motor principal puede depender de la disponibilidad local de energía, suministro de combustible, disponibilidad de mantenimiento y experiencias personales o preferencia.

Otro aspecto importante del equipo de transmisión superficial es reducir la velocidad del motor principal a una velocidad adecuada de bombeo ésta reducción de velocidad se realiza por medio del reductor de engranes o con las poleas del motor.

El diseño completo de una instalación debe considerar el funcionamiento de todos los elementos del sistema. Sin embargo, existen algunos aspectos de análisis de ingeniería de éste método de bombeo, los cuales no han sido plenamente resueltos. A pesar de esto, hay aún grandes necesidades para una mejor comprensión del funcionamiento de bombeo, debido a que la tendencia futura es el bombeo a mayores profundidades.

La mínima información requerida o supuesta para determinar cargas aproximadas y desplazamiento de la bomba por las varillas de succión para el diseño de la unidad, debe incluir:

- 1.- Nivel del fluido, pies
- 2.- Profundidad de la bomba, pies
- 3.- Velocidad de bombeo, epm.
- 4.- Carrera de la varilla pulida, pg.
- 5.- Diámetro del émbolo de la bomba, pg.
- 6.- Densidad relativa del fluido, (adimensional).
- 7.- Diámetro nominal de la tubería de producción (anclada o desanclada), pg.
- 8.- Diámetro de la varilla de succión, pg.
- 9.- Geometría de la unidad.

Con estos factores el ingeniero de Producción estará capacitado para calcular con cierto grado de confiabilidad los siguientes parámetros:

- 1.- Carrera efectiva del émbolo, pg.
- 2.- Desplazamiento de la bomba, bl/día.
- 3.- Carga máxima sobre la varilla pulida, lb.
- 4.- Carga mínima sobre la varilla pulida, lb.

- 5.- Torsión máxima lb-pg o lb-pie
- 6.- Potencia sobre la varilla pulida, HP
- 7.- Contrabalanceo requerido, lb.

La solución final al problema de diseño es alcanzar gran -- precisión de métodos de ensaye y error. Generalmente, se requieren tres etapas en el diseño de instalaciones.

- 1.- Debe hacerse una selección preliminar de los componentes de la instalación.
- 2.- Las características de operación de la selección preliminar son calculadas mediante el uso de fórmulas simples, tablas y figuras o programas de cómputo.
- 3.- El desplazamiento de la bomba y las cargas se comparan con volúmenes, capacidad de carga, esfuerzos y otras limitaciones de la selección preliminar.

Puede ser necesario hacer otras estimaciones y cálculos para determinar las limitaciones de los diferentes componentes de la instalación convenida. Frecuentemente es necesario la selección de equipo y cálculo de condiciones de operación antes de hacer la selección óptima.

Es importante observar cada uno de los elementos de una instalación de bombeo mecánico y relacionarlos dentro de un sistema operable.

## II. EQUIPO SUPERFICIAL.

Es importante observar los cálculos y consideraciones requeridas en el diseño y selección del equipo superficial. Existen varios factores que deben ser considerados:

- 1.- Contrabalanceo
- 2.- Torsión sobre el reductor de engranes
- 3.- Potencia del motor principal
- 4.- Reductor de velocidad y tamaño de la polea del motor.

### II.1.- Contrabalanceo.

En un sistema de bombeo mecánico, la cantidad de trabajo necesario de la varilla pulida para levantar la columna de fluido es requerido solamente durante la primera mitad del ciclo de la manivela, es decir, durante la carrera ascendente.

Si una unidad de bombeo mecánico no estuviera contrabalanceada, el trabajo total requerido por el motor principal sería ejecutado durante la carrera ascendente, que es cuando las cargas máximas de varillas y fluido son levantadas. Durante la última mitad del ciclo (carrera descendente) el motor principal descansaría mientras que la fuerza de gravedad atrae las varillas y la bomba superficial regresa a su posición de inicio.

Consecuentemente si la unidad de bombeo mecánico no estuviera contrabalanceada, el motor principal tendría que hacer todo el trabajo durante la carrera ascendente del ciclo. Esto requeriría un motor y reductor de engranes relativamente mayores y se produciría fluido en la superficie de una manera ineficiente. De tal manera, la torsión ejercida sobre el reductor de engranes (el cual es considerado el corazón del bombeo mecánico) será determinada primeramente de la carga no contrabalanceada.

Para reducir el tamaño del motor principal y reductor de engranes y dar a éste una carga más uniforme, el sistema se equipa con contrapesos de aproximadamente igual al peso de flotación de las varillas más la mitad del peso del fluido. Esto significa que el contrabalanceo ideal requerido puede ser aproximado por el promedio de cargas durante el ciclo, lo cual se ilustra como sigue:

$$C_i = \frac{PPRL + MPRL}{2} \dots \quad (2.1)$$

donde:

$C_i$  = efecto de contrabalanceo ideal

La PPRL dada por la ecuación de Mills realmente desprecia la flotación y fricción debido a que se anulan aproximadamente una

con otra, además su medición es difícil, sin embargo, para el propósito de derivación de la ecuación de contrabalanceo, se consideran todos los factores:

$$\begin{aligned} \text{Carga Máxima} &= Wf + W_r (1 + \alpha) - \text{flotación} + \text{fricción} \\ \text{Carga Mínima} &= Wf (1 - \alpha) - \text{flotación} - \text{fricción}. \\ \text{Carga Media} &= \frac{1}{2} (\text{carga máxima} + \text{carga mínima}). \\ &= \frac{1}{2} (Wf + W_r (1 + \alpha) + W_r (1 - \alpha) - 2 \text{flotación}). \\ &= \frac{1}{2} (Wf + W_r + W_r \alpha + W_r - W_r \alpha - 2 \text{flotación}). \\ &= \frac{1}{2} (Wf + 2W_r - 2 \text{flotación}) \end{aligned}$$

o

$$C_i = \frac{Wf}{2} + W_r - \text{flotación}$$

El efecto del contrabalanceo ideal es igual a la mitad del peso del fluido más el peso de flotación de las varillas.

así:

$$\begin{aligned} C_i &= \frac{Wf}{2} + W_r - 0.127 \sqrt{W_r} \\ &= 0.5 Wf + W_r (1 - 0.127 \sqrt{W_r}) \end{aligned} \quad (2.2)$$

la ecuación 2.2 puede escribirse como:

$$C_i = \frac{Wf}{2} + W_2 \quad (2.3)$$

donde:

$W_2$  = flotación de las varillas

$$* \alpha = \frac{SN^2}{70500}$$

S = longitud de la carrera, pg.

N = velocidad de bombeo, epm

\* Ver II.21 \*

Entonces, en la carrera ascendente el motor principal es -- ayudado por el efecto de contrabalanceo para levantar el peso combinado de flotación de varillas y fluido resultando una fuerza desbalanceada equivalente solamente a la mitad del peso del fluido. De esta forma, durante la carrera ascendente el motor principal solo necesita levantar una fuerza desbalanceada equivalente a la mitad del peso del fluido.

(carga de la carrera ascendente) - (contrabalanceo) = fza. desbalanceada.

$$(W_2 + Wf) - (W_2 + \frac{Wf}{2}) = \frac{Wf}{2}$$

en la carrera descendente el regreso de las varillas flotadas es resistido por el contrabalanceo, sobrando una fuerza desbalanceada, otra vez equivalente a la mitad de la carga del fluido.

así:

(contrabalanceo) - (carga de carrera descendente) = fza. desbalanceada.

$$(W_2 + \frac{Wf}{2}) - W_2 = \frac{Wf}{2}$$

Cuando el contrabalanceo es adecuado, las carreras ascendentes y descendentes requieren de un trabajo realizado por el motor principal aproximadamente igual. Entonces la torsión ejercida sobre el reductor de engranes será aproximadamente igual durante la carrera ascendente y descendente del ciclo de bombeo. Es una unidad de bombeo mecánico con contrabalanceo adecuado, el requerimiento de torsión instantáneo del reductor de engranes puede ser hasta menos de la mitad de un sistema sin contrabalancear. Consecuentemente el contrabalanceo adecuado de un sistema de bombeo mecánico es una de las principales formas de reducir el tamaño del motor principal y reductor de engranes y es muy notoria la reducción de la torsión máxima.

En un sistema sin contrabalancear, el reductor de engranes y el motor principal deben manejar (durante la carrera ascendente) una carga de la varilla pulida equivalente al peso de las varillas más el peso del fluido, además las cargas en la carrera ascendente y descendente pueden diferir en gran medida.

Desde el punto de vista mecánico, cuando las varillas son elevadas por la unidad de bombeo desde el fondo hasta la cima de la carrera, una cantidad de energía potencial se acumula en el sistema. Cuando las varillas descienden debido a la fuerza de gravedad de la cima al fondo de la carrera, está misma cantidad de energía potencial es restada por la elevación de los contrapesos.

De esta manera, el trabajo mecánico neto (ascenso y descenso de varillas) durante una revolución de la manivela es cero.

En una unidad sin contrabalancear, el esfuerzo del motor debe ser relativamente mayor en la carrera ascendente para levantar varillas y fluido; en la carrera descendente, la energía potencial no se almacena en el sistema. Por otro lado, en un sistema contrabalanceado el motor principal es ayudado en la carrera ascendente.

por la caída de los contrapesos, mientras que en la carrera descendente el empuje de la gravedad sobre la sarta de varillas ayuda al motor principal a elevar los contrapesos, de esta manera se almacena energía potencial en el sistema. Por lo tanto, uno de los aspectos más importantes en el diseño e instalación de una unidad de bombeo mecánico es la selección de un contrabalanceo adecuado.

La ecuación 2.3 proporciona el efecto de contrabalanceo teórico ideal, pero el efecto de contrabalanceo real es diferente algunas veces, dependiendo sobre todo de la geometría de la unidad, de la longitud de carrera, posición de los contrapesos sobre el lanzón o manivela y otras consideraciones. Debido a estos factores la exactitud de los cálculos de contrabalanceo es a veces imposible. Realmente el ajuste final en el contrabalanceo es generalmente hecho en el campo de manera experimental. No obstante una estimación del contrabalanceo ideal debe realizarse en el diseño y la selección de la unidad de bombeo específica y no debe de exceder el rango de contrabalanceo disponible de la unidad seleccionada.

La Fig. 2.1 muestra el efecto de contrabalanceo real, el cual puede obtenerse de un contrapeso,  $W_C$ , y por la consideración de la geometría de una unidad convencional.

El efecto de contrabalanceo total,  $C_T$ , es la suma del efecto de contrabalanceo,  $C_W$ , más el efecto de contrabalanceo,  $C_S$ , que resulta del desbalanceo estructural de la unidad de bombeo seleccionada, así, el efecto de contrabalanceo total de la varilla pulida está dado por:

$$C_T = C_S + C_W \dots \quad (2.4)$$

$$C_W = W_C (d/r) (l_1/l_2) \dots \quad (2.5)$$

entonces:

$$C_T = C_S + W_C (d/r) (l_1/l_2) \dots \quad (2.6)$$

donde:

- $d$  = distancia de la flecha de la manivela al centro de la gravedad de los contrapesos.
- $r$  = distancia de la flecha de la manivela a la biela.
- $l_1$  = distancia del cojinete central al cojinete posterior.
- $l_2$  = distancia del cojinete central al cable colgador
- $C_S$  = desbalanceo estructural (dado por el fabricante) lbs.
- $W_C$  = peso de los contrapesos usados en la unidad, lbs.

La ecuación 2.6 debe usarse para una unidad en particular

con geometría particular para calcular la posición "d" de los contrapesos sobre la manivela, que dará el efecto de contrabalanceo teórico ideal ( $C_T = C_i$ ) calculado de la ecuación 2.3.

## II.2. Movimiento de la Biela y Manivela.

En la práctica la manivela se conecta por medio de un perno (Ver Fig. 2.2) a un miembro rígido llamado biela, la cual es impulsada por el balancín para realizar el movimiento de bombeo. Por --conveniencia la conexión superior a la biela ( V ) es llamado viga igualadora. Se supone que se mueve verticalmente de arriba hacia --abajo en línea recta. En realidad está viajando a lo largo de un --arco cuyo centro es el cojinete principal del balancín. El movi--miento de la conexión superior de la biela o viga igualadora no es un movimiento armónico simple, aunque la manivela gira con una velocidad angular constante ( Ver Fig. 2.2). Como el punto P conti--núa su movimiento uniforme alrededor del círculo de la manivela, la viga igualadora ( V ) describe un movimiento recíprocante diferente del movimiento armónico simple del punto P'. Esto se debe al ángulo del mecanismo biela-manivela. El ángulo más pequeño entre la manivela y biela es cuando la manivela es horizontal, y mayor la --divergencia del movimiento de la viga igualadora ( V ) con respecto al movimiento armónico simple descrito por el punto P'.

En la Fig. 2.2 cuando el perno (P) se mueve alrededor del --círculo de A a B a C, la viga igualadora ( V ) se mueve vertical--mente de a' a b' y regresa a c'. Esta distancia es mayor que la --distancia c' - d' la cual corresponde al viaje del perno (P) de C a D y regresar a A. Esto se debe a que el viaje de la viga igualadora es una función de los componentes de la manivela (OP) y de la biela (PV). En los dos cuadrantes superiores del círculo de la manivela las componentes verticales del viaje de la manivela y biela son sumadas y las cuadrantes inferiores son restadas.

Esta modificación de la biela-manivela del movimiento armónico simple puede tener un efecto considerable sobre las caracte--rísticas de velocidad y aceleración de la viga igualadora la cual es impulsada por el balancín.

Debido a que el punto P viaja en el círculo con una velocidad angular constante el tiempo requerido para recorrer cada uno --de los cuatro cuadrantes es el mismo. Como la distancia recorrida por la viga igualadora de b' a a' es considerablemente mayor que --a' a d' y debido a que la velocidad es cero en la cima y base la --aceleración es mayor de b' a a' que de d' a a'.

Esta anomalía cinemática tiene consecuencias importantes de --bido a que el recorrido del perno (P) a través de los cuadrantes --superiores del círculo de la manivela (A a B a C), la viga igualadora ( V ) se mueve dentro de la cima de la carrera, con una desa--

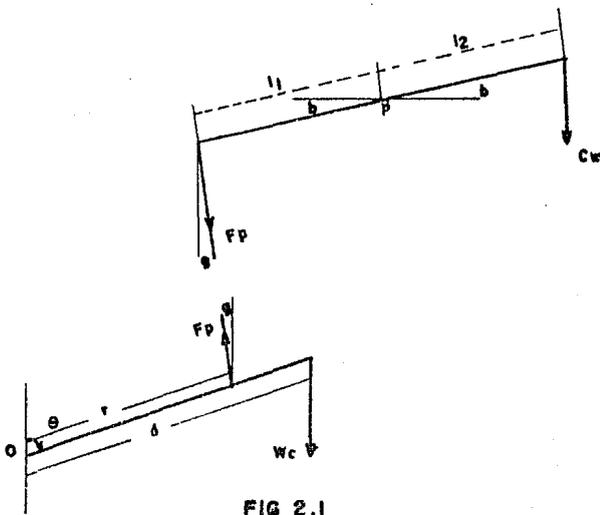


FIG 2.1

EFEECTO DE CONTRABALANCEO REAL

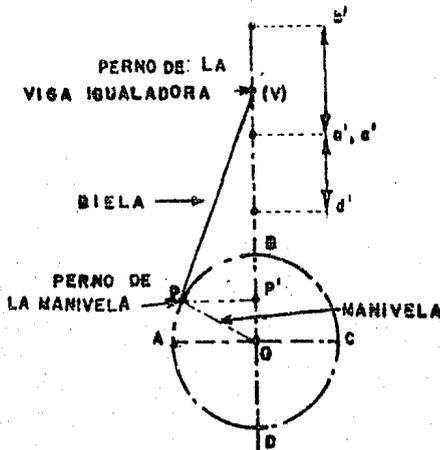


FIG 2.2 MOVIMIENTO BIELA-MANIVELA

celeración relativamente alta, y empieza a descender igual con aceleración máxima relativamente alta. Pero como el perno recorre los cuadrantes de abajo ( C-D-A ), la viga igualadora ( V ) desacelera al fondo de la carrera con un valor máximo relativamente bajo y -- así mismo la aceleración hacia arriba con similar reducción de la aceleración máxima.

Esta diferencial de aceleración de la viga igualadora juega un papel mayor en el modelo de determinar o diseñar varillas, estructura y rango de valores de carga de varillas en las diferentes geometrías de unidades de bombeo.

#### II.2.1. Influencia del Movimiento de bombeo sobre las varillas y cargas estructurales de una unidad de bombeo mecánico convencional.

En un sistema de bombeo por medio de varillas de succión, al levantar la carga de la varilla pulida, ésta ejerce una fuerza mayor hacia arriba que el "peso muerto de varillas y fluido". Esta fuerza es conocida como carga máxima sobre la varilla pulida - - - (PPRL) y consiste de dos componentes: (1) el peso estático de varillas y fluido y (2) una fuerza componente adicional. Esta fuerza adicional es a menudo expresada como un porcentaje o fracción del peso estático de las varillas y fluido y es llamado "factor de impulso o aceleración" más preciso como componente inercial. Para un determinado peso de varillas y fluido, la componente inercial mayor sucede cuando la carga de fluidos y varillas son aceleradas rápidamente hacia arriba, la componente inercial menor cuando la carga es levantada lentamente.

La fuerza mayor (carga máxima sobre la varilla pulida) se requiere cerca del principio de la carrera ascendente cuando la carga estática máxima (varilla + fluido) está siendo levantada con máxima aceleración.

La carga mínima sobre la varilla pulida (MPRL) resulta de la componente de fuerza inercial máxima hacia abajo que ha sido -- sustraída del peso estático de las varillas. La carga mínima ocurre cerca de la cima de la carrera justamente cuando las varillas empiezan a descender debido a que éste es el punto de máxima aceleración hacia abajo.

La mayor aceleración hacia abajo, la mayor componente de fuerza inercial, es cuando se sustrae del peso estático de varillas resultando la carga mínima sobre la varilla pulida.

La máxima masa levantada (varillas y fluido) con alta aceleración resulta en una carga mayor sobre varillas y estructura, produciendo grandes esfuerzos en las varillas. Levantando la máxima carga de varillas y fluido con aceleración mínima da como resul

tado bajas cargas a la estructura y esfuerzo a las varillas. En base, en sistemas inelásticos las cargas en el fondo se invierten a la sarta de varillas mientras que en la cima se liberan de ellas - (a la T.P.).

La tabla 2.1 muestra las ecuaciones básicas para determinar la máxima aceleración, fuerza inercial y carga máxima y mínima sobre la varilla pulida en esos dos sistemas inelásticos sin fricción (1) movimiento armónico simple (2) movimiento biela-manivela.

Las relaciones en la tabla 2.1 consideran que ambas varillas y fluidos pueden ser acelerados. Están basadas en la suposición de que varillas y fluido pueden ser representados como una -- concentración de masa y pueden ser acelerados simultáneamente. En la práctica esto no siempre sucede, pero ninguna otra relación presentada hasta ahora, tiene tratado satisfactoriamente el problema de la aceleración del fluido.

De hecho en aproximaciones tradicionales se tiene descuido en factores tales como fricción, fuerzas armónicas, amortiguamiento, etc. en la derivación de ecuaciones para calcular las cargas sobre la varilla pulida. Estas cargas deben por supuesto, ser precalculadas en la selección de una instalación de bombeo, y para el diseño y selección adecuada de una sarta de varillas de succión.

El método comunmente usado para calcular la máxima y mínima carga sobre la varilla pulida es el de Mills, el cual incorrectamente supone un movimiento armónico simple sobre la sarta de varillas y descuida la aceleración del fluido. En muchas industrias se usa actualmente el método de Mills, probablemente porque supone una sarta de varillas elástica, las varillas se mueven antes de que el fluido lo haga. Realmente, el método proporciona resultados bastante razonables. Muchas instalaciones de bombeo han sido diseñadas satisfactoriamente usando esta aproximación.

El método de Mills es aplicable únicamente para movimiento armónico simple y no debe tomarse en cuenta en el efecto de la relación biela-manivela aún para unidades de bombeo mecánico convencionales. La relación biela-manivela puede alterar la aceleración armónica simple alrededor del 30% y tal vez más.

Un resumen de la influencia de la relación biela-manivela sobre la aceleración de la varilla pulida es mostrada en la tabla 2.2. El factor de aceleración de Mills está dado por:

$$\alpha = \frac{SN^2}{70500} \dots \dots \dots (2.7)$$

**TABLA 2.1**  
**FUERZAS Y ACELERACIONES PARA LOS TRES TIPOS**  
**DE MOVIMIENTO DE BOMBEO**

	MOV. ARMONICO SIMPLE	MOV. BIELA-MANIVELA CLASE I	MOV. BIELA-MANIVELA CLASE III
		UNIDAD CONVENCIONAL RELACION BIELA-MANIVELA 64" .32 74" .33 86" .33 100" .33 120" .27 144" .26 168" .22	RELACION BIELA-MANIVELA 64" .22    64" .12 74" .26    74" .13 86" .23    86" .15 100" .22    100" .15 120" .26    120" .15 144" .29    144" .16 168" .33    168" .15 192" .32    192" .15 216" .34    216" .16
ACCELERACION MAXIMA EN EL FONDO	$A_{max} = \frac{SN^2}{2189}$	$A_{max1} = \frac{SN^2(1+C/P)}{2189}$	$A_{max1} = \frac{SN^2(1-C/P)}{2189}$
ACCELERACION MAXIMA EN SUPERFICIE	$A_{max} = \frac{SN^2}{2189}$	$A_{max2} = \frac{SN^2(1-C/P)}{2189}$	$A_{max2} = \frac{SN^2(1+C/P)}{2189}$
COMPONENTE INERCIAL DE LA VARILLA PULIDA EN EL FONDO	$I_F = \frac{W1 \times SN^2}{70500}$	$I_{F1} = \frac{W1 \times SN^2(1+C/P)}{70500}$	$I_{F1} = \frac{W1 \times SN^2(1-C/P)}{70500}$
COMPONENTE INERCIAL DE LA VARILLA PULIDA EN LA CIMA	$I_F = \frac{W2 \times SN^2}{70500}$	$I_{F2} = \frac{W2 \times SN^2(1-C/P)}{70500}$	$I_{F2} = \frac{W2 \times SN^2(1+C/P)}{70500}$
CARGA MAXIMA SOBRE LA VARILLA PULIDA	$PPRL = W1 \left( 1 + \frac{SN^2}{70500} \right)$	$PPRL = W1 + \frac{W1 \times SN^2(1+C/P)}{70500}$	$PPRL = W1 + \frac{W1 \times SN^2(1-C/P)}{70500}$
CARGA MINIMA SOBRE LA VARILLA PULIDA	$MPRL = W2 \left( 1 - \frac{SN^2}{70500} \right)$	$MPRL = W2 - \frac{W2 \times SN^2(1-C/P)}{70500}$	$MPRL = W2 - \frac{W2 \times SN^2(1+C/P)}{70500}$

TABLA 2.2 FACTOR DE ACELERACION DE MILLS

LONGITUD DE CARRERA DE LA VARILLA PULIDA - PG.																	
EPH	16	24	30	36	42	48	54	64	74	86	100	120	144	168	192	216	240
1	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.001	1.001	1.001	1.001	1.002	1.002	1.002	1.003	1.003	1.003
2	1.001	1.001	1.002	1.002	1.002	1.003	1.003	1.004	1.004	1.005	1.006	1.007	1.008	1.010	1.011	1.012	1.014
3	1.002	1.003	1.004	1.005	1.005	1.006	1.007	1.008	1.009	1.011	1.013	1.015	1.018	1.021	1.025	1.028	1.031
4	1.004	1.005	1.007	1.008	1.010	1.011	1.012	1.015	1.017	1.020	1.023	1.027	1.033	1.038	1.044	1.049	1.054
5	1.006	1.009	1.011	1.013	1.015	1.017	1.019	1.023	1.026	1.031	1.035	1.043	1.051	1.060	1.068	1.077	1.085
6	1.008	1.012	1.015	1.018	1.021	1.025	1.028	1.033	1.038	1.044	1.055	1.061	1.074	1.086	1.098	1.110	1.128
7	1.011	1.017	1.021	1.025	1.029	1.033	1.038	1.044	1.051	1.060	1.070	1.083	1.100	1.117	1.133	1.150	1.167
8	1.015	1.022	1.027	1.033	1.038	1.044	1.049	1.058	1.067	1.078	1.091	1.109	1.131	1.153	1.174	1.196	1.218
9	1.018	1.028	1.035	1.041	1.048	1.055	1.062	1.074	1.085	1.099	1.115	1.138	1.165	1.193	1.221	1.248	1.276
10	1.023	1.034	1.043	1.051	1.060	1.068	1.077	1.091	1.105	1.122	1.142	1.170	1.204	1.238	1.272	1.306	1.340
11	1.028	1.041	1.052	1.062	1.072	1.082	1.093	1.110	1.127	1.148	1.172	1.206	1.247	1.288	1.329	1.371	1.412
12	1.033	1.049	1.061	1.074	1.086	1.098	1.110	1.131	1.151	1.176	1.204	1.245	1.294	1.343	1.392	1.441	
13	1.038	1.058	1.072	1.086	1.101	1.115	1.129	1.153	1.177	1.206	1.240	1.288	1.345	1.403	1.460		
14	1.045	1.067	1.083	1.100	1.117	1.134	1.151	1.179	1.207	1.239	1.278	1.335	1.402	1.469	1.533		
15	1.051	1.077	1.096	1.115	1.134	1.154	1.173	1.205	1.237	1.275	1.319	1.385	1.462				
16	1.058	1.087	1.109	1.131	1.153	1.174	1.196	1.233	1.269	1.312	1.363	1.436	1.523				
18	1.074	1.110	1.138	1.165	1.193	1.221	1.248	1.294	1.340	1.395	1.460	..52					
20	1.091	1.136	1.170	1.204	1.239	1.272	1.306	1.363	1.420	1.488	1.567						
22	1.110	1.165	1.206	1.247	1.288	1.330	1.371	1.440	1.508	1.590							
24	1.131	1.196	1.245	1.294	1.343	1.392	1.441	1.523	1.605	1.703							

donde:

S = longitud de la carrera, pg.

N = velocidad de bombeo, epm.

El término  $(1 + \alpha)$  es algunas veces referido como "factor de impulso". Mills aplicó este factor solamente para el peso estático de las varillas y no para el fluido, como está dado con las ecuaciones en la tabla 2.1. Nótese que el factor se aplica solamente para movimiento armónico simple y debe ser modificado por la relación biela-manivela para ambos sistemas de levantamiento clase I o III.

Por comparación con las relaciones dadas en la tabla 2.1. La ecuación de Mills para carga máxima y mínima sobre la varilla pulida está dado por lo siguiente:

Para unidades convencionales

$$\begin{aligned} \text{PPRL} &= W_f + W_r + W_r \\ &= W_f + W_r (1 + \alpha) \dots \end{aligned} \quad (2.8)$$

$$\text{MPRL} = W_r (1 - \alpha) - \left[ \frac{62.4 \gamma W_f}{490} \right] \dots \quad (2.9)$$

$$\text{MPRL} = W_r (1 - \alpha - 0.127 \gamma) \dots \quad (2.10)$$

donde:

$\gamma$  = densidad relativa del fluido, adimensional

$W_r$  = peso estático de varillas en el aire, lb/pie

490 = densidad de varillas de acero, lb/pie<sup>3</sup>

$W_f$  = peso de fluidos, lb.

Para unidades aereobalanceadas

$$\text{PPRL} = W_f + W_r (1 + 0.7 \alpha) \dots \quad (2.11)$$

El factor 0.7 es simplemente que la unidad aereobalanceada hace su inversión de la varilla pulida en el fondo con solamente 70% de aceleración, comparado con una convencional.

$$\text{MPRL} = W_r (1 - 1.3 \alpha - 0.127 \gamma) \dots \quad (2.12)$$

La unidad aereobalanceada hace la inversión aproximadamente 30% más abajo que la unidad convencional, pero la inversión en la cima es cerca del 30% más rápida; entonces 30% debe ser adicionado al factor de aceleración para detener una carga mínima precisa.

Para unidades Mark II,

$$PPRL = Wf + Wr (1 - 0.6 \alpha) \dots \quad (2.13)$$

El factor 0.6 considerado en la Mark II realiza el regreso de la varilla pulida en el fondo cerca del 60% de aceleración con respecto a la unidad convencional.

$$MPRL = Wr (1 - 1.4 (\alpha - 0.127 \rho)) \dots \quad (2.14)$$

La unidad Mark II hace su regreso en el fondo 40% más abajo que la convencional pero el regreso de la cima es 40% más rápido, entonces el 40% debe ser adicionado al factor de aceleración para obtener una carga mínima exacta.

La carga del fluido  $Wf$ , es el peso de la columna del fluido soportada por el área neta del émbolo.

$$Wf = 0.433 \rho L (A_p - A_r) \dots \quad (2.15)$$

donde:

$L$  = longitud de la sarta de varillas, pie

$A_p$  = área del émbolo,  $pg^2$

$A_r$  = área de la sección transversal de la varilla,  $pg^2$

el peso del fluido puede ser expresado como:

$$Wf = 0.433 \rho (L A_p - 0.294 Wr) \dots \quad (2.16)$$

### II.2.2. Efecto de la Relación Biela Manivela sobre la Geometría de la Unidad clase I y III.

En la práctica, las relaciones biela-manivela (longitud de la manivela entre la longitud de la biela) están en un rango de 0.10 hasta cerca de 0.5 (tabla 2.3). Los dos factores que afectan significativamente la aceleración en la cima y fondo son: (1) la relación biela-manivela, (2) la geometría de la unidad de bombeo.

En un sistema convencional (clase I), con baja relación biela-manivela y un retorno lento en el fondo y rápida en la cima de la sarta de varillas da como resultado un movimiento armónico simple. Asimismo, una alta relación biela-manivela; una alta aceleración en el fondo y una baja aceleración en la cima. Tanto como la relación biela-manivela tiende a ser pequeña, la unidad convencional tenderá al movimiento armónico simple.

Por otra parte, el sistema de bombeo mecánico clase III se comporta de manera contraria. Con una alta relación biela-mani-

vela, la unidad realiza lenta la inversión en el fondo y rápida la inversión en la cima para tender al movimiento armónico simple. Lo contrario también es verdadero en unidades clase III, una baja relación biela-manivela, ocasiona una aceleración rápida en el fondo y una aceleración baja en la cima. Cuando la relación biela-manivela se aproxima a cero en la clase III la aceleración en el fondo y la cima puede llegar a ser la misma y el movimiento se aproxima al movimiento armónico simple.

En realidad en la práctica, las varillas de succión no se comportan de ésta manera, ya que ninguno de los dos, sarta de varillas de succión y columna del fluido actúan como una masa concentrada, inelástica y sin fricción. La elasticidad de un sistema de varillas de succión con sus ondas de esfuerzos hacia arriba y hacia abajo de la sarta de varillas modifica el sistema de masa concentrada de una manera compleja; no es fácil predecir cambios en las relaciones anteriores con valores precisos de carga y desplazamientos de bombeo en condiciones de campo.

En bombas a profundidades someras, con una sarta de varillas rígidas, el balancín y el sistema de varillas de succión se aproximan a una masa concentrada relacionada a un mecanismo teórico, pero en pozos profundos la sarta de varillas de succión es más flexible y la carga de fluido más pesada; y por lo tanto la naturaleza elástica de la sarta de varillas no resulta de una simple relación de cargas. En tales casos la solución clásica de la ecuación de onda para la geometría real de la unidad de bombeo superficial puede ser aplicada cuidadosamente para construir un modelo matemático que simulará correctamente los valores reales de carga y desplazamiento de bombeo en el campo.

### II.3. Consideraciones de torsión.

La torsión puede ser definida como una fuerza actuante en el extremo de un brazo de palanca, multiplicado por su longitud y que tiende a producir rotación y trabajo. Cuando se aplica a unidades de bombeo la torsión se refiere al número de lb-pg, aplicados a la manivela por la flecha de baja velocidad del reductor de engranes, esto es creado por el jalón de la biela debido a las cargas del pozo y por el efecto opuesto de los momentos de contrabalanceo y por el motor principal. Básicamente, la torsión neta de la flecha de la manivela de una unidad de bombeo mecánico es la diferencia entre la torsión debido a cargas del pozo y torsión por contrabalanceo en alguna posición de la manivela. Esta torsión neta de la flecha de la manivela es la carga torsional real soportada por el motor principal y caja de engranes durante el ciclo de la manivela es la carga torsional real soportada por el motor principal y caja de engranes durante el ciclo de la manivela. La torsión neta máxima es referida como torsión pico y es el valor para el cual el reductor debe ser diseñado de tal manera, en cualquier instalación de bombeo mecánico, la torsión pico real ocurre duran-

te el ciclo de bombeo y no debe de exceder a la capacidad de torsión máximo de la caja de engranes o reductor de velocidad.

En las unidades convencionales, la torsión máxima generalmente ocurre dos veces durante cada revolución de la manivela, donde la diferencia entre el momento debido a cargas del pozo y momento por contrabalanceo (o viceversa) es máximo. Esto normalmente ocurre cerca de la mitad de la carrera (S/2). Consecuentemente, el reductor de engranes debe ser diseñado para poder manejar esta torsión máxima. De manera igual, la torsión neta máxima es una función de la diferencia entre las cargas máximas y mínimas de la varilla pulida, es decir, el rango de carga de la varilla.

Una relación simple, para aproximar la torsión máxima en la carrera ascendente es:

$$PTa = (PPRL - C_T) (S/2) \dots \quad (2.17)$$

donde:

PTa = torsión máxima en la carrera ascendente, lb-pg.

PPRL = carga máxima sobre la varilla pulida, lb.

C<sub>T</sub> = efecto total de contrabalanceo, lb.

y para la carrera descendente

$$PTd = (C_T - MPRL) (S/2) \dots \quad (2.18)$$

donde:

MPRL = carga mínima sobre la varilla pulida, pg.

La torsión pico debe calcularse tanto en la carrera ascendente como descendente en el diseño de una instalación de bombeo mecánico, porque pueden existir condiciones donde la torsión podrá ser mayor que la capacidad de máxima torsión permisible sobre el reductor de engranes. Realmente la torsión pico o máxima puede ocurrir en cualquier punto de la revolución de la manivela, y un análisis torsional detallado deberá ser hecho para cualquier instalación dada. Esta técnica requiere del conocimiento de cargas continuas del pozo (carta dinamométrica de la varilla pulida). Así mismo los factores de torsión, efecto de contrabalanceo y las pérdidas de eficiencia mecánica de los soportes estructurales de las unidades de bombeo mecánico.

### II.3.1. Factores de torsión.

Uno de los conceptos más importantes en un sistema de bombeo mecánico, es el factor de torsión, sin él, la carga torsional de la sarta de varillas de succión sitúa al reductor de engranes -

en una posición particular de la manivela que sería difícil determinar.

Considerando una unidad de bombeo mecánico la cuál tiene partes móviles (balancín, biela, cabeza de caballo, viga igualadora todas sin peso y el momento por contrabalanceo es cero. Suponiendo además que momentáneamente las manivelas están en posición de 90°, si una carga de 1 lb es colgada de la cabeza de caballo y aplicando a la flecha de la manivela un torquímetro se tiene una medida de 30 lb-pg, entonces el factor de torsión en la posición de 90° de la manivela será de 30.

En otras palabras, la torsión de 30 lb-pg sobre la flecha de la manivela dividido por 1 lb. de la varilla pulida es igual a 30 pg, o el factor de torsión es de 30. De tal manera, el factor de torsión para cualquier posición de la manivela (suponiendo una torsión cero por contrabalanceo) es la razón de la torsión de la flecha de la manivela sobre la carga producida por la varilla pulida, suponiendo que los componentes del sistema están sin peso. El factor de torsión también puede ser definido como el factor que multiplicado por la carga instantánea de la varilla pulida, da la torsión sobre la flecha de la manivela en cualquier posición de ésta.

Existen diferentes factores de torsión para cada posición de la manivela de cualquier unidad de bombeo mecánico en particular y cada una tiene un juego diferente de factores de torsión. En general, los factores de torsión son calculados para 15° de rotación de la manivela alrededor del ciclo de 360°; por conveniencia, serán 24 diferentes factores de torsión.

Una aproximación cercana del máximo factor de torsión en una unidad de bombeo simétrica es igual a la mitad de la longitud de la carrera (S/2).

Las ecuaciones dadas anteriormente para la torsión máxima en la carrera ascendente y descendente, pueden ser ahora expresados en términos de unidades de factores de torsión máximos (dondequiera que ocurra en el ciclo de bombeo). Una relación "Torsión-carga" la cual da una torsión aproximada para cualquier geometría de la unidad (convencional, aereobalanceada, Mark II) es como sigue:

$$PT = \frac{\frac{1}{2} [PPRL (TF_1) - MPRL (TF_2)]}{0.93} \dots \quad (2.19)$$

donde:

PT = torsión pico para el ciclo total de la manivela, lb-pg  
PPRL = carga máxima sobre la varilla pulida, lb.  
MPRL = carga mínima sobre la varilla pulida, lb.

TF<sub>1</sub> = factor de torsión máximo en la carrera ascendente.

TF<sub>2</sub> = factor de torsión máximo en la carrera descendente.

El factor de 0.93 en el denominador simplemente supone -- una pérdida arbitraria de 7% de eficiencia mecánica debido a la -- fricción en las uniones estructurales.

Si TF<sub>1</sub> = TF<sub>2</sub> (como en la simetría convencional y aereobalanceada) y el efecto del contrabalanceo C<sub>i</sub>, es aproximadamente la mitad de la suma de PPRL y MPRL (ver ecuación 2.1) entonces la -- ecuación 2.19 puede escribirse como:

$$PT = \frac{(PPRL - C_i)(TF \text{ max})}{0.93} \dots \quad (2.20)$$

donde:

TF max = factor de torsión máximo dondequiera que ocurra.

La ecuación. 2.20 es un caso especial de la fórmula general 2.19 y se aplica para unidades de geometría simétrica tanto la unidad convencional como la aereobalanceada.

La ecuación 2.19 tiene que ser usada para unidades de geometría no simétrica como la Mark II. Ambas 2.19 y 2.20 suponen que la torsión pico máximo ocurre a 90° de la carrera ascendente y que el máximo efecto de contrabalanceo ocurre en la misma posición.

La tabla 2.4 proporciona factores de torsión máximos -- aproximados para la unidad convencional, la tabla 2.5 lo es para -- la Mark II.

#### II.4. Aspectos importantes de conservación de energía en un sistema de bombeo mecánico.

Quando se eleva fluido de una determinada profundidad con un sistema de varillas de succión accionadas mediante un motor -- eléctrico, Parte de la energía de entrada se convierte en trabajo mecánico por la varilla pulida, mientras que la energía remanente se disipa por el motor en forma de pérdidas de calor. Consecuentemente la energía de entrada deberá ser la suma de (1) trabajo mecánico y fricción para levantar el fluido más, (2) trabajo equivalente por pérdida de calor. Obviamente la menor pérdida por calor para una determinada entrada de energía es pequeña en relación a la cantidad de energía consumida en trabajo mecánico por el sistema -- de bombeo.

Suponiendo dos motores eléctricos, uno que trabaje al 80% de eficiencia y el segundo con 90% y si a ambos se les aplica alternadamente una carga constante de torsión. Con el primer motor aproximadamente el 80% de su energía de entrada se convierte en --

TABLA 2.3 RELACION BIELA-MANIVELA

UNIDAD CONVENCIONAL	LONG. DE CARRERA	UNIDAD MARK II
0.32	64"	0.22
0.33	74"	0.26
0.33	86"	0.23
0.33	100"	0.22
0.27	120"	0.26
0.26	144"	0.29
0.22	168"	0.33
-	192"	0.32
-	216"	0.34

TABLA 2.4 FACTORES DE TORQUE MAXIMO APROXIMADOS PARA UNIDAD CONVENCIONAL

LONG. DE CARRERA (pg)	FACTOR	LONG. DE CARRERA (pg)	FACTOR
16	8.5	64	34
24	13	74	39
30	16	86	45
36	19	100	52
42	22	120	63
48	26	144	75
54	29	168	87

TABLA 2.5 FACTORES DE TORQUE MAXIMO APROXIMADOS PARA LA UNIDAD MARK II

LONGITUD DE CARRERA (pg)	TF <sub>1</sub>	TF <sub>2</sub>
54	29	37
74	34	43
86	39	51
100	47	57
120	55	71
144	66	88
168	70	102

trabajo mecánico mientras que el 20% se disipa como pérdida en calor.

El segundo, el 90% de su energía se convierte en trabajo útil mientras que solamente el 10% se pierde en calor.

Para cualquier aplicación de bombeo con varillas por medio de corriente eléctrica, el total de pérdidas es una función de la eficiencia promedio del motor y de la magnitud de la corriente o fluctuaciones de potencia, los cuales son proporcionales a la variación de torsión por cargas de la unidad de bombeo. De igual forma la mayor variación de la torsión que la unidad presenta en su motor principal con altos valores de corriente, y cuanto más pequeña es la corriente, menor la desviación de la torsión en la unidad de bombeo.

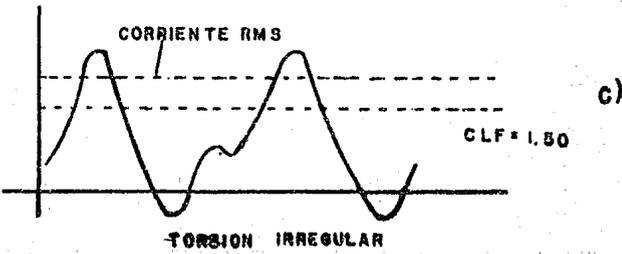
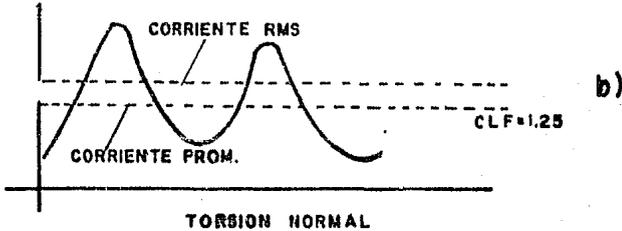
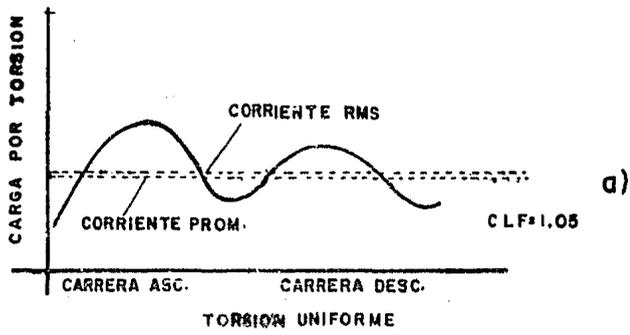
En la Fig. 2.3. se demuestra claramente lo anterior. En cada una de las tres curvas de amperaje, la corriente y la torsión promedio de la unidad de bombeo mecánico es el mismo, indicando la misma carga de trabajo sobre la varilla pulida. En la Fig. 2.3 (a) la torsión por carga es relativamente uniforme y los valores cerrados de corriente rms se aproximan a los valores promedio de corriente; por lo tanto se tiene una alta condición de eficiencia con una mínima pérdida por calor.

Por conveniencia se supone que el trabajo mecánico útil es una función del área bajo la curva del valor de corriente promedio, mientras que las pérdidas por calor, debido a las variaciones de la torsión por carga, es una función del área entre el valor de la corriente rms y el valor de la corriente promedio. En esta torsión mecánica el área entre las dos líneas de corriente es muy pequeña, indicando pequeñas pérdidas por calor y alta eficiencia del motor.

En la Fig. 2.3 (b), la corriente promedio, la torsión mecánica y el trabajo de salida de la unidad es el mismo; sin embargo, el rango de fluctuaciones de la torsión producen alta corriente rms, ya que las pérdidas de calor es una función del cuadrado de la corriente. Consecuentemente, las pérdidas por calor significativamente mayores por las altas fluctuaciones de la unidad. Estas altas pérdidas de calor son proporcionales a el área entre la corriente rms promedio y la corriente promedio, en esta aplicación es significativamente mayor que en la Fig. 2.3 (a) lo presenta una torsión por carga del motor principal (uniforme).

La Fig. 2.3 (c) muestra una fluctuación amplia de la torsión por cargas, con valores proporcionalmente altos de corriente rms y acompañándose del incremento de pérdidas por calor.

En la Fig. 2.3 (c) la unidad de bombeo efectúa el mismo -



**FIG 2.3 RELACION DE CORRIENTE RMS Y CORRIENTE PROM. EN UNA UNIDAD DE BOMBEO MECANICO DEBIDO A CARGAS POR TORSION**

trabajo promedio como en la Fig. 2.3(a) y 2.3(b), pero la pérdida de calor es todavía mayor otra vez proporcional al área entre la corriente rms y la corriente promedio los cuales son considerablemente mayores que en la Fig. 2.3(b).

Aunque la corriente promedio y el trabajo de salida son los mismos para una unidad de bombeo mecánico, la torsión por carga uniforme que la unidad de bombeo presenta para su motor principal, la gran cantidad de trabajo mecánico útil de salida, y la pequeña cantidad de calor perdido, con un incremento en el grado de conservación de energía significativo.

Esta discusión enfatiza la uniformidad de la torsión debido a cargas mecánicas antes de llegar al motor principal, como un método significativo de conservación de energía.

## II.5. Motor principal o unidad de potencia.

La selección óptima del tipo y tamaño de la unidad de potencia es otro de los aspectos importantes en el diseño de una instalación de bombeo mecánico. Existen dos tipos comúnmente usados:

- 1.- Motores de combustión interna.
- 2.- Motores eléctricos.

Los motores de combustión interna, de 1 cilindro, 2 cilindros y el multicilindro, han sido empleados en instalaciones de bombeo durante muchos años.

Sin embargo, por diferentes razones los motores eléctricos han incrementado su popularidad en los últimos años; quizás porque ningún otro componente del sistema de bombeo mecánico ha proporcionado mayor confiabilidad y menor problema que los motores eléctricos.

Hay cuatro tipos populares de motores eléctricos usados en las instalaciones de bombeo mecánico.

- (1) NEMA Tipo "C": Motor de deslizamiento normal (menor que 5% de deslizamiento). Popular debido a las características de la torsión de arranque relativamente alto y su costo inicial relativamente bajo.
- (2) NEMA Tipo "D": De deslizamiento medio (5% a 8% de deslizamiento) es el motor más popular para pozos de producción artificial, por su torsión mayor al arrancar y por sus características de deslizamiento mayor.
- (3) NEMA Tipo "B": De alto deslizamiento (8% al 13%) es el de mayor

aceptación para unidades de potencia en pozos de bombeo - mecánico.

- (4) Motor de alto deslizamiento (deslizamiento del 30% al 40%) lo más reciente en unidades de potencia. Hecho con características de alto deslizamiento lo hacen mas apropiado para el bombeo que los de bajo deslizamiento.

El deslizamiento es la diferencia entre la velocidad del motor y la velocidad de motor bajo carga, expresado como un porcentaje de la velocidad sin carga. En general, el más bajo deslizamiento, el menor costo inicial y un alto promedio de eficiencia, - deberá ser considerado en el rango normal de la torsión del motor. Los motores de alto deslizamiento sin embargo son a menudo usados por su mas efectiva utilización de la torsión inercial.

#### II.5.1. Requerimientos de potencia del motor principal.

La mayor parte de esta discusión se aplica a motores eléctricos debido a la popularidad e incremento en el uso de estos motores. Sin embargo, los principios discutidos se aplican igualmente al uso de motores de combustión interna.

La potencia total del motor puede ser determinada como:

$$HP_{np} = \frac{(PRHP) \times (CLF)}{Es} \dots \dots \dots (2.22)$$

donde:

PRHP = potencia en la varilla pulida.

CLF = factor ciclico de carga

Es = eficiencia superficial del sistema de bombeo

La potencia de la varilla pulida es la razón de la energía de trabajo liberada a ésta por la unidad de bombeo. El trabajo hidráulico es la cantidad de trabajo sin fricción, el cual deberá ser ejecutado por la bomba en el fondo del pozo al levantar el fluido hasta la superficie. En otras palabras la bomba en el fondo del pozo, debe liberar una cantidad de energía igual al valor del trabajo hidráulico más algún trabajo fraccional (pérdidas subsuperficiales). Así:

$$PRHP = H_{ph} + HP_f \dots \dots \dots (2.23)$$

donde:

$H_{ph}$  = potencia hidráulica

$HP_f$  = potencia debido a la fricción (o pérdidas subsuperficiales expresadas como potencia).

La potencia de la varilla pulida puede ser determinada de diferentes formas:

- (1) medida por un dinamómetro.
- (2) obtenida del método API RP-11L- "Design Calculations For Pumping Systems".
- (3) si la eficiencia estructural se supone como 100% el PRHP puede calcularse como:

$$\text{PRHP} = \frac{(\text{Torsión neta}) \text{ promedio } \times N}{63025} \dots \quad (2.24)$$

En este método, solamente sería necesario sumar los valores de la torsión (teniendo en cuenta si la torsión es positiva o negativa) y dividir por el número de puntos tomados. Esto da la torsión promedio por la velocidad de bombeo N, y dividiendo por la constante de conversión 63025 se obtiene el caballaje sobre la varilla pulida.

- (4) En la ausencia de un método más riguroso, la PRHP puede ser estimada por fórmulas aproximadas como sigue:

HPH = caballaje hidráulico  
 = potencia requerida para levantar un volumen dado verticalmente, a través de una distancia en un período de tiempo dado.

$$\text{HPH} = \frac{Q \times \text{Ln} \times (350 \text{ lb/bl}) \times \gamma}{(3300 \text{ lb-pie/min/HP}) (24) (60)} \dots$$

$$\text{HPH} = 7.36 \times 10^{-6} \gamma Q \text{ Ln} \dots \quad (2.25)$$

donde:

Ln = elevación neta, pie

Si  $0.433 \text{ Ln } \gamma = P$  = presión ejercida por una columna de fluido de longitud Ln, entonces la ecuación 2.25 puede ser escrita como:

$$\text{HPH} = 0.000017 \times q \times P \dots \quad (2.26)$$

El caballaje hidráulico puede ser determinado para un levantamiento neto dado por medio de la ecuación 2.26 o Fig. 2.4.

### II.5.2 Elevación Neta.

La elevación neta Ln, representa la presión diferencial total a través de la cual el fluido se mueve, en una unidad de pre-

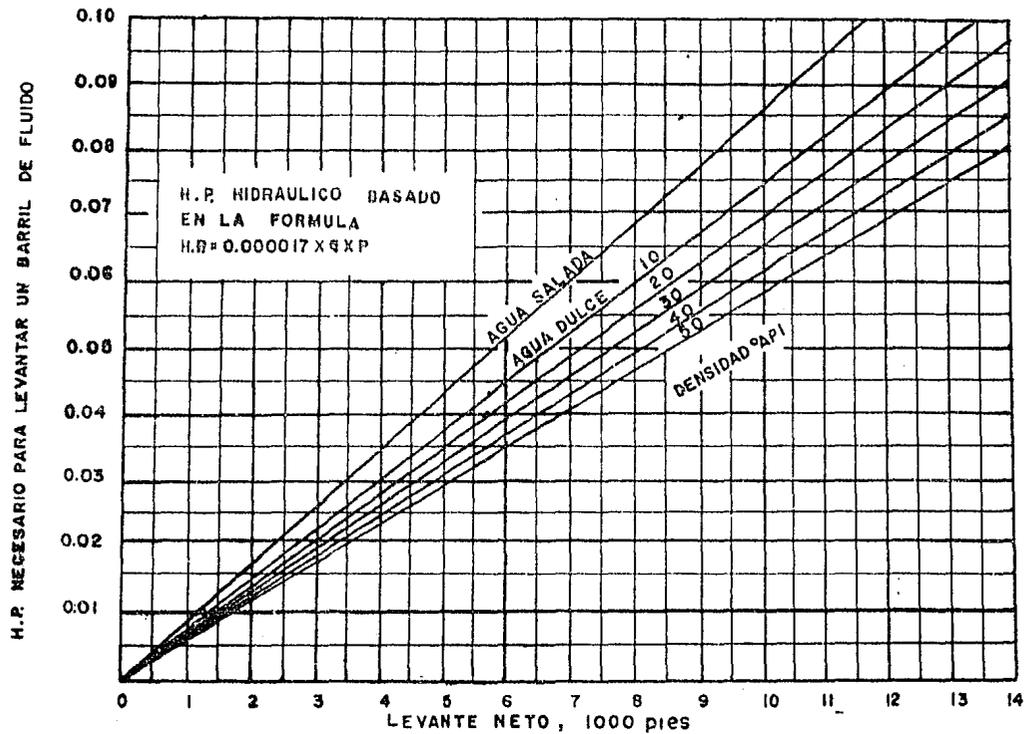


FIG 2.4 CABALLAJE HIDRAULICO (HP)

RANGO DE TORQUE API lb-pg.	POTENCIA NOMINAL A 20 rpm
40 000	8
97 000	11
114 000	25
160 000	33
228 000	46
520 000	55

RANGO DE TORQUE API lb-pg.	POTENCIA NOMINAL A 20 rpm
456 000	95
640 000	130
912 000	185
1280 000	260
1824 000	370
2560 000	526

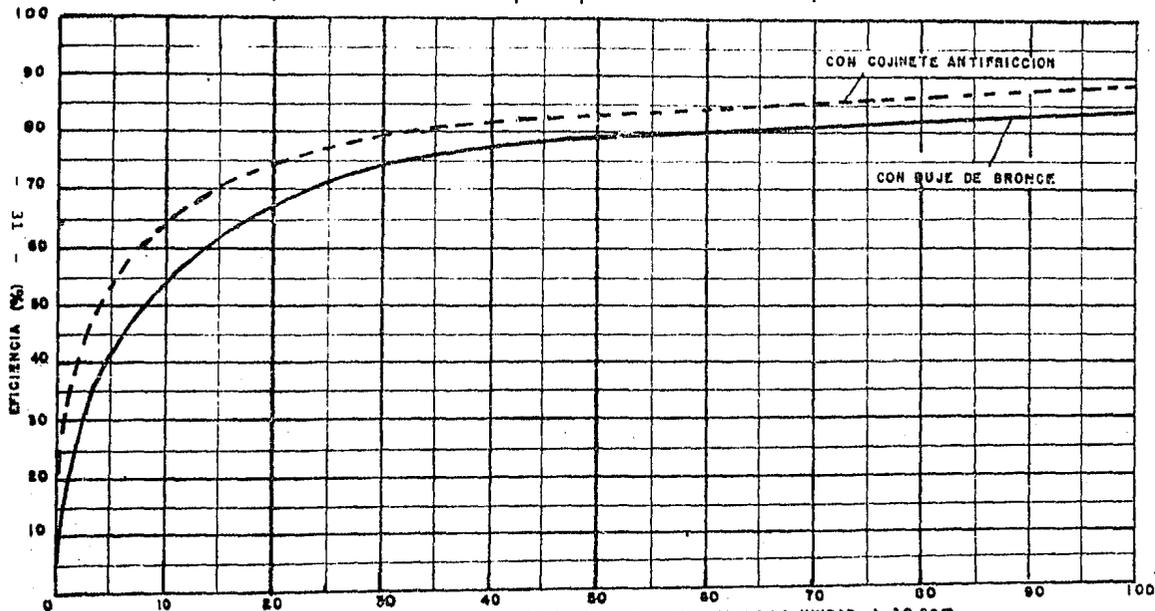


FIG 2.5 GRAFICA PARA DETERMINAR LA EFICIENCIA SUPERFICIAL

presión de un pie de fluido. Si la bomba subsuperficial al nivel del fluido de trabajo en la T.R. (suponiendo que no existe presión del gas en el espacio anular T.P. - T.R.), entonces la elevación neta es simplemente la profundidad de la bomba. Si la bomba se coloca abajo del nivel del fluido, entonces la elevación neta será afectada por la presión ejercida por la T.R. sobre la bomba. En otros casos, la elevación neta puede también ser afectada por alguna contrapresión superficial en la T.P. que tiende a actuar en contra de la elevación de los fluidos.

Si la bomba se coloca al nivel del fluido ( $I=D$ ), entonces la elevación neta está dada por:

$$L_N = L + \frac{(P_t \text{ lb/pg}^2 \times 144 \text{ pg}^2/\text{pie}^2)}{62.4 \text{ lb/pie}^3} \dots$$

$$= L + \left( \frac{2.31 P_t}{p} \right) \dots \quad (2.27)$$

Si no hay presión en la tubería de producción ( $P_t = 0$ ), entonces

$$L_N = L = D \dots \quad (2.28)$$

Para el caso donde la bomba se coloca abajo del nivel del fluido ( $L > D$ ), entonces la elevación neta está dado por:

$$L_N = L - (L-D) + \left( \frac{2.31 P_t}{p} \right) \dots$$

$$= D + \left( \frac{2.31 P_t}{p} \right) \dots \quad (2.29)$$

Notar que en ambos casos, si la presión en la tubería de producción es despreciable la elevación neta es simplemente la profundidad del nivel del fluido de trabajo en el espacio anular.

### II.5.3. Potencia por fricción.

Solamente una parte de la potencia requerida en una instalación de bombeo mecánico es efectivamente usada para levantar fluidos. Un caballaje adicional se requiere para compensar las pérdidas por fricción entre la bomba y la varilla pulida. Las pérdidas por fricción pueden ser difíciles de determinar exactamente, pero una relación empírica ha sido presentada y estas pérdidas pueden ser aproximadas.

$$HP_f = \frac{(W_r/8) (2S) (N)}{(33000) (12)} \dots \quad (2.30)$$

donde:

HPf = potencia por fricción, HP

Wr = peso de varillas, lb

S = longitud de la carrera, pg

N = velocidad de bombeo, epm.

la ecuación 2.30 puede escribirse como:

$$HPf = 6.31 * 10^{-7} Wr SN \dots \quad (2.31)$$

Para unidades aereobalanceadas y Mark II, la potencia por fricción se puede aproximar con la siguiente expresión:

$$HPf = 6.25 * 10^{-7} Wr SN \dots \quad (2.32)$$

#### II.54. Factor ciclico de carga (CLF)

En un sistema de bombeo mecánico, la unidad de potencia debe proporcionar la suficiente potencia para satisfacer (1) los requerimientos de potencia hidráulica, (2) pérdidas del equipo superficial (es decir, engranes, cojinetes, bandas), (3) pérdidas superficiales (es decir, fricción en el fondo de toda clase, pérdidas térmicas) y (4) potencia de reserva adicional para manejar - efectivamente las cargas cíclicas naturales de un sistema de bombeo mecánico. Este último componente es llamado "Factor ciclico de carga" (CLF).

La corriente promedio del motor es proporcional a la carga de bombeo, si la carga de bombeo es constante, la corriente RMS o termal inducida por el motor se aproximan a la corriente promedio.

En las cargas cíclicas de una unidad de bombeo mecánico, - donde altas corrientes pico son inducidas por la naturaleza variable de las cargas de bombeo, las RMS o amperes térmicos sustancialmente exceden la corriente promedio. La relación de corriente RMS a la corriente promedio en una instalación de bombeo mecánico se define como el factor ciclico de carga.

$$CLF = \frac{\text{RMS corriente}}{\text{corriente promedio}} = \frac{I_{rms}}{I_{prom.}}$$

$$CLF = \frac{I_1^2 + I_2^2 + I_3^2 + \dots + I_n^2}{n} \dots \quad (2.33)$$
$$I_1 + I_2 + I_3 + \dots + I_n$$

donde:

$I$  = corriente instantánea del motor en la posición de la ma-  
nivala 1,2,3,...,n.

Para una varilla pulida con una carga dada, sometida a una torsión máxima y un rango de torsión uniforme, resulta un factor -  
cíclico de carga más bajo, como se ilustra en la Fig. 2.3. Como -  
el factor cíclico de carga decrece, de la misma manera menos pérdi-  
das térmicas ocurren en el motor eléctrico principal. El tamaño --  
del motor principal se reduce y los costos de potencia también dis-  
minuyen.

Para propósitos de estimación, la experiencia muestra fac-  
tores cíclicos promedios para torsiones no uniformes en la unidad  
de bombeo (aereobalanceada y convencional), como sigue:

CLF = 1.375 para NEMA "D" motor eléctrico y baja velocidad  
en el motor.

CLF = 1.897 para NEMA "C" motor eléctrico y multicilindro

Para unidades de torsión uniforme (unidades Mark II), los  
factores cíclicos de carga promedio son:

CLF = 1.10 para NEMA "D" motor eléctrico y baja velocidad  
el motor.

CLF = 1.517 para NEMA "C" motor eléctrico y multicilindro

Si un factor cíclico de carga calculado resulta inútil, la  
aproximación típica de CLF dada anteriormente para la determina- -  
ción de la potencia del motor principal requerida puede usarse: --  
(Ver ec. 2.22).

$$HP_{np} = \frac{(PRHP) \times (CLF)}{Es} \dots \quad (2.22)$$

#### II.5.5. Eficiencia superficial en un sistema de bombeo mecánico.

Para cualquier fórmula de capacidad de potencia del mo-  
tor debe ser reconocido uno de los tres factores en la ecuación - -  
2.22 aproximadamente.

Sin embargo, debido a las pérdidas subsuperficiales y la -  
amplia variación de CLF con las características del pozo y condi-  
ciones de operación, anteriormente había sido imposible establecer  
una fórmula con los valores señalados de estos factores para dar -  
una aproximación de la potencia del motor para todos los pozos. -  
Se deben considerar las condiciones locales y los factores de la --

fórmula evaluados de acuerdo a esto.

Con el advenimiento de avanzadas y sofisticadas unidades de bombeo mecánico predichas por la tecnología, mucho de lo cual se debe al sobresaliente trabajo del Dr. S.G. Gibbs, la capacidad de potencia (caja) de un motor puede ser determinado más exactamente que antes. Lo siguiente es una breve examinación de esas tres variables.

La potencia de la varilla pulida puede ser desarrollada -- con precisión por la planimetría de una carta dinamométrica superficial o por la integración instantánea y ordenada de la fuerza en toda una revolución de la manivela mientras se contabiliza las pérdidas correspondientes de la maquinaria.

El factor cíclico de carga puede desarrollarse de una manera convencional por la determinación de valores PMS de varias corrientes instantáneas del motor de toda una revolución de la manivela y dividiendo este valor por la corriente promedio del motor en algún intervalo. Un CLF mecánico puede también ser usado si todos los momentos torsionales, ambos regular e inercial, son apropiadamente considerados en la potencia de salida del motor y la convención de signos positivos y negativos son también reconocidos.

Una de las variables que no ha sido precisamente determinada es la eficiencia superficial correcta sobre una revolución de la manivela. Esto, podría figurar considerando pérdidas por revolución de la manivela en la línea de acero, uniones estructurales, transmisiones, bandas en V, y el motor eléctrico.

El problema de la determinación de la eficiencia superficial -- ha sido estudiado en varios años han llevado a Ingenieros de Humble Oil & Refining en colaboración con Lufkin del departamento de ingenieros para determinar una curva de eficiencia superficial basada en un porcentaje de cargas de los componentes superficiales. Esto fue un mejoramiento sobre las simples constantes señaladas para todas las aplicaciones y condiciones pero carece de mucho rigor y racionalidad.

Esta curva fué desarrollada empíricamente y su validez no ha sido establecida concluyentemente. Mientras ésta curva de eficiencia superficial puede permitir algunas cosas deseables, la Fig. 2.5 puede estimar la eficiencia superficial.

Recientemente, ha sido desarrollada una relación más rigurosa sobre eficiencia superficial. Las suposiciones son mínimas y su exposición razonada es clara.

Considerando las eficiencias de las líneas de acero, uniones estructurales, transmisiones, bandas y motor eléctrico de la

unidad de potencia, las eficiencias se dividen en dos partes (1) - eficiencia del motor y (2) eficiencias combinadas del resto de los componentes móviles mecánicos. Mirando primero la eficiencia mecánica, una pérdida promedio por embolada en la línea de acero y uniones estructurales es de aproximadamente 3% y no varía significativamente el grado de carga pero se considera un valor constante razonable.

Las pérdidas en la transmisión, son probablemente más variables alrededor del 4% a baja velocidad. Estas pérdidas del engrane y caja de engranes podrán ser consideradas constantes para toda una revolución de la manivela.

También fue determinado que el 3% de pérdidas de las bandas en v son totalmente representativas y aproximadamente constantes.

Suponiendo que las tres eficiencias mecánicas fueron normalmente independientes del grado de cargas, es razonable suponer que una unidad típica de bombeo mecánico opera a una eficiencia mecánica aproximada de 90%, siempre uniforme a través de una revolución

Afortunadamente, el contorno de la curva de eficiencia es bien conocida y sobre solicitud es normalmente proporcionada por el fabricante. De este modo el problema restante de gran importancia son las varias eficiencias instantáneas del motor de toda una revolución de la manivela. No sería riguroso suponer una eficiencia promedio aumentada en todos los 360° debido a que pudo ocurrir mayor demanda de la torsión o flujo de corriente en algún punto del ciclo que en otro.

De este modo, es necesario determinar la eficiencia promedio del motor por carrera del contorno de la curva, después promediar cada eficiencia por la cantidad de flujo de corriente para un instante en particular. Cuando esta eficiencia promedio aumentada de la curva es determinada y se desprecia el 10% de pérdidas mecánicas (90% de eficiencia mecánica) una determinación aproximada de eficiencia superficial puede hacerse. Así la eficiencia numérica promedio superficial aumentada por todos los componentes (líneas, uniones estructurales, transmisiones, bandas y motor) en un ciclo de la manivela es como sigue:

$$E_s = (0.90) \int_{0^{\circ}}^{360^{\circ}} \frac{(746 \times \text{HP inst. de salida})}{(746 \times \text{HP inst. de salida}) \cdot (\text{eficiencia de motor}) \text{ inst.}} \dots (2.34)$$

Una serie de verificaciones muestran la exactitud de este

método de determinación de eficiencia superficial, desde ambos puntos de vista teórico y práctico.

La predicción de la potencia de la caja del motor eléctrico en la mayoría de las maneras más aproximadas, se usan relaciones más rigurosas para determinar la eficiencia superficial de componentes mecánicos y eléctricos deseados y es como sigue:

$$HP_{mp} = \frac{(PRHP) (CLF) \sum_{0^{\circ}}^{360^{\circ}} \left[ \frac{746 \times HP \text{ inst. de salida}}{(\text{eficiencia motor}) \text{ inst.}} \right]}{(0.90) \sum_{0^{\circ}}^{360^{\circ}} (740 \times HP \text{ inst. de salida})} \dots \quad (2.35)$$

Mediante un programa de cómputo se resuelve la ecuación -- 2.35 produciendo una correcta aceptable y económica capacidad de la potencia de la caja del motor (en balance) para cualquier geometría de una unidad de bombeo mecánico, sobre alguna aplicación normal.

## II.6. Fórmulas aproximadas de potencia.

Numerosas fórmulas son usadas para la determinación de la potencia del motor principal por varias compañías para aproximar -- los requerimientos de potencia. Para mostrar la amplia divergencia de las aproximaciones para determinar la potencia del motor principal (requerimientos) para una unidad de bombeo mecánico, algunas de esas aproximaciones se resumen aquí:

(1) Corresponde a una de las mayores compañías de Ingeniería Petrolera revelando el uso de sus aproximaciones en el boletín contineñ tal EMSCO A-267:

$$HP = \frac{N \times D}{PMF} \dots \quad (2.36)$$

donde:

- HP = potencia del motor principal
- D = profundidad del pozo (a la bomba), pies
- PMF = constante para varios tipos de motor principal
- N = (K) (EPM) (S)
- K = constante del émbolo
- EPM = velocidad de bombeo, epm
- S = longitud de la carrera, pg.

Las constantes PMF son las siguientes:

C - E. motor	=	85,000
--------------	---	--------

C - E motor eléctrico triángulo verde	= 85,000
C - E motor convertible triángulo verde	= 65,000
Otra hechura NEMA "C" motor	= 65,000
Otra hechura NEMA "D" motor	= 75,000
Motor multi-cilindro	= 65,000

(2) Otra compañía petrolera, usa la siguiente aproximación, en su manual de bombeo mecánico.

Unidad convencional

$$EBHP = PRHP \times 1.25 \dots \quad (2.37)$$

donde:

EBHP = potencia al freno del motor

PRHP = potencia de la varilla pulida determinada del procedimiento de diseño API RP 11L

Unidad aereobalanceada

$$EBHP = PRHP \times 1.25 \dots \quad (2.38)$$

donde:

PRHP =  $HP_h + HP_f$

$$= (PD \times L \times 7.4 \times 10^{-6}) + (6.25 \times 10^{-7} \times N \times S \times W_r)$$

$$= (\text{Ec. 2.25}) + (\text{Ec. 2.32})$$

para  $\gamma = 1.0$

Unidad Mark II

$$EBHP = PRHP \dots \quad (2.39)$$

donde PRHP se determina de igual forma que la unidad aereobalanceada.

Para motores de deslizamiento normal (NEMA "C")

$$HP_{np} = \frac{E B H P}{0.60} \dots \quad (2.40)$$

Para motores de alto deslizamiento (NEMA "D")

$$HP_{np} = \frac{E B H P}{0.80} \dots \quad (2.41)$$

(3) Una compañía constructora de equipos de bombeo sugiere que los requerimientos de potencia puede aproximarse como sigue:

Unidad convencional

$$HP = \frac{D \times B/D}{56,000} \text{ para motores de baja velocidad y alto deslizamiento. . .} \quad (2.42)$$

$$HP = \frac{D \times B/D}{45,000} \text{ para motores multi-cilindro y deslizamiento normal. . .} \quad (2.43)$$

donde:

D = profundidad de bombeo en pies

B/D = barriles de fluido por día basado sobre 100% de eficiencia volumétrica.

Unidad aereobalancada

Las mismas fórmulas que para la unidad convencional

Unidad Mark II

$$HP = \frac{D \times B/D}{56,000} \times 0.8 \text{ para motores de baja velocidad y alto deslizamiento. . .} \quad (2.44)$$

$$HP = \frac{D \times B/D}{45,000} \times 0.8 \text{ para motores multicilindro y deslizamiento normal. . .} \quad (2.45)$$

## II.7. Reducción de la velocidad y tamaño de la polea del motor.

La relación para la determinación del diámetro de la polea del motor para un tamaño de polea dado (conectado por bandas en V) es la siguiente:

$$de = \frac{Nm \cdot dm}{Ne} \quad . . . \quad (2.46)$$

donde:

de = diámetro de la polea del motor, pg

dm = diámetro de la polea de la unidad, pg

Ne = velocidad de la polea del motor, rpm

Nm = velocidad de la polea de la unidad, rpm.

Ahora,  $Z$  es igual a la relación de la velocidad del reductor entonces,

$$Z = N_M / N \dots \quad (2.47)$$

donde:

$N$  = velocidad de bombeo, epm

entonces,

$$de = \frac{NZ d_M}{N_c} \dots \quad (2.48)$$

## II.8. Capacidad de las unidades API

Antes de atender el diseño y selección de la instalación de bombeo, es admisible la discusión de la capacidad API para unidades de bombeo y significado de la designación del código de manufactura.

Por ejemplo, en el caso de una unidad de bombeo modelo C-228 D-200-74 se explica el significado de esta designación, de la manera siguiente.

La primera letra C se refiere a la unidad de geometría convencional. Los tres próximos números 228, se refiere a la capacidad de la torsión máxima API sobre el reductor de engranes en miles de lb-pg. en éste ejemplo la capacidad de torsión fue de 228,000 lb-pg. La letra D significa que el reductor de engranes es de doble reducción, los tres siguientes dígitos la máxima capacidad de la estructura (carga máxima sobre la varilla pulida) en cientos de libras; en este caso 20,000 lb.

Los dos últimos dígitos, 74, máxima carrera de la varilla pulida en pg. de esta unidad en particular, la longitud de carrera es de 74 pg. puede ser obtenida de acuerdo al fabricante, existen disponibles en 74, 64 y 54 pg.

Habrá que referirse al fabricante para determinar el efecto de contrabalanceo máximo el cual puede ser obtenido con una combinación dada de contrapesos disponibles. Otras especificaciones y dimensiones de la unidad están dadas en la literatura del fabricante.

Como otro ejemplo considere la unidad Mark II unidad M-1280 D-427-216. Esta unidad tiene capacidad máxima de torsión sobre el reductor de engranes de 1 280 000 pg-lb una capacidad de carga de la varilla pulida de 42 700 lb, y una longitud máxima de carrera de la varilla pulida de 216 pg.

Las longitudes de carrera que pueden ser obtenidas con esta unidad son de 216,192 y 167 pg.

La tabla 2.6 reproducida de API Std. 11E, muestra la capacidad de rango de las unidades de bombeo API esas son la mayoría - pero existen otras.

TABLA 2.6 TAMAÑO Y CAPACIDADES DE LAS UNIDADES DE BOMBEO MECANICO

TAMAÑO DE UNIDAD	CAPACIDAD REDUCTOR lb-pg.	CAPACIDAD ESTRUCT. lb	CARRERA MAX. pg.
6.4- 32- 16	6,400	3,200	16
6.4- 21- 24	6,400	2,100	24
10- 32- 24	10,000	3,200	24
10- 40- 20	10,000	4,000	20
16- 27- 30	16,000	2,700	30
16- 53- 30	16,000	5,300	30
25- 53- 30	25,000	5,300	30
25- 66- 36	25,000	5,600	36
25- 67- 36	25,000	6,700	36
40- 69- 36	40,000	6,900	36
40- 76- 42	40,000	7,600	42
40- 69- 42	40,000	6,900	42
40- 76- 48	40,000	7,600	48
57- 76- 42	57,000	7,600	42
57- 89- 42	57,000	8,900	42
57- 85- 48	57,000	8,500	48
57-109- 48	57,000	10,900	48
57- 76- 54	57,000	7,600	54
80-109- 48	80,000	10,900	48
80-133- 48	80,000	13,300	48
80-119- 54	80,000	11,900	54
80-133- 54	80,000	13,300	54
80-119- 64	80,000	11,900	64
114-133- 64	114,000	13,300	64
114-143- 64	114,000	14,300	64
114-173- 64	114,000	17,300	64
114-143- 74	114,000	14,300	74
114-119- 68	114,000	11,900	68
160-173- 64	160,000	17,300	64
160-143- 74	160,000	14,300	74
160-173- 74	160,000	17,300	74
160-200- 74	160,000	20,000	74
160-173- 86	160,000	17,300	86
228-173- 74	228,000	17,300	74
228-200- 74	228,000	20,000	74
228-213- 86	228,000	21,300	86
228-246- 86	228,000	24,600	86
228-173-100	228,000	17,300	100
228-213-120	228,000	21,300	120

TABLA 2.6 (CONT.)

TAMAÑO DE UNIDAD	CAPACIDAD REDUCTOR lb-pg.	CAPACIDAD ESTRUC. lb	CARRERA MAX. pg.
320-213-86	320,000		86
320-256-100	320,000	21,300	100
320-305-100	320,000	25,600	100
320-213-120	320,000	30,500	120
320-256-120	320,000	21,300	120
320-256-144	320,000	25,000	120
		25,600	144
456-256-120	456,000		120
456-305-120	456,000	25,600	120
456-365-120	456,000	30,500	120
456-256-144	456,000	36,500	144
456-305-144	456,000	25,600	144
456-305-168	456,000	30,500	144
		30,500	168
640-305-120	640,000		120
640-256-144	640,000	30,500	144
640-305-144	640,000	25,600	144
640-365-144	640,000	30,500	144
640-305-168	640,000	36,500	168
640-305-192	640,000	30,500	168
		30,500	192
912-427-144	912,000		144
912-305-168	912,000	42,700	168
912-365-168	912,000	30,500	168
912-305-192	912,000	36,500	168
912-427-192	912,000	30,500	192
912-470-240	912,000	42,700	192
912-427-216	912,000	47,000	240
		42,700	216
1280-427-168	1,280,000		168
1280-427-192	1,280,000	42,700	168
1280-427-216	1,280,000	42,700	192
1280-470-240	1,280,000	42,700	216
1280-470-300	1,280,000	47,000	240
		47,000	300
1824-427-192	1,824,000		192
1824-427-216	1,824,000	42,700	192
1824-470-240	1,824,000	42,700	216
1824-470-300	1,824,000	47,000	240
		47,000	300
2560-470-240	2,560,000		240
2560-470-300	2,560,000	47,000	240
		47,000	300
3648-470-240	3,648,000		240
3648-470-300	3,648,000	47,000	240
		47,000	300

TABLA 2.7

PORCION DE LA TABLA API- 11L3

VARILLA No. 76		PROFUNDIDAD DE BOMBA 4500				PRODUCCION 150				
DIAM. BOMBA	LONGITUD DE CARRERA	EPM	PPRL	MPRL	ESFUERZO	PT.	PRHP	CBE	WRF	
1.08	30.	29.7	13781.	3530.	22930.	71.	9.8	8344.	7012.	
1.08	38.	28.6	13269.	3550.	22078.	86.	9.8	8344.	7012.	
1.08	42.	24.0	13189.	3582.	21945.	105.	10.3	8344.	7012.	
1.08	48.	22.8	13160.	3392.	21696.	123.	10.5	8344.	7012.	
1.08	54.	20.9	13108.	3255.	21811.	141.	10.8	8344.	7012.	
1.08	64.	17.3	12673.	3590.	21088.	158.	9.7	8344.	7012.	
1.08	74.	15.0	12535.	3908.	20858.	175.	9.8	8344.	7012.	
1.08	88.	13.2	12490.	4145.	20782.	198.	9.8	8344.	7012.	
1.08	100.	11.4	12254.	4358.	20389.	223.	9.5	8344.	7012.	
1.08	120.	9.5	11982.	4735.	19938.	253.	9.4	8344.	7012.	
1.08	144.	8.0	11792.	5094.	19820.	292.	9.0	8344.	7012.	
1.08	168.	6.9	11724.	5088.	19507.	340.	9.4	8344.	7012.	
1.25	24.	29.4	13094.	4543.	21707.	51.	7.7	8748.	7055.	
1.25	30.	25.7	12892.	4585.	21451.	63.	7.9	8748.	7055.	
1.25	38.	22.9	12752.	4258.	21219.	77.	7.9	8748.	7055.	
1.25	42.	20.8	12787.	4060.	21243.	98.	8.1	8748.	7055.	
1.25	48.	18.3	12848.	4214.	21042.	113.	7.8	8748.	7055.	
1.25	54.	15.7	12392.	4491.	20018.	123.	7.2	8748.	7055.	
1.25	64.	13.2	12268.	4825.	20410.	141.	7.0	8748.	7055.	
1.25	74.	11.6	12182.	4932.	20238.	157.	7.0	8748.	7055.	
1.25	88.	10.0	11663.	5230.	19903.	170.	7.1	8748.	7055.	
1.25	100.	8.6	11804.	5513.	19640.	187.	7.3	8748.	7055.	
1.50	24.	25.0	12931.	4992.	21516.	48.	6.5	9378.	7120.	
1.50	30.	22.1	13069.	4865.	21745.	62.	6.7	9378.	7120.	
1.50	38.	19.4	13021.	3003.	21885.	72.	6.6	9378.	7120.	
1.50	42.	17.0	13014.	4143.	21655.	87.	6.0	9378.	7120.	
1.50	48.	13.9	12778.	5210.	21250.	103.	5.9	9378.	7120.	
1.50	54.	12.2	12748.	5210.	21213.	119.	5.8	9378.	7120.	
1.50	64.	10.2	12657.	5271.	21060.	143.	5.8	9378.	7120.	
1.50	74.	8.7	12497.	5638.	20793.	157.	5.8	9378.	7120.	
1.75	30.	20.2	13820.	4168.	23010.	62.	6.1	10120.	7204.	
1.75	38.	17.3	13805.	4360.	22970.	72.	6.1	10120.	7204.	
1.75	42.	14.6	13801.	5325.	22983.	83.	6.0	10120.	7204.	
1.75	48.	11.6	13955.	5539.	22720.	100.	5.3	10120.	7204.	
1.75	54.	10.1	13843.	5825.	22700.	120.	5.3	10120.	7204.	
2.00	42.	13.4	15155.	5877.	25218.	89.	5.3	10884.	7303.	
2.00	48.	10.7	15003.	5727.	24972.	105.	5.1	10884.	7303.	
2.25	48.	10.4	16723.	5893.	27825.	111.	5.0	11958.	7409.	

### III. EQUIPO SUBSUPERFICIAL

#### III.1. Bombas Subsuperficiales.

Cuando la presión de un yacimiento es tan baja para permitir que el pozo fluya por su propia energía, existen métodos artificiales para suplementar esta energía para levantar el fluido hasta la superficie. Esto puede realizarse a través del uso de bombas subsuperficiales las cuales pueden ser divididas dentro de tres tipos:

- 1.- Bombas de varillas
- 2.- Bombas hidráulicas subsuperficiales
- 3.- Bombas electrocentrifugas sumergibles

Las bombas de varillas pueden dividirse en tres tipos.

- 1.- Bombas de tuberías de producción
- 2.- Bombas de inserción
- 3.- Bombas de tubería de revestimiento

Todos estos tipos de bombas trabajan por una sarta de varillas de succión y una unidad de bombeo superficial.

Algunas bombas de varillas consisten de cuatro elementos.

- 1.- un barril de trabajo
- 2.- un émbolo
- 3.- una válvula de pie
- 4.- una válvula viajera

La diferencia básica entre una bomba de tubería de producción y una de inserción, es la forma de instalar el barril. En las bombas de tubería de producción el barril de trabajo es conectado al fondo de la tubería y es corrido dentro del pozo como una parte integral de la sarta de tubería.

Con la bomba de inserción, el barril de trabajo es una parte integral del conjunto de la bomba subsuperficial y se desplaza como una unidad con la sarta de varillas de succión dentro de la tubería de producción (o tubería de revestimiento).

#### III.1.1. Bombas de tubería de producción.

Una ventaja básica de las bombas de tubería de producción es que tiene gran desplazamiento con respecto a las de inserción ya que el diámetro grande del émbolo puede usarse dentro de un barril de trabajo grande. Sin embargo, las bombas de tubería de producción tienen la desventaja de que toda la sarta de tubería debe ser extraída con el fin de darle servicio al barril.

Por esta razón las bombas de tubería de producción son usadas generalmente, solo cuando la producción esperada no puede ser obtenida con una bomba de inserción bajo una combinación adecuada de emboladas y velocidad para alguna unidad de bombeo seleccionada. Obviamente, la unidad seleccionada depende completamente de la economía y eficiencia de operación. La Fig. 3.1 esquematiza una - - - bomba de tubería de producción típica.

Los diferentes tipos de bombas de tubería de producción son clasificadas en relación al:

- 1.- tipo de barril de trabajo
- 2.- colocación de la válvula de pie
- 3.- tipo de émbolo

Obviamente, un gran número de tipos diferentes de esas tres clasificaciones son posibles. Por ejemplo, una bomba de tubería de producción con un tipo particular de barril podrá tener alguno de los varios arreglos de la válvula de pie o de los tipos de émbolos.

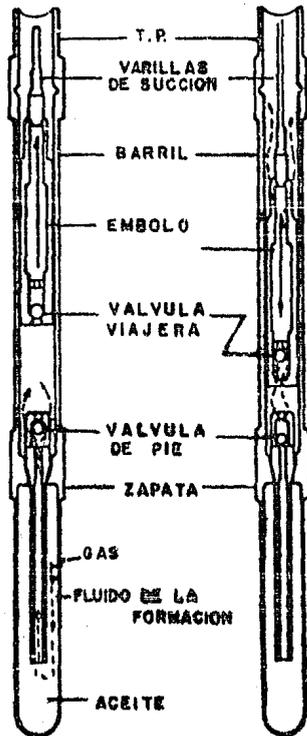
#### III.1.2. Bombas de tubería de producción clasificadas de acuerdo al tipo de barril de trabajo.

Desde el punto de vista del tipo de barril de trabajo usado, las bombas de tubería de producción se pueden dividir en tres grupos:

- 1.- Bombas de barril de trabajo común. El barril está hecho de acero sin costura forjado en frío, hierro fundido o aleación resistente a la corrosión. Con este tipo de bomba una longitud de la tubería forjada en frío esta pulida sobre el interior para aislar la pared. El diámetro máximo del barril es de aproximadamente cerca de  $\frac{1}{4}$  pg. menos que el diámetro interior de la sarta de tubería para permitir suficiente espacio para el émbolo cuando baje a través de la sarta. El barril de trabajo se conecta al fondo de la sarta. Estos tipos de barriles se designan por el API como diseño de barriles de pared gruesa.
- 2.- Bombas de barril de trabajo de cilindro integral. Este tipo de bomba consiste de un simple tubo de acero templado (aleación resistente a la corrosión) el cual es maquinado y asentado en una sola pieza.
- 3.- Bombas de cilindro interior seccionado. El barril de este tipo de bombas consiste de una camisa de acero en el exterior con un maquinado corto y exactamente asentado y montado a lo largo del interior de la camisa. Las diferentes secciones están hechas de acero templado, hierro fundido o acero aleado y ajustadas en posición por una fuerza de compresión ejercida por un collar de sujeción al final

**CARRERA  
ASCENDENTE**

**CARRERA  
DESCENDENTE**



**FIG. 3.1** BOMBA SUBSUPERFICIAL DE (T.P.) MOSTRANDO LA LOCALIZACION DE LAS VALVULAS DE PIE Y VIAJERA EN LA CARRERA ASCENDENTE Y DESCENDENTE

de la camisa.

### III.1.3. Bombas de tubería de producción clasificadas de acuerdo al tipo de válvula de pie.

Desde el punto de vista del arreglo de la válvula de pie -- las bombas de T.P. pueden tener:

- 1.- Válvula de pie fija
- 2.- Válvula de pie removible

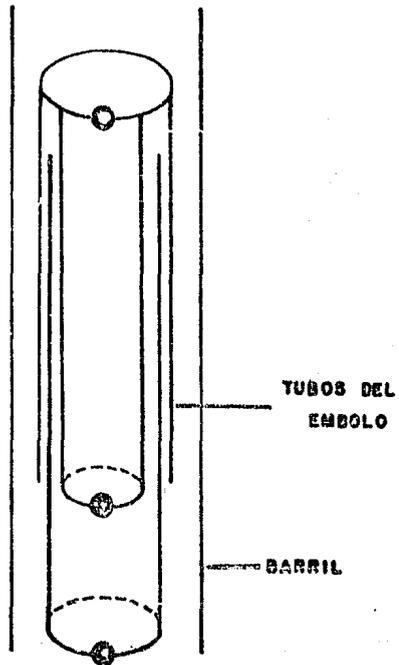
La válvula de pie tipo-fija se ensambla en el fondo de la T.P. y para darle servicio a la válvula la T.P. debe ser extraída del pozo. Este tipo de válvula puede ser de varias medidas, y pueden ser completamente efectivas en pozos con nivel de fluido bajo con fluido viscoso o cuando el barril de trabajo no se llena completamente.

La válvula de pie tipo removible se instala en el barril de trabajo antes de que el barril sea corrido dentro o cuando la válvula es bajada con T.P. desde la superficie y es empujada para insertarla por el émbolo. Estas válvulas son ajustadas por uno o varios tipos de arreglos de sujeción los cuales emplean capas de sellos especiales y un elemento de fricción.

### III.1.4. Bombas de tubería de producción clasificadas de acuerdo al tipo de émbolo.

Desde el punto de vista del tipo de émbolo usado, el método más conveniente de clasificación es dividir las bombas de tubería de producción dentro de grupos de acuerdo al sello usado por el émbolo.

- 1.- Bombas de émbolo equipadas con copas (émbolo con empaque suave). Este tipo es la forma más vieja de sello de émbolo para bombas de varillas de succión de pozos petroleros. Las copas generalmente se hacen de cuero y lona impregnada de caucho. Sin embargo, nuevos tipos de material sintético para copas están disponibles y muchos de ellos son excelentemente resistentes a la corrosión. En la carrera ascendente la presión ejercida por la columna de fluido hace a las copas expandirse y formar el sello entre el borde de la copa y la pared del barril. En la carrera descendente la presión es igualada en los lados de las copas y la copa se colapsa hacia adentro permitiendo que el émbolo caiga libremente. -- Los émbolos con empaque duro pueden ser usados en todos los tipos de varillas y bombas de T.P. pero normalmente no abajan de 5000 pies.
- 2.- Bombas con émbolo metálico, el émbolo metálico puede ser he-



**FIG 3.2 BOMBA CON EMBOLO DE TUBOS  
CONCENTRICOS**

cho de hierro fundido o acero y son hechos con un sello de superficie lisa llamado émbolo metálico "plano" o con una superficie estriada llamado émbolo metálico "estriado".

Los émbolos metal a metal dependen sobre todo de un espacio extremadamente cerrado (dependiendo de la viscosidad del fluido) para proporcionar el sello del fluido. Estos émbolos pueden ser hechos de una simple pieza de T.P., o secciones cortas de T.P. pueden ser ensambladas en el centro del tubo a la profundidad considerada. Estos émbolos generalmente son usados en pozos con profundidades, hasta de 7000 pies.

- 3.- Bombas con tubos concéntricos. Este grupo incluye bombas -- las cuales dependen del sello del fluido y una larga distancia que el fluido tendrá que recorrer al ser desplazado por el émbolo. Este tipo utiliza tres tubos, como se ilustra en la Fig. 3.2. Una ventaja de este arreglo es que la gran longitud del sello del fluido elimina la necesidad de un émbolo con un claro entre éste y el barril, muy reducido.

#### III.1.5. Bombas de Inserción.

La ventaja de las bombas de inserción es que pueden conectarse a la sarta de varillas de succión y el conjunto total puede ser extraído a la superficie. Con este tipo de bombas, el barril de trabajo es bajado con las varillas; consecuentemente deben tomarse algunas medidas para asegurar el barril en la base de la tubería de producción para ofrecer un empaque al fluido y facilitar el movimiento relativo del barril de trabajo y el émbolo. Varios arreglos son usados para este propósito. El asiento de copas puede estar sobre el barril de trabajo o en un asiento especial, que puede estar en el fondo de la tubería de producción. El anclaje se puede hacer en la cima o base del barril.

Desde el punto de vista de operación las bombas de inserción puede dividirse en dos grupos:

- 1.- Bombas invertidas (bombas viajeras). En este tipo de bombas el ensamble del émbolo es estacionario y el barril de trabajo es la parte móvil. La ventaja de este arreglo es que el movimiento del barril elimina el arenamiento entre el barril de trabajo y la tubería de producción. Sin embargo, la fricción puede ser considerable.
- 2.- Bombas de inserción estacionarias. En este tipo de bombas el barril de trabajo es estacionario y el émbolo es la parte móvil.

Desde el punto de vista del barril de trabajo y émbolo usado, la mayor parte de las consideraciones ya discutidas para bomba de tubería de producción también son aplicables a

las de inserción.

Las ventajas y desventajas de barriles de pared delgada y gruesa (una pieza) y construcción del barril son:

- (1) Con cualquier longitud de barril, una bomba de barril de pared delgada produce un volumen mayor de fluido que una bomba de cilindro interior de cualquier diámetro exterior, debido a que puede fabricarse con un gran diámetro interior.
- (2) Debido a su construcción simple, el barril de una sola pieza es tan bajo en precio como una de cilindro interior de cualquier longitud y diámetro exterior.
- (3) Los costos de mantenimiento son bajos con una bomba de barril de una sola pieza en comparación con una de cilindro interior debido a sus pocas partes y servicio fácil.
- (4) Cuando se desea el anclaje de una bomba de varillas, una bomba equipada con un barril de una sola pieza puede ser usado en pozos mas profundos que son considerados seguros con una bomba de cilindro. El barril de una pieza puede alargarse bajo la carga de la columna de fluido en pozos profundos, y los cilindros regresan flojos y desalineados, una construcción "cerrada de cilindro" supera esta desventaja y puede ser usada con un anclaje superior en pozos profundos.
- (5) Cilindros y barriles de una sola pieza de pared gruesa no están limitados en longitud como los barriles de una sola pieza de pared delgada, y pueden ser usados con un collar de conexión central.
- (6) Las secciones de los barriles de cilindro seccionado (a menudo de material fundido), puede ser rectificadas y revisadas para reducir costos de remplazo
- (7) El espacio de tolerancia entre el barril y el émbolo puede ser logrado con un barril de cilindro seccionado mayormente que con un barril o cilindro de una sola pieza. Esto es una consideración importante para pozos con alta presión de fondo para reducir la relación émbolo-deslizamiento. En resumen la posibilidad de arenamiento es menor.
- (8) Metales especiales para la corrosión y abrasión que no pueden resistir el esfuerzo impuesto sobre la longitud, construcciones sólidas del barril de una sola pieza o aquellos que se extraen deformándose cuando tienen una gran longitud, pueden ser hechos y usados dentro de cilindros cortos y utilizarse en la construcción de cilindros seccionados.

### III.1.6. Bombas de Tuberfa de Revestimiento.

Este grupo de bombas incluye todas aquellas que utilizan - tuberfa de revestimiento en lugar de tuberfa de producci3n a trav3s de la cual el fluido se bombea a la superficie. Una bomba de -- T.R. se corre dentro del pozo con varillas de succi3n y empacador uno u otro en la parte superior o inferior del barril de trabajo, proporcionando un sello entre el barril de trabajo y la T.R.. La - T.P. no se utiliza en este tipo de instalaci3n.

Generalmente, las bombas de T.R. son de la misma longitud - que las bombas de inserci3n y son asentadas y operadas de la misma manera. Estas bombas de T.R. manejan grandes vol3menes a una pro-- fundidad somera y son particularmente adecuadas para instalaciones donde se requiere de altos gastos de producci3n.

### III.1.7. El ciclo de bombeo.

La Fig. 3.3 muestra las diferentes etapas en un ciclo de -- bombeo. El ciclo puede ser aplicable en bombas de T.P., inserci3n y T.R.

En la Fig. 3.3.(a) se muestra el movimiento del 3mbolo al - final de la carrera descendente. El fluido se mueve a trav3s de la v3lvula viajera cuando est3 abierta, mientras que el peso de la co-- lumna de fluido en la T.P. es soportado por la v3lvula de pie man-- teniendola cerrada.

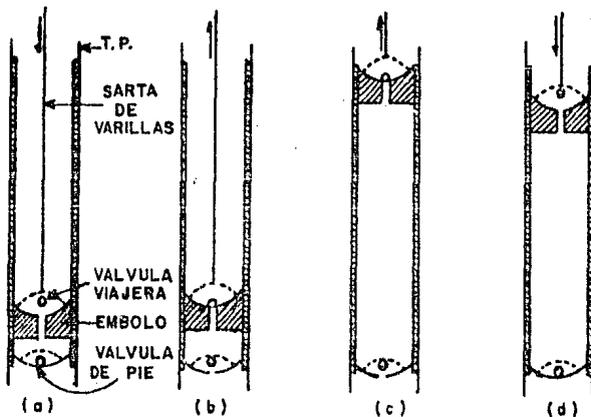
En (b) el 3mbolo es movido hacia arriba, pr3ximo a la base de la carrera. La v3lvula viajera ahora se cierra; y por consi-- guiente la carga debida a la columna del fluido se transfiere de - la T.P. a la sarta de varillas.

En (c) el 3mbolo es movido hacia arriba, cerca de la cima - de la carrera. La v3lvula viajera est3 cerrada y la v3lvula de pie est3 abierta si existe producci3n del pozo. Debido a que la colum-- na del fluido es levantada, el barril de la bomba se vacfa permi-- tiendo la entrada de nuevo fluido.

En (d) el 3mbolo es movido hacia abajo cerca de la cima de la carrera, la v3lvula de pie es cerrada por el incremento de pre-- si3n resultante de la compresi3n del volumen del fluido entre las v3lvulas viajeras y de pie. La v3lvula viajera es abierta despu3s de que el 3mbolo alcanza el fondo de la carrera y el ciclo se vuel-- ve a repetir.

### III.1.8. Clasificaci3n de bombas (API)

El Instituto Americano del Petr3leo (API-AR) ha adoptado un sistema para la clasificaci3n de bombas subsuperficiales. Esta se muestra en la Fig. 3.4.



CICLO DE BOMBEO. a) MOVIMIENTO DEL EMBOLO HACIA ABAJO, CARRERA CERCA DEL FONDO. b) MOVIMIENTO DEL EMBOLO HACIA ARRIBA, CARRERA CERCA DEL FONDO. c) MOVIMIENTO DEL EMBOLO HACIA ARRIBA, CARRERA CERCA DE LA CIMA. d) MOVIMIENTO DEL EMBOLO HACIA ABAJO, CARRERA CERCA DE LA CIMA.

FIG. 3.3  
CICLO DE BOMBEO

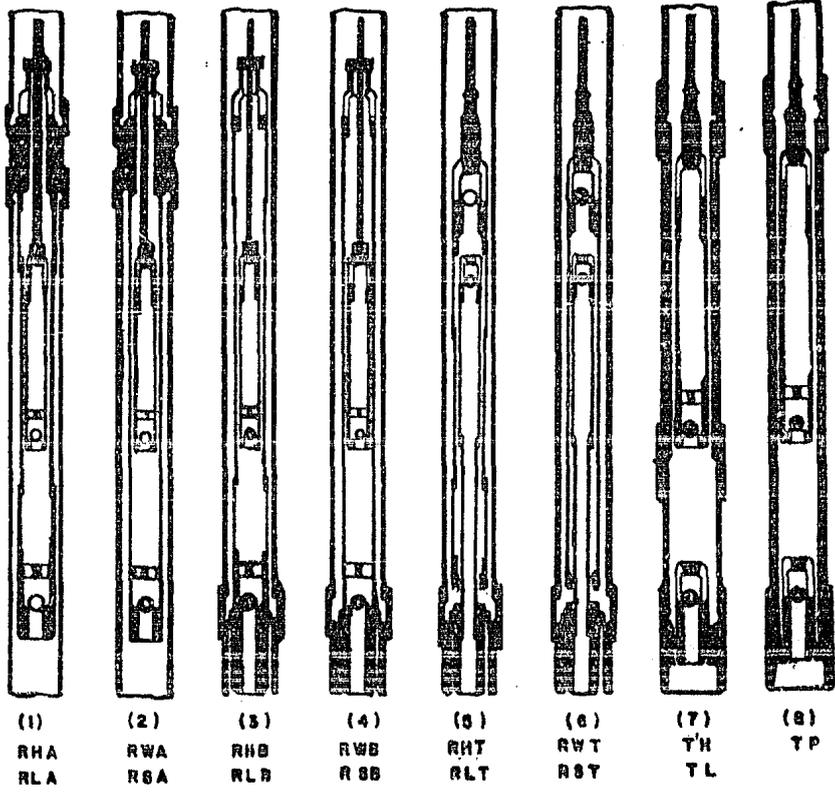


FIG 3.4 CLASIFICACION DE BOMBAS API

Los tipos de bombas son las siguientes:

- (1) Tipo T.P. con o sin extensión de zapata y niple.
- (2) Tipo varilla, barril estacionario, con anclaje superior.
- (3) Tipo varilla, barril estacionario, con anclaje inferior.
- (4) Tipo varilla, barril móvil.

La designación completa está dada en la Fig.-3.5.

### III.1.9. Selección del tamaño de la bomba subsuperficial.

Para una profundidad de bombeo dada y un volumen de fluido a producirse existe un tamaño óptimo del diámetro de la bomba, la cual nos dará una carrera efectiva del émbolo y una velocidad moderada de operación. Si el émbolo es mayor, altas cargas son impuestas al equipo sin necesidad y el viaje del émbolo puede provocar operación ineficiente. De otra manera, si el émbolo es pequeño, -- las velocidades de bombeo pueden llegar a ser altas incrementando los efectos de aceleración que pueden resultar en incrementos de -- cargas máximas al equipo. El factor básico en la selección del tamaño adecuado de una bomba es el volumen de fluido desplazado por cada pulgada de carrera. Este desplazamiento de volumen depende so bre todo del diámetro donde esté colocada la bomba.

El desplazamiento teórico de la bomba puede ser determinado por:

$$PD = A_p (pg^2) \times Sp (pg/emb) \times N (epm) \times \frac{1440 \text{ min/día}}{9702 \text{ pg}^3/\text{bl}}$$
$$PD = 0.1484 A_p Sp N \dots \quad (3.1)$$

donde:

PD = desplazamiento total de la bomba (bl/día)  
AP = Area transversal del émbolo de la bomba ( $pg^2$ )  
Sp = Carrera efectiva del émbolo (pg)  
N = Velocidad de bombeo, (epm)

La constante de bombeo, K, para algún tamaño de émbolo dada, se determina por:

$$K = 0.1484 A_p \dots \quad (3.2)$$

Así, el desplazamiento de la bomba para un tamaño de émbolo y una combinación de velocidad de bombeo y carrera dada puede ser determinado por:

$$PD = K Sp N \dots \quad (3.3)$$

UNA ESPECIFICACION COMPLETA DE BOMBAS INCLUYE : (1) DIAMETRO NOMINAL DE LA TUBERIA DE PRODUCCION, (2) DIAMETRO DEL EMBOLO, (3) TIPO DE BOMBA INCLUYENDO LOCALIZACION Y TIPO DE ASIEN TO, (4) LONGITUD DEL BARRIL, (5) LONGITUD DEL EMBOLO, (6) LONGITUD TOTAL DE LAS CONEXIONES.

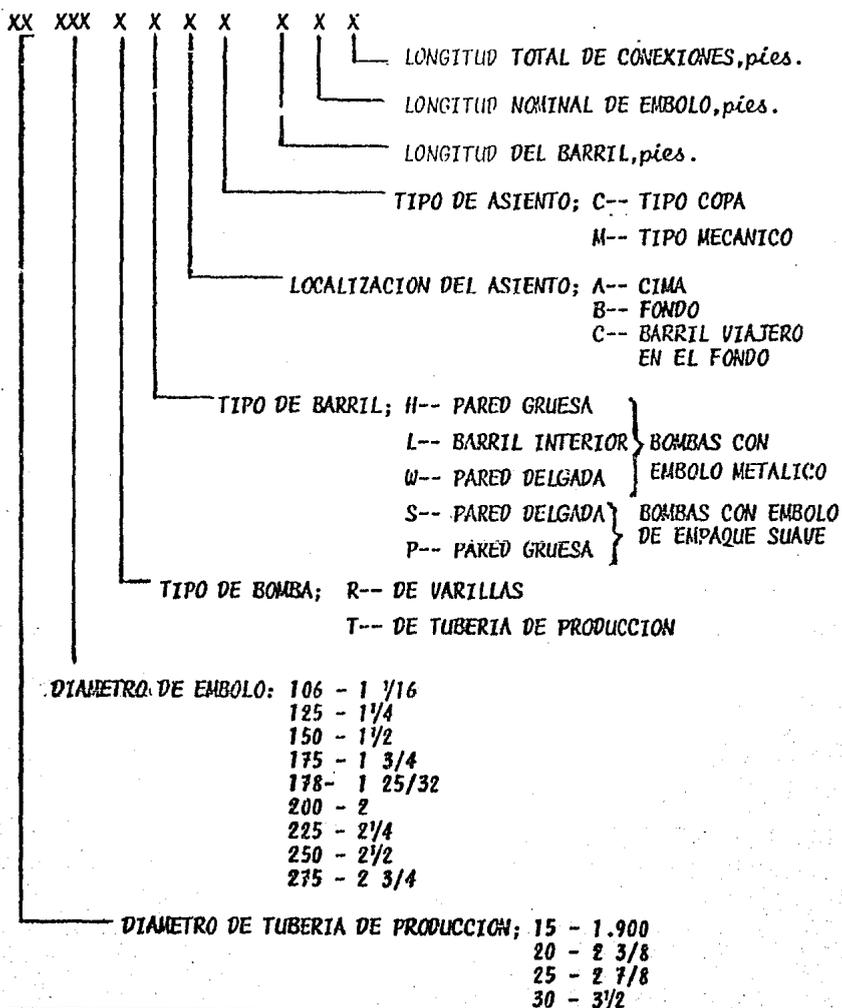


Fig. 3.5  
ESPECIFICACIONES DE BOMBAS

La tabla (3.1) muestra áreas de émbolo y constantes de bombeo para diversos tipos de bombas.

El gasto de producción real en la superficie  $q$ , puede ser menor que el desplazamiento teórico total de la bomba a causa de la eficiencia volumétrica.

$$E_v = q/PD \quad \delta \quad q = E_v PD \dots \quad (3.4)$$

La eficiencia volumétrica puede variar en diferentes rangos, pero comunmente es del 70 - 80%. En el capítulo VI se explica con mayor detalle. Esta eficiencia es afectada, por el resbalamiento y propiedades de los fluidos, contenido de gas y características de fluidos espumosos. Una consideración importante en pozos de bombeo mecánico, es el encogimiento del fluido entre el bombeo del fondo y la cabeza del pozo. Como el fluido es elevado, se desprende gas en solución, hay una diferencia significativa entre el desplazamiento volumétrico de la bomba en el fondo y el volumen liberado en la superficie. Este efecto se indica por un factor de encogimiento mayor que 1.0 indicando que el bombeo en el fondo debe desplazar más fluido con algún porcentaje adicional del volumen liberado en la superficie. Por ejemplo un factor de encogimiento de 1.15 indica que se desplazaran 115 barriles y se liberarán 100 barriles de fluido en la superficie. La experiencia de campo permite generalmente dar una mejor estimación de la eficiencia volumétrica de la bomba. La selección del tamaño óptimo del émbolo para un gasto de producción deseado a una determinada profundidad es importante para obtener altas eficiencias y prevenir cargas innecesarias sobre la sarta de varillas y el equipo superficial.

Como un ejemplo, la tabla 3.2 puede usarse como una guía en la determinación del tamaño del émbolo para condiciones óptimas, cuando la carrera en la superficie es menor a 74 pg. Dicha tabla debe usarse solamente para selecciones preeliminares.

Las tablas 3.3 y 3.4 proporcionan datos de bombas y de tubería de producción, respectivamente utilizados en esta selección preeliminar, la cual puede determinarse a partir de la ecuación 3.3, y que puede escribirse como sigue:

$$PD = K SpN = 0.1484 \quad ApSp \quad N$$

$$PD = 0.1484 \left( \frac{\pi}{4} \right) D_p^2 \quad SpN \dots \quad (3.5)$$

$$PD = 0.1166 \quad D_p^2 \quad SpN \dots \quad (3.6)$$

Si la carrera efectiva del émbolo es de 80% o más de la carrera de la varilla pulida en la superficie ( $Sp/S = 0.80$ ) entonces, la ecuación 3.6 puede escribirse como:

TABLA 3.1 CONSTANTES DE BOMBA

DIAMETRO DE EMBOLO pg.	AREA DE EMBOLO pg <sup>2</sup>	CONSTANTE (K)
5/8	0.307	0.046
3/4	0.442	0.066
15/16	0.690	0.102
*1	0.785	0.117
*1 1/16	0.886	0.132
1 1/8	0.994	0.148
*1 1/4	1.227	0.182
*1 1/2	1.767	0.262
*1 3/4	2.405	0.357
*1 25/32	2.488	0.370
*2	3.142	0.466
*2 1/4	3.976	0.590
*2 1/2	4.909	0.728
*2 3/4	5.940	0.881
*3 3/4	11.045	1.640
*4 3/4	17.721	2.630

\* TAMAÑOS API

TABLA 3.3 CONSTANTES DE BOMBA

DIAMETRO DE EMBOLO Dp (pg)	DIAM. AL CUADRADO Dp <sup>2</sup> (pg <sup>2</sup> )	FACTOR DE CARGA* (0.340 Dp <sup>2</sup> ) lb-pie	K
1 1/16	1.1289	0.384	0.132
1 1/4	1.5625	0.531	0.182
1 1/2	2.2500	0.755	0.262
1 3/4	3.0625	1.041	0.357
2	4.0000	1.360	0.466
2 1/4	5.0625	1.721	0.590
2 1/2	6.2500	2.125	0.728
2 3/4	7.5625	2.571	0.881
3 3/4	14.0625	4.781	1.640
4 3/4	22.5625	7.671	2.630

\* PARA FLUIDOS DE DENSIDAD RELATIVA DE 1.00

**TABLA 3.2**

**DIAMETROS DE EMBOLO RECOMENDADOS PARA CONDICIONES OPTIMAS**

NIVEL NETO DE FLUIDO (pie)	PRODUCCION DE FLUIDOS -bl/día- 80% EFICIENCIA									
	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
2000	1/2	1/4	2	2 1/4	2 1/2	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4
	1/4	1/2	1 3/4	2	2 1/4	2 1/2				
3000	1/2	1 3/4	2	2 1/4	2 1/2	2 1/2	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4
	1/4	1/2	1 3/4	2	2 1/4	2 1/4	2 1/2			
4000	1/4	1 3/4	2	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4		
		1/2	1 3/4	2	2					
5000	1/4	1 3/4	2	2	2 1/4	2 1/4				
		1/2	1 3/4	1 3/4	2					
6000	1/4	1/2	1 3/4	1 3/4						
		1/4	1/2							
7000	1/4	1/2								
	1/8	1/4								
8000	1/4									
	1/8									

PARA LONGITUD DE CARRERA MENOR  
DE 74 pg.

TABLA 3.4 DATOS DE TUBERIA DE PRODUCCION

DIAMETRO DE T.P (pg)	DIAMETRO EXTERIOR (pg)	DIAMETRO INTERIOR (pg.)	AREA DE METAL (pg <sup>2</sup> )	CONSTANTE DE ELASTIC. pg/lb-pie Et
1.900	1.900	1.610	0.800	0.5000x 10 <sup>-6</sup>
2 3/8	2.375	1.995	1.304	0.307 x 10 <sup>-6</sup>
2 7/8	2.875	2.441	1.812	0.221 x 10 <sup>-6</sup>
3 1/2	3.500	2.992	2.590	0.154 x 10 <sup>-6</sup>
4	4.000	3.476	3.077	0.130 x 10 <sup>-6</sup>
4 1/2	4.500	3.958	3.601	0.111 x 10 <sup>-6</sup>

TABLA 3.5 TIPO Y TAMAÑO MAXIMO DE BOMBAS

TIPO DE BOMBA	DIAMETRO DE TUBERIA (pg.)			
	1.900	2 3/8	2 7/8	3 1/2
DE TUBERIA DE PRODUCCION DE UNA PIEZA, BARRIL PARED DELGADA (TW)	1 1/2	1 3/4	2 1/4	2 3/4
DE TUBERIA DE PRODUCCION DE UNA PIEZA, BARRIL PARED GRUESA (TH)	1 1/2	1 3/4	2 1/4	2 3/4
DE TUBERIA DE PRODUCCION CON BARRIL INTERIOR (TL)	-	1 3/4	2 1/4	2 3/4
DE VARILLAS DE UNA PIEZA, CON BARRIL PARED DELGADA (RW)	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2
DE VARILLAS DE UNA PIEZA, CON BARRIL PARED GRUESA (RH)	1 1/16	1 1/4	1 3/4	2 1/4
DE VARILLAS DE BARRIL INTERIOR	-	1 1/4	1 3/4	2 1/4

$$D_p^2 = \frac{PD}{0.1166 (0.8S)N} \dots \quad (3.7)$$

$$D_p^2 = \frac{10.72 (PD)}{SN} \dots \quad (3.8)$$

Una vez que el cuadrado del émbolo ha sido calculado con la ecuación (3.8), encontrar el diámetro del émbolo de la Tabla 3.3, la cual tiene un valor de  $D_p^2$  justamente mayor que el calculado, - será el indicado requerido para el tamaño de la bomba.

Después de que el tipo y tamaño de la bomba ha sido determinado se debe asegurar que el máximo tamaño no sea menor al calculado. El tamaño máximo y el tipo de bombas se dan en la Tabla 3.5.

Las Figs. 3.6 - 3.8, pueden ser usadas para estimar la máxima velocidad de bombeo para unidades Convencionales, Aerobalanceadas y Mark II respectivamente. En la mayoría de los casos la máxima caída libre, de la sarta de varillas es primeramente controlada por las fuerzas de flotación en el pozo, más que por la geometría de la unidad. En algunos pozos la máxima velocidad de bombeo en la caída libre puede ser considerablemente mayores que las indicadas en las figuras, mientras que en otras la máxima velocidad de bombeo puede ser menor que la mostrada. Como ejemplo, un pozo somero con carrera de 120 pg., la Mark II pronosticó 13.1 epm., sin embargo, la Mark II opera satisfactoriamente desde hace años a 20 epm, alrededor del 50% más rápido que la pronosticada.

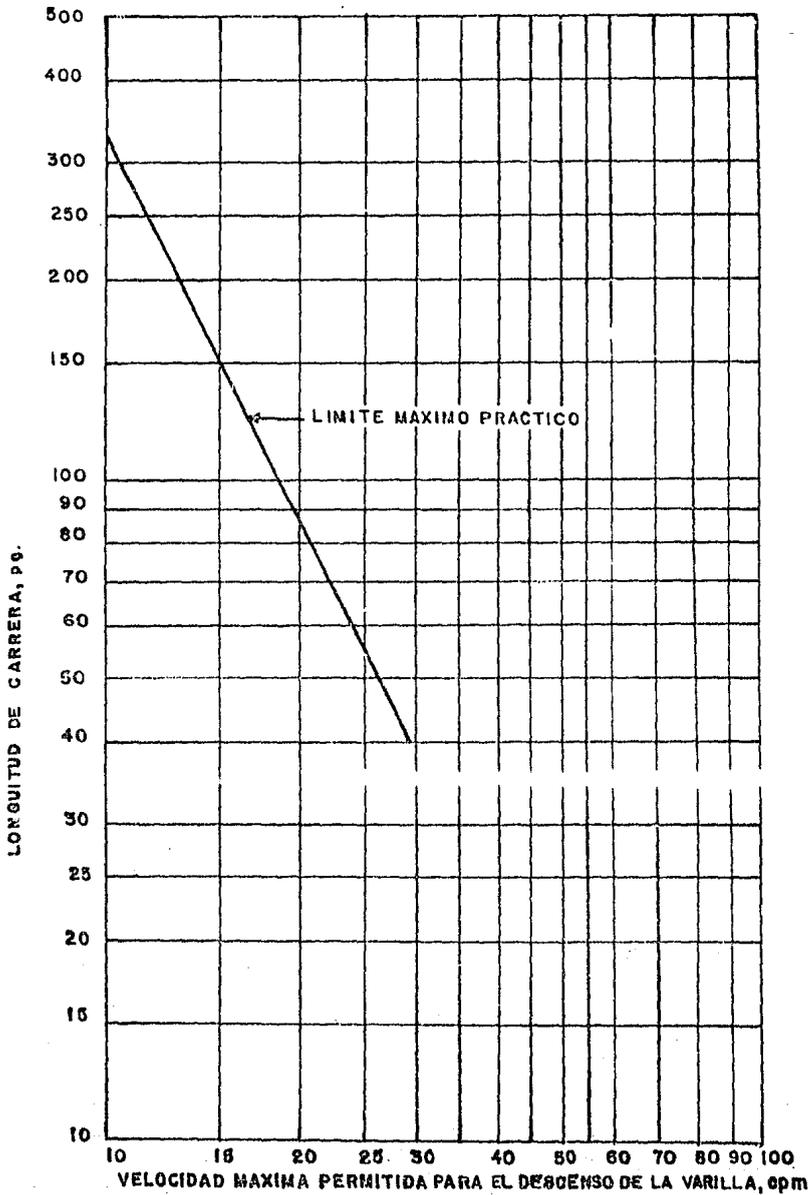
### III.2. La sarta de varillas de succión; consideraciones generales.

La sarta de varillas de succión es un sistema vibratorio -- complejo, el cual transmite energía del equipo superficial a la -- bomba subsuperficial. El diseño de una instalación de bombeo incluyendo los equipos subsuperficial y superficial, requiere la selección adecuada de una sarta de varillas de succión.

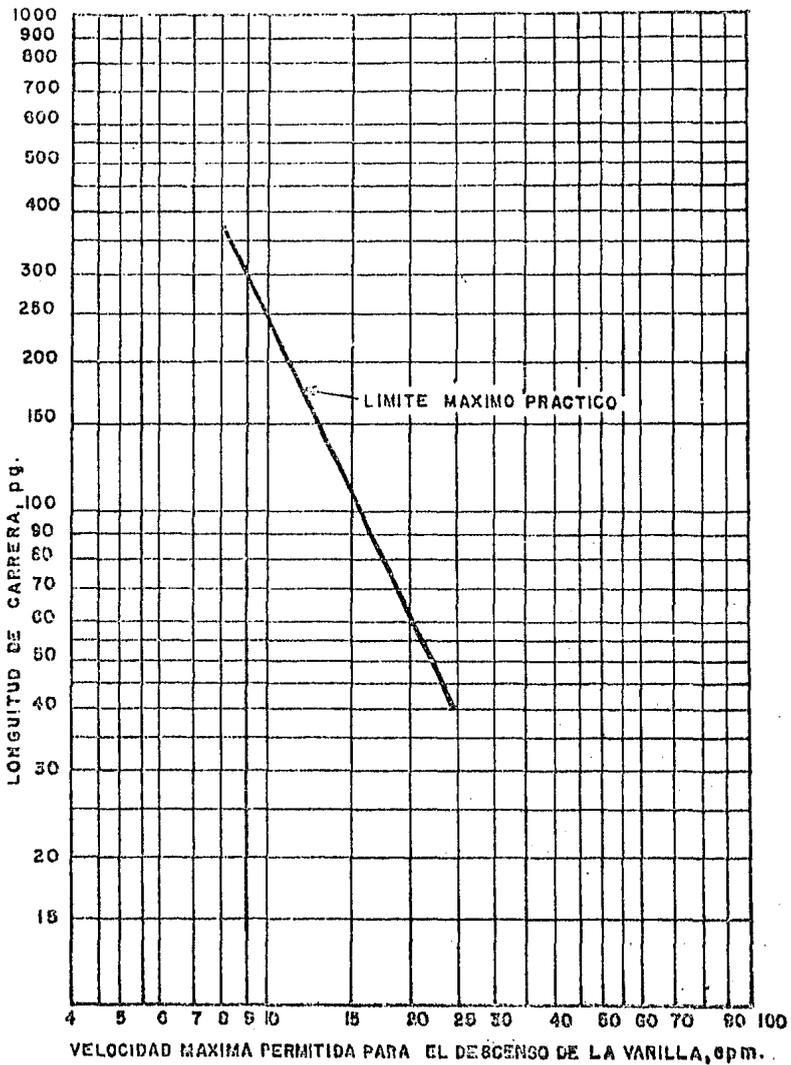
El principal constituyente de todas las varillas de succión es el acero, contienen más del 90% en su composición.

Sin embargo, el acero puro es suave y frágil, por lo que requiere de una aleación de otros elementos para proporcionar la -- fuerza necesaria. Los diversos materiales que pueden alearse para fabricar esos aceros y los efectos de estos son resumidos a continuación.

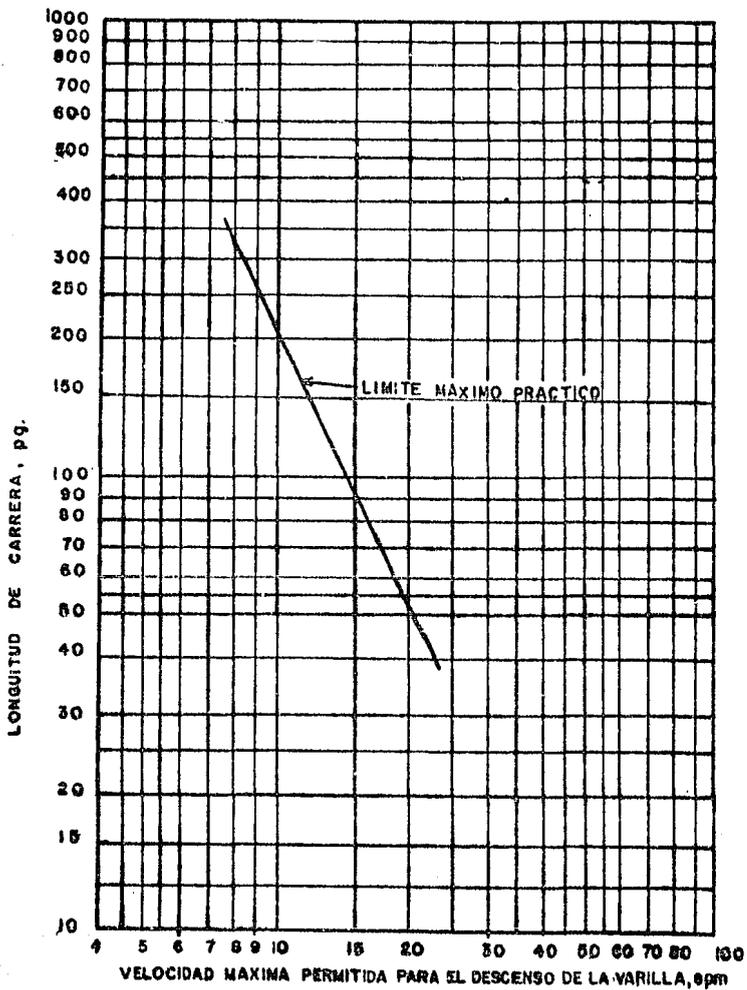
El carbón es el componente esencial de muchos metales y es agregado para incrementar la resistencia y dureza; además de la -- susceptibilidad a tratamientos térmicos. Sin embargo, con el incremento del contenido de carbón, la corrosión, ductibilidad, y resistencia al impacto tienden a disminuir, aunque la magnitud de efec-



**FIG 3.6 VELOCIDAD MAXIMA (PRACTICA) DE BOMBEO PARA LA UNIDAD CONVENCIONAL**



**FIG 3.7 VELOCIDAD MAXIMA(PRACTICA) DE BOMBEO PARA LA UNIDAD AEROBALANCEADA.**



**FIG 3.8 VELOCIDAD MAXIMA (PRACTICA) DE BOMBEO PARA LA UNIDAD MARK II**

tos puede ser controlado por medio de un tratamiento térmico.

La ventaja principal de otros elementos es que permiten la reducción del contenido de carbón sin reducir la resistencia del acero.

La combinación de manganeso y azufre actúa como antióxidante para reducir la formación de óxido de fierro, aunque tiende a fragilizar el material. Algunas varillas de succión que contienen cerca del 4% de manganeso tienen altas resistencias que también son obtenidas con el mismo porcentaje de carbón.

El silicio es muy semejante al manganeso, es utilizado como antióxidante en la fabricación de acero de alto grado. Muchas varillas contienen alrededor de 0.15 a 0.35% de este elemento.

El níquel es agregado para soportar los efectos sobre el metal, del sulfuro de hidrógeno encontrado en los pozos de aceite. El níquel también tiene efectos de endurecimiento sobre el acero.

El vanadio, contenido en pequeños porcentajes en los metales, también les proporciona dureza, además una estructura más fina y cierta resistencia a la corrosión.

El cobre se agrega para resistir la corrosión que se presenta en el medio ambiente. Los metales que contienen más de 0.6% de cobre tienden a disminuir su dureza.

El boro también se usa en las aleaciones de acero con el propósito de incrementar su dureza. Este es muy poderoso y únicamente es agregado en porcentajes muy pequeños.

El cromo forma carburos estables y contribuye considerablemente a la dureza del acero y también mejora la resistencia del acero a la corrosión por aire y otros medios. El cromo es encontrado en altos porcentajes en todos los tipos de acero inoxidable. Para servicio a pozos petroleros, el cromo parece ser menos efectivo que el níquel en resistencia a la corrosión del ácido sulfhídrico.

El molibdeno es uno de los mas poderosos endurecedores de los metales, aunque no tan efectivo como el carbón. El fortalecimiento a las varillas de succión depende de su respuesta a los tratamientos térmicos.

En general, los esfuerzos máximos de trabajo no deben ser mayores de 30 000 a 40 000 lb/pg<sup>2</sup>. Aunque algunas varillas de succión (fabricadas por Oil Well División of United States Steel) tienen rango de 40 000 a 50 000 lb/pg<sup>2</sup>. En fluidos corrosivos, el esfuerzo máximo permisible debe ser reducido considerablemente. Las varillas de succión están disponibles en varias medidas, la tabla

3.6 proporciona datos de varillas de succión típicas. Las especificaciones completas del API para varillas de succión pueden ser encontradas en API standard II-B "Especificaciones de varillas de succión API".

### III.2.1. Diseño de sarta de varillas de succión.

Para profundidades mayores a 3500 piés., es generalmente recomendable usar una sarta de varillas de succión telescopiada. Estas consisten de longitudes de diámetros diferentes. Las varillas mas pequeñas deben ser colocadas en la base de la sarta y las varillas mas grandes en la cima donde la carga sobre ellas es mayor. Las cargas máximas y mínimas que se esperan durante el ciclo de bombeo para cualquier sarta de varillas de succión deben ser de terminadas con precisión con el objeto de seleccionar el equipo superficial más adecuado para manejar estas cargas.

Existen dos métodos generales para diseñar una sarta de varillas de succión telescopiada.

- 1.- Asignando a cada una de las secciones de la sarta su máximo esfuerzo. En otras palabras, se determina un punto de la sarta en la cual el esfuerzo en la varilla es igual al máximo esfuerzo seleccionado arbitrariamente. De este punto hacia arriba la sarta de varillas de succión debe ser de mayor diámetro.
- 2.- Diseñar la sarta de tal forma que los esfuerzos son iguales en la cima de cada una de las secciones de la sarta.

El segundo método generalmente es más seguro, ya que proporciona un margen mayor de seguridad hasta en partes donde exista picaduras por corrosión. Sin embargo, todavía algunos prefieren el primer método, cuyo máximo esfuerzo permisible se sitúa en la cima de las varillas de succión más pequeñas, colocadas en el fondo del pozo. Con este método, las fallas de las varillas pueden ocurrir en las varillas más pequeñas y se pueden prevenir alguna falla potencial de varillas que pudieran ocurrir en la parte superior del pozo.

El porcentaje de cada tamaño de varilla en la sarta telescopiada puede ser determinada de la tabla 3.7, la cual es reproducida del API RP 11L.

En el diseño de una sarta de varillas óptima, el sistema total de bombeo debe considerar al equipo superficial y subsuperficial.

La ventaja de la sarta de varillas telescopiada consiste en ahorrar peso innecesario y distribuir mejor las cargas. Varios ta-

TABLA 3.7

DATOS DE VARILLAS Y BOMBA.

VARILLA No.	DIAMETRO DE EMPUÑO pg-	PESO DE VARILLAS lb/pie	CONSTANTE DE ELASTICIDAD. Ec.(pg/lb-pie)	FACTOR DE FRECUENCIA fc.	SARTAS DE VARILLAS % DE CADA SECCION.					
					1 1/8	1	7/8	3/4	5/8	1/2
44	AI	0.726	1.920 × 10 <sup>-4</sup>	1.000	—	—	—	—	—	100.0
54	1.06	0.908	1.650 × 10 <sup>-4</sup>	1.138	—	—	—	—	44.6	55.4
54	1.25	0.929	1.633 × 10 <sup>-4</sup>	1.140	—	—	—	—	49.5	50.5
54	1.50	0.957	1.584 × 10 <sup>-4</sup>	1.137	—	—	—	—	56.4	43.6
54	1.75	0.990	1.525 × 10 <sup>-4</sup>	1.122	—	—	—	—	64.6	35.4
54	2.00	1.027	1.460 × 10 <sup>-4</sup>	1.095	—	—	—	—	73.7	26.3
54	2.25	1.067	1.391 × 10 <sup>-4</sup>	1.061	—	—	—	—	83.4	16.6
54	2.50	1.108	1.319 × 10 <sup>-4</sup>	1.023	—	—	—	—	93.5	6.5
55	AI	1.135	1.270 × 10 <sup>-4</sup>	1.000	—	—	—	—	100.0	—
64	1.06	1.164	1.382 × 10 <sup>-4</sup>	1.229	—	—	—	33.3	33.1	33.5
64	1.25	1.211	1.319 × 10 <sup>-4</sup>	1.215	—	—	—	37.2	35.9	26.9
64	1.50	1.275	1.232 × 10 <sup>-4</sup>	1.184	—	—	—	42.3	40.4	17.3
64	1.75	1.341	1.141 × 10 <sup>-4</sup>	1.145	—	—	—	47.4	45.2	7.4
65	1.06	1.307	1.138 × 10 <sup>-4</sup>	1.098	—	—	—	34.4	65.6	—
65	1.25	1.321	1.127 × 10 <sup>-4</sup>	1.104	—	—	—	37.3	62.7	—
65	1.50	1.343	1.110 × 10 <sup>-4</sup>	1.110	—	—	—	41.8	58.2	—
65	1.75	1.369	1.090 × 10 <sup>-4</sup>	1.114	—	—	—	46.9	53.1	—
65	2.00	1.391	1.070 × 10 <sup>-4</sup>	1.114	—	—	—	52.0	48.0	—
65	2.25	1.423	1.015 × 10 <sup>-4</sup>	1.110	—	—	—	58.4	41.6	—
65	2.50	1.460	1.018 × 10 <sup>-4</sup>	1.099	—	—	—	65.2	34.8	—
65	2.75	1.497	0.990 × 10 <sup>-4</sup>	1.082	—	—	—	72.5	27.5	—
65	3.25	1.574	0.930 × 10 <sup>-4</sup>	1.037	—	—	—	88.1	11.9	—
66	AI	1.634	0.883 × 10 <sup>-4</sup>	1.000	—	—	—	100.0	—	—
75	1.00	1.566	0.997 × 10 <sup>-4</sup>	1.191	—	—	27.0	27.4	45.6	—
75	1.25	1.604	0.973 × 10 <sup>-4</sup>	1.193	—	—	29.4	29.8	40.8	—
75	1.50	1.664	0.935 × 10 <sup>-4</sup>	1.189	—	—	33.3	33.3	33.3	—
75	1.75	1.732	0.892 × 10 <sup>-4</sup>	1.174	—	—	37.8	37.0	25.1	—
75	2.00	1.803	0.847 × 10 <sup>-4</sup>	1.151	—	—	42.4	41.3	16.3	—
75	2.25	1.875	0.801 × 10 <sup>-4</sup>	1.121	—	—	46.9	45.8	7.2	—
76	1.06	1.802	0.816 × 10 <sup>-4</sup>	1.072	—	—	28.5	71.5	—	—
76	1.25	1.814	0.812 × 10 <sup>-4</sup>	1.077	—	—	30.6	69.4	—	—
76	1.50	1.833	0.804 × 10 <sup>-4</sup>	1.082	—	—	33.8	66.2	—	—
76	1.75	1.855	0.795 × 10 <sup>-4</sup>	1.088	—	—	37.5	62.5	—	—
76	2.00	1.890	0.785 × 10 <sup>-4</sup>	1.093	—	—	41.7	58.3	—	—
76	2.25	1.906	0.774 × 10 <sup>-4</sup>	1.098	—	—	46.5	53.5	—	—
76	2.50	1.934	0.764 × 10 <sup>-4</sup>	1.097	—	—	50.8	49.2	—	—
76	2.75	1.967	0.751 × 10 <sup>-4</sup>	1.094	—	—	56.5	43.5	—	—
76	3.75	2.039	0.722 × 10 <sup>-4</sup>	1.078	—	—	68.7	31.3	—	—
76	3.75	2.119	0.690 × 10 <sup>-4</sup>	1.047	—	—	82.3	17.7	—	—
77	AI	2.224	0.619 × 10 <sup>-4</sup>	1.000	—	—	100.0	—	—	—
85	1.06	1.883	0.873 × 10 <sup>-4</sup>	1.261	—	22.2	22.4	22.4	33.0	—
85	1.25	1.943	0.811 × 10 <sup>-4</sup>	1.253	—	23.9	24.2	24.3	27.6	—
85	1.50	2.030	0.791 × 10 <sup>-4</sup>	1.232	—	26.7	27.4	26.8	19.2	—
85	1.75	2.138	0.739 × 10 <sup>-4</sup>	1.201	—	29.6	30.4	29.5	10.5	—

TABLA 3.7 DATOS DE VARILLAS Y BOMBA.

VARILLA No.	DIAMETRO DE EMBOLO pg.	PESO DE VARILLAS lb/pie	CONSTANTE DE ELASTICIDAD. Er(pg/lb-pie)	FACTOR DE FRECUENCIA Fc.	SARTAS DE VARILLAS % DE CADA SECCION.					
					1 1/8	1	7/8	3/4	5/8	1/2
86	1.06	2.059	0.742 × 10 <sup>-4</sup>	1.151	—	22.6	23.0	54.3	—	—
86	1.25	2.087	0.732 × 10 <sup>-4</sup>	1.156	—	24.3	24.5	51.2	—	—
86	1.50	2.133	0.717 × 10 <sup>-4</sup>	1.162	—	26.8	27.0	48.3	—	—
86	1.75	2.185	0.699 × 10 <sup>-4</sup>	1.164	—	29.4	30.0	40.6	—	—
86	2.00	2.247	0.679 × 10 <sup>-4</sup>	1.161	—	32.8	33.2	33.9	—	—
86	2.25	2.315	0.656 × 10 <sup>-4</sup>	1.153	—	36.8	38.0	27.1	—	—
86	2.50	2.386	0.633 × 10 <sup>-4</sup>	1.138	—	40.8	39.7	19.7	—	—
86	2.75	2.455	0.610 × 10 <sup>-4</sup>	1.119	—	44.5	43.3	12.2	—	—
87	1.06	2.390	0.612 × 10 <sup>-4</sup>	1.055	—	24.3	75.7	—	—	—
87	1.25	2.399	0.610 × 10 <sup>-4</sup>	1.058	—	25.7	74.3	—	—	—
87	1.50	2.413	0.607 × 10 <sup>-4</sup>	1.062	—	27.7	72.3	—	—	—
87	1.75	2.430	0.603 × 10 <sup>-4</sup>	1.066	—	30.3	69.7	—	—	—
87	2.00	2.450	0.598 × 10 <sup>-4</sup>	1.071	—	33.2	66.0	—	—	—
87	2.25	2.472	0.594 × 10 <sup>-4</sup>	1.075	—	36.4	63.0	—	—	—
87	2.50	2.496	0.588 × 10 <sup>-4</sup>	1.079	—	39.9	60.1	—	—	—
87	2.75	2.523	0.582 × 10 <sup>-4</sup>	1.082	—	43.9	56.1	—	—	—
87	3.25	2.575	0.570 × 10 <sup>-4</sup>	1.084	—	51.6	48.4	—	—	—
87	3.75	2.641	0.556 × 10 <sup>-4</sup>	1.078	—	61.2	38.8	—	—	—
87	4.75	2.793	0.522 × 10 <sup>-4</sup>	1.038	—	83.6	16.4	—	—	—
88	Alt	2.904	0.497 × 10 <sup>-4</sup>	1.000	—	100.0	—	—	—	—
96	1.06	2.382	0.670 × 10 <sup>-4</sup>	1.222	19.1	19.2	19.5	42.3	—	—
96	1.25	2.435	0.655 × 10 <sup>-4</sup>	1.224	20.5	20.5	20.7	39.3	—	—
96	1.50	2.511	0.633 × 10 <sup>-4</sup>	1.223	22.4	22.5	22.8	32.3	—	—
96	1.75	2.607	0.606 × 10 <sup>-4</sup>	1.213	24.8	25.1	25.1	25.1	—	—
96	2.00	2.703	0.578 × 10 <sup>-4</sup>	1.183	27.1	27.9	27.4	17.0	—	—
96	2.25	2.803	0.549 × 10 <sup>-4</sup>	1.172	29.6	30.7	29.8	9.8	—	—
97	1.06	2.645	0.568 × 10 <sup>-4</sup>	1.120	19.6	20.0	60.3	—	—	—
97	1.25	2.670	0.563 × 10 <sup>-4</sup>	1.124	20.8	21.2	58.0	—	—	—
97	1.50	2.707	0.556 × 10 <sup>-4</sup>	1.131	22.5	23.0	54.5	—	—	—
97	1.75	2.751	0.548 × 10 <sup>-4</sup>	1.137	24.5	25.0	50.4	—	—	—
97	2.00	2.801	0.538 × 10 <sup>-4</sup>	1.141	26.8	27.4	45.7	—	—	—
97	2.25	2.856	0.528 × 10 <sup>-4</sup>	1.143	29.4	30.2	40.4	—	—	—
97	2.50	2.921	0.515 × 10 <sup>-4</sup>	1.141	32.5	33.1	34.4	—	—	—
97	2.75	2.989	0.503 × 10 <sup>-4</sup>	1.135	38.1	35.3	28.6	—	—	—
97	3.25	3.132	0.475 × 10 <sup>-4</sup>	1.111	42.9	41.9	15.2	—	—	—
98	1.06	3.068	0.475 × 10 <sup>-4</sup>	1.043	21.2	70.8	—	—	—	—
98	1.25	3.076	0.474 × 10 <sup>-4</sup>	1.045	22.2	77.8	—	—	—	—
98	1.50	3.089	0.472 × 10 <sup>-4</sup>	1.048	23.0	76.2	—	—	—	—
98	1.75	3.103	0.470 × 10 <sup>-4</sup>	1.051	25.7	74.3	—	—	—	—
98	2.00	3.110	0.468 × 10 <sup>-4</sup>	1.055	27.7	72.3	—	—	—	—
98	2.25	3.137	0.465 × 10 <sup>-4</sup>	1.058	30.1	69.9	—	—	—	—
98	2.50	3.157	0.463 × 10 <sup>-4</sup>	1.062	32.7	67.3	—	—	—	—
98	2.75	3.180	0.460 × 10 <sup>-4</sup>	1.066	35.6	64.4	—	—	—	—
98	3.25	3.231	0.453 × 10 <sup>-4</sup>	1.071	42.2	57.8	—	—	—	—
98	3.75	3.289	0.445 × 10 <sup>-4</sup>	1.074	49.7	50.3	—	—	—	—
98	4.75	3.412	0.428 × 10 <sup>-4</sup>	1.064	65.7	34.3	—	—	—	—
99	Alt	3.676	0.393 × 10 <sup>-4</sup>	1.000	100.0	—	—	—	—	—

TABLA 3.7 ( CONT. ) DATOS DE VARILLAS Y BOMBA.

VARILLA No.	DIAMETRO DE EMBOLO pg-	PESO DE VARILLAS lb/pie	CONSTANTE DE ELASTICIDAD. Er.-(pg/lb-pie)	FACTOR DE FRECUENCIA Fc.	SARTAS DE VARILLAS % DE CADA SECCION.					
					1 1/4	1 1/8	1	7/8	3/4	5/8
107	1.00	2.977	0.524 × 10 <sup>-6</sup>	1.104	16.0	16.8	17.1	49.1	—	—
107	1.25	3.019	0.517 × 10 <sup>-6</sup>	1.189	17.9	17.8	18.0	46.3	—	—
107	1.50	3.005	0.508 × 10 <sup>-6</sup>	1.195	19.4	19.2	19.5	41.9	—	—
107	1.75	3.156	0.494 × 10 <sup>-6</sup>	1.197	21.0	21.0	21.2	36.9	—	—
107	2.00	3.238	0.480 × 10 <sup>-6</sup>	1.185	22.7	22.0	23.1	31.4	—	—
107	2.25	3.336	0.464 × 10 <sup>-6</sup>	1.187	25.0	25.0	25.0	25.0	—	—
107	2.50	3.435	0.447 × 10 <sup>-6</sup>	1.174	28.9	27.7	27.1	18.2	—	—
107	2.75	3.537	0.430 × 10 <sup>-6</sup>	1.158	29.1	30.2	29.3	11.3	—	—
108	1.00	3.325	0.447 × 10 <sup>-6</sup>	1.097	17.3	17.8	64.9	—	—	—
108	1.25	3.345	0.445 × 10 <sup>-6</sup>	1.101	18.1	18.6	63.2	—	—	—
108	1.50	3.370	0.441 × 10 <sup>-6</sup>	1.100	19.4	19.9	60.7	—	—	—
108	1.75	3.411	0.437 × 10 <sup>-6</sup>	1.111	20.9	21.4	57.7	—	—	—
108	2.00	3.452	0.432 × 10 <sup>-6</sup>	1.117	22.6	23.0	54.3	—	—	—
108	2.25	3.493	0.427 × 10 <sup>-6</sup>	1.121	24.5	25.0	50.5	—	—	—
108	2.50	3.540	0.421 × 10 <sup>-6</sup>	1.124	26.5	27.2	46.3	—	—	—
108	2.75	3.603	0.413 × 10 <sup>-6</sup>	1.126	28.7	29.6	41.6	—	—	—
108	3.25	3.731	0.400 × 10 <sup>-6</sup>	1.123	34.6	33.9	31.6	—	—	—
108	3.75	3.873	0.383 × 10 <sup>-6</sup>	1.108	40.6	39.5	19.9	—	—	—
109	1.00	3.839	0.378 × 10 <sup>-6</sup>	1.035	10.9	81.1	—	—	—	—
109	1.25	3.845	0.378 × 10 <sup>-6</sup>	1.036	19.6	80.4	—	—	—	—
109	1.50	3.855	0.377 × 10 <sup>-6</sup>	1.038	20.7	79.3	—	—	—	—
109	1.75	3.867	0.376 × 10 <sup>-6</sup>	1.040	22.1	77.9	—	—	—	—
109	2.00	3.880	0.375 × 10 <sup>-6</sup>	1.043	23.7	76.3	—	—	—	—
109	2.25	3.896	0.374 × 10 <sup>-6</sup>	1.046	25.4	74.6	—	—	—	—
109	2.50	3.911	0.372 × 10 <sup>-6</sup>	1.048	27.2	72.8	—	—	—	—
109	2.75	3.930	0.371 × 10 <sup>-6</sup>	1.051	29.4	70.6	—	—	—	—
109	3.25	3.971	0.367 × 10 <sup>-6</sup>	1.057	34.2	65.8	—	—	—	—
109	3.75	4.020	0.363 × 10 <sup>-6</sup>	1.063	39.9	60.1	—	—	—	—
109	4.75	4.120	0.354 × 10 <sup>-6</sup>	1.066	51.5	46.5	—	—	—	—

**TABLA 3.6 DATOS DE LAS VARILLAS DE SUCCION**

<b>DIAMETRO DE VARILLAS (pg)</b>	<b>AREA DE METAL (pg<sup>2</sup>)</b>	<b>PESO DE VARILLAS EN EL AIRE (lb/pie)</b>	<b>CONSTANTE DE ELASTICIDAD (pg/lb-pie)</b>
1/2	0.196	0.72	1.990 x 10 <sup>-6</sup>
5/8	0.307	1.13	1.270 x 10 <sup>-6</sup>
3/4	0.442	1.63	0.883 x 10 <sup>-6</sup>
7/8	0.601	2.22	0.649 x 10 <sup>-6</sup>
1	0.785	2.90	0.497 x 10 <sup>-6</sup>
1 1/8	0.994	3.67	0.393 x 10 <sup>-6</sup>

**TABLA 3.8 FACTORES DE SERVICIO**

<b>SERVICIO</b>	<b>API C</b>	<b>API D</b>
<b>NO CORROSIVO</b>	<b>1.00</b>	<b>1.00</b>
<b>AGUA SALADA</b>	<b>0.65</b>	<b>0.90</b>
<b>ACIDO SULFHIDRICO</b>	<b>0.50</b>	<b>0.70</b>

maños de varillas pueden ser usados en la totalidad de la sarta, - dependiendo sobre todo de la profundidad del pozo y de las condi-- ciones de operación. El problema es determinar la longitud de cada varilla que será usada en la sarta total.

Como un paso final en el diseño de la sarta de varillas te lescopiada, el máximo esfuerzo debe verificarse anticipadamente pa ra que no exceda al esfuerzo permisible de trabajo. El máximo es-- fuerzo en la cima de la sarta total será la carga máxima sobre la varilla pulida (discutida en la siguiente sección) dividida entre el área de la sección transversal de la sección de la cima.

$$\text{esfuerzo en la cima} = \frac{W \text{ max}}{A \text{ cima}} \dots \quad (3.9)$$

El esfuerzo calculado con la ecuación (3.9) no debe exce-- der al esfuerzo permisible de trabajo (generalmente 30000 lb/pg<sup>2</sup>). Si se presenta, la sarta debe rediseñarse.

### III.2.2. Diagrama de Goodman Modificado.

La ecuación (3.9) proporciona el esfuerzo máximo real en - la cima de la varilla, basado en la carga máxima sobre la varilla pulida y el área de la sección transversal de la varilla en la ci ma. Este esfuerzo no debe exceder al esfuerzo máximo permisible pa ra el grado particular de la varilla usada, tampoco se debe exce-- der el rango de esfuerzo permisible. El API RP 11 BA (5a. edición 1969), discute el diagrama de Goodman modificado y su construc-- ción; en la Fig. 3.9 se ilustra sus componentes. Las Figs. 3.10 y 3.11 son diagramas para varillas API grado C (90,000 lb/pg<sup>2</sup> mínimo esfuerzo a la tensión) y grado D (115,000 lb/pg<sup>2</sup> mínimo esfuerzo a la tensión) respectivamente.

Para varillas API grado C, el máximo esfuerzo permisible está dado por la siguiente relación.

$$\begin{aligned} S_A &= \left( \frac{T}{4} + M S_{min} \right) \times S.F. \\ &= \left( \frac{90000}{4} + 0.5625 S_{min} \right) \times S.F. \dots \quad (3.10) \end{aligned}$$

para varillas de succión API grado D, la relación es:

$$\begin{aligned} S_A &= \left( \frac{T}{4} + M S_{min} \right) \times S.F. \\ &= \left( \frac{115\ 000}{4} + 0.5625 S_{min} \right) \times S.F. \\ S_A &= (28750 + 0.5625 S_{min}) \times S.F. \dots \quad (3.11) \end{aligned}$$

donde:

- $S_A$  = esfuerzo máximo permisible, lb/pg<sup>2</sup>  
S min = esfuerzo mínimo de las varillas (calculado o medido),  
lb/pg<sup>2</sup>  
S.F. = factor de servicio (ver tabla 3.8)

### III.3. Movimiento de Bombeo.

El movimiento de bombeo de las varillas de succión y el -  
balancín se describe por dos movimientos teóricos básicos:

(1) Movimiento armónico simple (2) Movimiento de la biela-manive-  
la (ver capítulo II inciso II.2). El movimiento de bombeo es impor-  
tante porque controla la velocidad de la varilla pulida, la influen-  
cia de varillas y cargas estructurales, rangos de carga, y despla-  
zamiento de la bomba en el fondo.

#### III.3.1. Movimiento armónico simple.

El movimiento armónico simple es uniforme y periódico ilus-  
trado por el círculo de la manivela en la Fig. 3.12 suponiendo una  
proyección (p'-p) perpendicular al eje vertical D-B de la circun-  
ferencia, donde es determinado el punto P. Si el punto P viaja al-  
rededor del círculo de la manivela con una velocidad angular constan-  
te (supuesta como una referencia), entonces el punto p' se mue-  
ve de arriba hacia abajo del eje vertical D-B periódicamente con -  
un movimiento armónico simple.

Con este tipo de movimiento p' inicia descendiendo en la -  
cima y asciende en el fondo con el mismo valor de aceleración máxi-  
ma. La aceleración de p' alcanza la posición de 0 a la mitad del  
punto del eje vertical; es cero debido al cambio de aceleración a  
desaceleración.

La velocidad de p' es cero en la cima y base (punto D y B)  
pero a la mitad, punto 0, es máxima en alguna posición donde la acele-  
ración es cero.

En este sistema teórico, si la cima de la sarta de vari-  
llas de succión está unida al punto p', será recíprocante de arri-  
ba hacia abajo con un movimiento armónico simple.

#### III.4. Carrera efectiva del émbolo.

Puede existir una considerable diferencia entre la longi-  
tud de la carrera de la varilla pulida y la longitud real del via-  
je del émbolo. El punto de interés es la distancia relativa del -

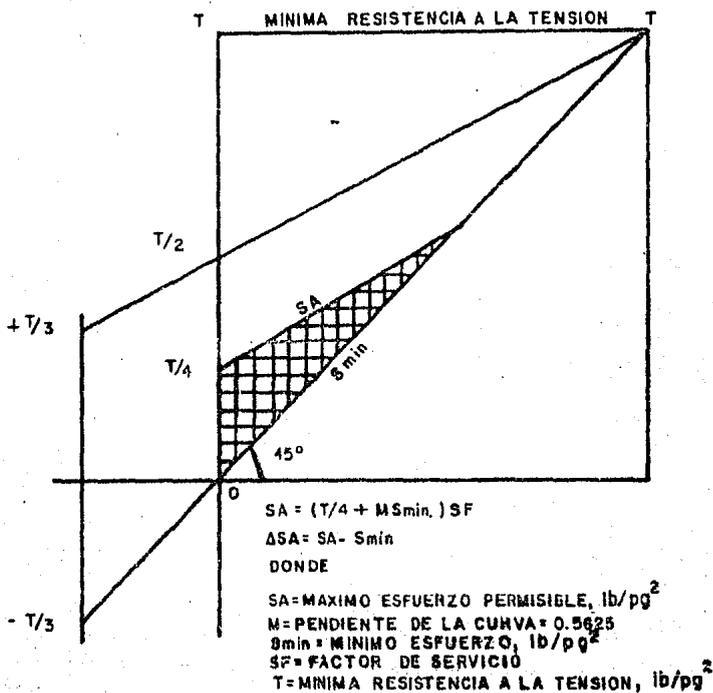
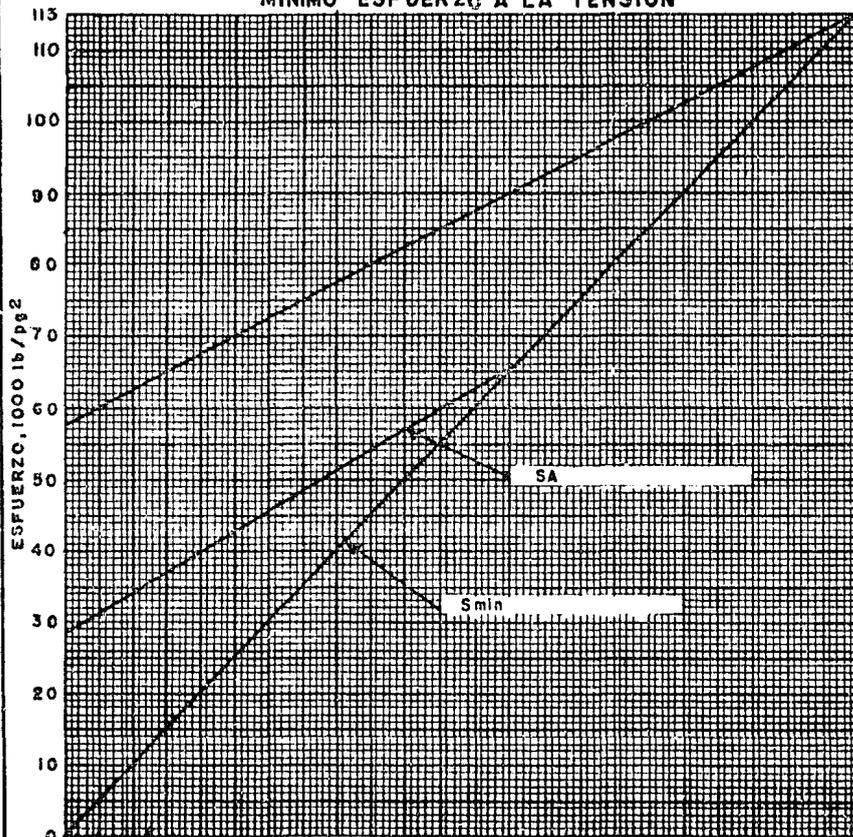


FIG 3.9 DIAGRAMA MODIFICADO DE GOODMAN

MINIMO ESFUERZO A LA TENSION



$$SA = (28750 - 0.5625 S_{min}) SF$$

DONDE:

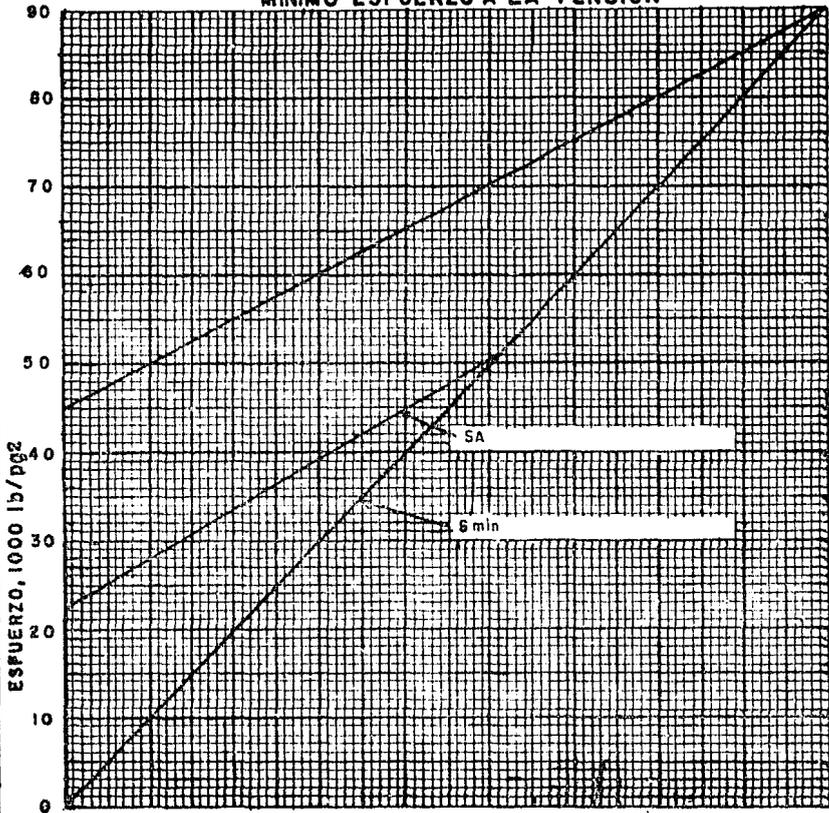
SA = MAXIMO ESFUERZO PERMISIBLE, lb/pg<sup>2</sup>

S<sub>min</sub> = MINIMO ESFUERZO, lb/pg<sup>2</sup> = MPRL / AREA DE VARILLA

SF = FACTOR DE SERVICIO

FIG. 3.10 DIAGRAMA MODIFICADO DE GOODMAN PARA RANGOS Y ESFUERZOS PERMISIBLES PARA VARILLAS API GRADO D

MINIMO ESFUERZO A LA TENSION



$$SA = (22500 - 0.5625 S_{min}) SF$$

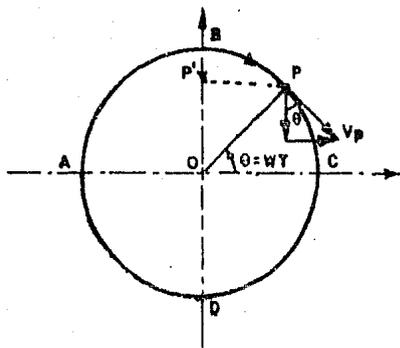
DONDE:

SA = MAXIMO ESFUERZO PERMISIBLE, lb/pg<sup>2</sup>

S<sub>min</sub> = MINIMO ESFUERZO, lb/pg<sup>2</sup> = WPL/AREA DE VARILLA

SF = FACTOR DE SERVICIO

FIG. 3.11 DIAGRAMA MODIFICADO DE GOODMAN PARA RANGOS Y ESFUERZOS PERMISIBLES PARA VARILLAS API GRADO C



**FIG 3.12 MOVIMIENTO ARMONICO SIMPLE**

viaje del émbolo dentro del barril de trabajo. Este movimiento relativo entre el barril de trabajo y el émbolo da como resultado la carrera efectiva del émbolo, la cual se diferencia del movimiento de la varilla pulida por varios factores:

- 1.- Elongación y contracción de la varilla y tubería de producción, resultado de la imposición y liberación de cargas durante el ciclo de bombeo.
- 2.- Sobrecarrera del émbolo, a causa de las cargas dinámicas y de la elasticidad natural de las varillas.
- 3.- Efectos de vibración en varillas.
- 4.- Efectos de fricción subsuperficial.
- 5.- Gas en el barril de la bomba.

La mayoría de las fórmulas comúnmente usadas para determinar la carrera efectiva del émbolo consideran únicamente la elongación de varillas y T.P. y sobrecarrera del émbolo.

El efecto de la elongación de varillas y T.P. disminuye la carrera del émbolo y el efecto de la sobrecarrera incrementa la carrera del émbolo. Una aproximación sencilla para la carrera efectiva del émbolo es:

$$S_p = S + e_p - (e_t + e_r)$$

donde:

$S_p$  = carrera efectiva del émbolo, pg.

$S$  = carrera de la varilla pulida, pg.

$e_p$  = sobre-carrera del émbolo, pg.

$e_t$  = elongación de T.P., pg.

$e_r$  = elongación de varillas, pg.

#### III.4.1. Elongaciones de las varillas y T.P. de un sólo diámetro.

Las elongaciones de las varillas y T.P. es causada por la transferencia cíclica de la carga de fluido de la válvula de pie a la válvula viajera. La elongación de la varilla es el resultado de su mismo peso y del peso de la columna de fluido en la T.P. sobre la sarta de varillas, cuando la válvula viajera se cierra desde el fondo de la carrera.

En la cima de la carrera, la válvula viajera se abre y el peso de la columna de fluido es cambiada a la válvula de pie (de éste modo se transfiere a la T.P.). Las elongaciones de las sar-

tas de varillas y T.P. pueden determinarse a través de cartas proporcionadas por fabricantes de varillas o por medio de fórmulas:

el alargamiento de varillas está dado por:

$$e_r = \frac{12 W_f L}{ArE} \dots \quad (3.12)$$

donde:

$e_r$  = elongación de las varillas, pg.

$W_f$  = carga del fluido sobre el émbolo, lbs.

$L$  = longitud de la sarta de varillas, pies.

$Ar$  = área promedio de la sección transversal de las varillas, pg.

$E$  = módulo de elasticidad para el acero ( $30 \times 10^6$  lb/pg<sup>2</sup>)

La carga del fluido de la ecuación (3.12) puede determinarse por la ecuación 2.15 o 2.16. El resultado es la ecuación de elongación de varillas presentada por Marsh.

$$e_r = \frac{5.20 L^2 (A_p - Ar)}{ArE} \dots \quad (3.13)$$

la ecuación 3.13 supone que la bomba se coloca al nivel del fluido de la T.R.

Otra aproximación supone que el peso del fluido sobre el émbolo actúa sobre la totalidad del área del émbolo y pretende dar razón sobre el empuje del émbolo cuando el nivel del fluido en la T.R., es más alto que la profundidad de colocación de la bomba. Esta aproximación está tomada por el API y se expresa como sigue:

$$W_f = \frac{62.4 \gamma D A_p}{144} = 0.433 D \gamma A_p \dots \quad (3.14)$$

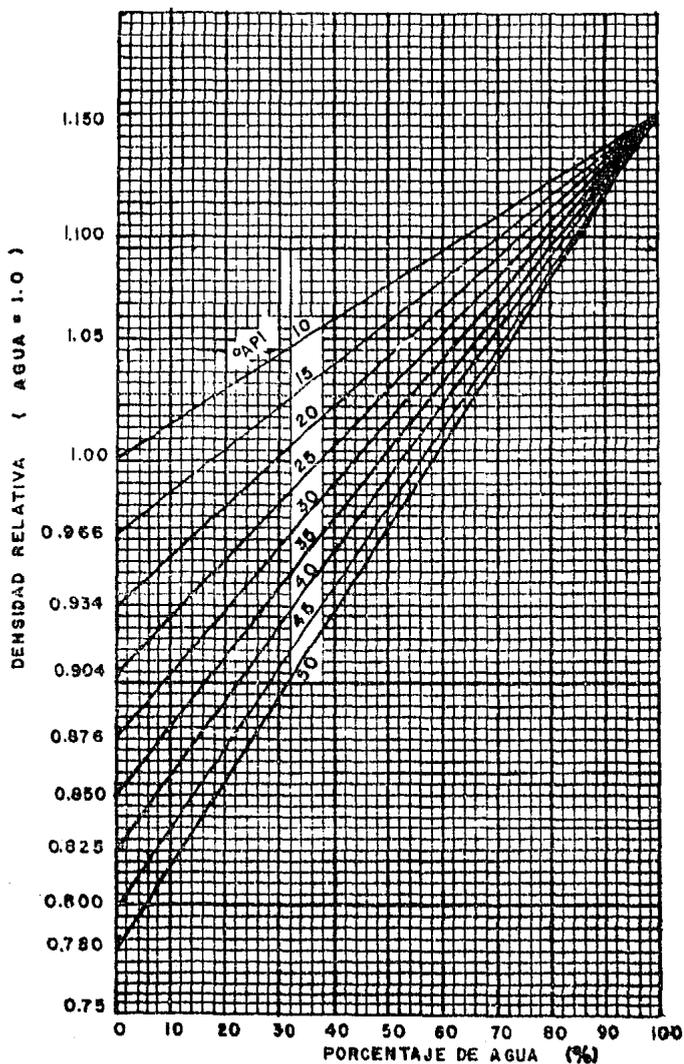
donde:

$D$  = profundidad del nivel del fluido en la T.R. (elevación neta), pies.

La gravedad específica, puede obtenerse de un análisis PVT, de la Fig. 3.13 o empleando correlaciones. La ecuación de la elongación para varillas puede entonces ser escrita como:

$$e_r = \frac{12 * 0.433 \gamma D A_p L}{ArE}$$

$$e_r = \frac{5.20 \gamma D A_p L}{ArE} \dots \quad (3.15)$$



**FIG. 3.13 GRAFICA PARA DETERMINAR LA DENSIDAD RELATIVA DE LA MEZCLA AGUA-ACEITE**

Esta ecuación es general y puede ser usada para el caso - cuando la profundidad de colocación de la bomba se encuentra más - bajo que el nivel del fluido del espacio anular de la T.R.

La elongación de la tubería de producción puede determinar se de una manera similar. Si el área de la sección transversal de metal en la tubería de producción  $A_t$ , es sustituido por  $A_r$ , en la ecuación anterior, entonces la ecuación para la elongación de T.P. será:

$$e_t = \frac{5.20 \gamma D A_p L}{A_t E} \dots \quad (3.16)$$

o de acuerdo a la ecuación (3.13).

$$e_t = \frac{5.20 (A_p - A_r) L^2}{A_t E} \dots \quad (3.17)$$

En pozos someros, la elongación de la tubería de producción puede ser pequeña comparada con la elongación de las varillas y es frecuentemente despreciada. En particular si la tubería de producción está anclada, entonces la elongación de la tubería de producción es cero ( $e_t = 0$ ). Se usa la T.P. anclada para prevenir desgas tes innecesarios de la T.P. y puntos de contacto de la T.P. con la T.R.

### III.4.2. Elongación de la sarta de varillas telescopiadas.

Para este caso, la sarta contiene varillas secciones de varillas de diferentes diámetros, la ecuación 3.12 puede ser aplicada para cada sección de varillas como sigue:

$$e_1 = \frac{12 W f L_1}{A_1 E}, e_2 = \frac{12 W f L_2}{A_2 E} \dots e_n = \frac{12 W f L_n}{A_n E} \dots \quad (3.18)$$

donde  $L_1, L_2, \dots L_n$ , se refieren a la longitud de cada sección que tienen un área de la sección transversal  $A_1, A_2, \dots, A_n$  respectivamente. La elongación total de la sarta de varillas telescopiadas -- se escribe:

$$e_r = e_1 + e_2 + \dots + e_n \dots \quad (3.19)$$

$$e_r = \frac{12 W f}{E} \left( \frac{L_1}{A_1} + \frac{L_2}{A_2} + \dots + \frac{L_n}{A_n} \right) \dots \quad (3.20)$$

Notar que la sarta de varillas telescopiadas debe ser seleccionada antes de calcular su elongación.

### III.4.3 Sobre-carrera del émbolo.

Las ecuaciones dadas en las dos secciones anteriores, son usadas para calcular las elongaciones de las varillas y tubería de producción, debido a la carga del fluido. También se debe de considerar la elongación debido a la carga de las varillas en un sistema dinámico. Esta elongación adicional resulta del peso muerto de las varillas más la carga debida a la aceleración de la sarta de varillas y se denomina sobre-carrera del émbolo,  $e_p$ , muchas ecuaciones han sido presentadas en la literatura especializada y cada una de ellas da resultados diferentes debido a la complejidad del sistema de bombeo, particularmente en pozos profundos.

### III.4.4 Método de Coberly.

La primera relación matemática para la sobrecarrera del émbolo fue presentada por C.J. Coberly en discusión con un artículo de Marsh. Este método algunas veces es referido como método Marsh-Coberly, o mas comunmente como método de Coberly.

Este método supone un movimiento armónico simple, no hay reflejo de esfuerzos, y no considera el retraso de la transmisión de esfuerzos a través de la sarta de varillas.

El método de Coberly es:

$$e_p = 1.93 \times 10^{-11} (LN)^2 S \dots \quad (3.21)$$

donde:

$e_p$  = sobrecarrera del émbolo, pg.

$S$  = carrera de la varilla pulida, pg.

$N$  = velocidad de bombeo, epm

$L$  = longitud de la sarta de varillas, pies

La ecuación 3.21 es válida para varillas de un mismo diámetro. Para ver el efecto de aceleración más claramente, la ecuación 3.21 puede expresarse como sigue:

$$e_p = 1.36 \times 10^{-6} L^2 \left( \frac{S N^2}{70500} \right) \dots \quad (3.22)$$

donde el término es el factor de aceleración presentado anteriormente.

$$\alpha = \frac{S N^2}{70500} \dots \quad (3.23)$$

así se puede escribir

$$e_p = 1.36 \times 10^{-6} L^2 \alpha \dots \quad (3.24)$$

$$e_p = \frac{40.8 \alpha L^2}{E} \dots \quad (3.25)$$

La ecuación (3.25) es presentada por Craft Holden and Graves, la cual es simplemente la de Coberly cuando  $E = 30 \times 10^{-6} \text{ lb/pg}^2$ .

En el desarrollo de la ecuación anterior, no se consideró el efecto de la geometría de la unidad y se omitió la posibilidad de una sarta de varillas telescopiada. Cuando esos factores se consideran, la sobrecarrera real puede ser completamente diferente a lo calculado por esas fórmulas. Sin embargo, debido a esas complejidades adicionales, relaciones completamente no satisfactorias han sido obtenidas. A pesar de eso, las siguientes fórmulas han sido sugeridas para uso general, incluyendo sartas telescopiadas.

$$e_p = 1.55 \left( \frac{L}{1000} \right)^2 \left( \frac{S N^2}{70500} \right) \dots \quad (3.26)$$

$$e_p = \frac{46.5 \alpha L^2}{E} \dots \quad (3.27)$$

$$e_p = 2.2 \times 10^{-11} S (\text{LN})^2 \dots \quad (3.28)$$

Usar las ecuaciones 3.26 - 3.28 para calcular la sobrecarrera en la sarta de varillas telescopiadas, algunos autores sugieren su uso para sartas de un mismo diámetro y pretenden considerar la geometría de la unidad.

Sin embargo, por precaución el factor 2.2 de la ecuación (3.28) (o hasta el factor 1.93 en la ec. 3.21) puede variar de pozo a pozo.

#### IV. METODOS DE DISEÑO

##### IV.1. Método del API RP 11L

El método de diseño API RP 11L está basado en correlaciones determinadas por R.D. Schrop of Phillips Petroleum Company.

Se requieren generalmente tres pasos en el procedimiento de diseño:

- (1) Se debe realizar una selección preliminar de componentes para la instalación.
- (2) Las características de operación de la selección preliminar se calculan con el uso de las fórmulas, tablas y figuras -- del API RP 11L.
- (3) Los cálculos de desplazamiento de la bomba y cargas se comparan con los volúmenes, capacidades de carga, esfuerzos y otras limitaciones de la selección preliminar, verificando que las características de la selección preliminar no carezcan o excedan en gran medida los requerimientos deseados.

La cantidad de información que debe ser conocida o supuesta es la siguiente:

- (1) Nivel del fluido (pies)
- (2) Profundidad de la bomba (pies)
- (3) Velocidad de bombeo (emboladas por minuto)
- (4) Carrera de la varilla pulida (pulgadas)
- (5) Diámetro del émbolo de la bomba (pulgadas)
- (6) Densidad relativa del fluido (adimensional)
- (7) Diámetro de la tubería de producción (pulgadas) y si está anclada o no.
- (8) Diámetro y combinación de las varillas de succión.

Obtenidos estos datos, los siguientes factores de diseño -- pueden determinarse:

- (1) Carrera efectiva del émbolo, (pulgadas)
- (2) Desplazamiento de la bomba, (bl/dfa).
- (3) Máxima carga de la varilla pulida, (libras)
- (4) Mínima carga de la varilla pulida, (libras)
- (5) Máximo torque en la manivela, (pulgadas-libras)
- (6) Potencia en la varilla pulida, (HP).

(7) Contrabalanceo requerido, (libras)

#### IV.2. Método de Craft, Holden y Graves.

El método de diseño propuesto por Craft Holden y Graves toma en cuenta el análisis matemático y lo conjunta con expresiones de campo. Utiliza cartas que fueron desarrolladas para unidades de bombeo convencionales, éstas representan el resultado gráfico de un extenso número de cálculos concernientes a la determinación de condiciones óptimas de bombeo.

La cantidad de información que se requiere es la siguiente:

- (1) Gasto deseado (barriles por día)
- (2) Profundidad de colocación de la bomba (pies)
- (3) Eficiencia volumétrica de la bomba (fracción)
- (4) Densidad relativa del fluido (adimensional)
- (5) Profundidad del nivel del fluido (pies)
- (6) Velocidad de bombeo (emboladas por minuto)
- (7) Carrera de la varilla pulida (pulgadas).

Los resultados obtenidos son los siguientes:

- (1) Carrera efectiva del émbolo (pulgadas)
- (2) Desplazamiento de la bomba (barriles por día)
- (3) Máxima carga de la varilla pulida (libras)
- (4) Mínima carga de la varilla pulida (libras)
- (5) Máximo torque en la manivela (pulgadas-libras)
- (6) Potencia en la varilla pulida (HP)
- (7) Contrabalanceo requerido (libras)

El procedimiento de cálculo y las ecuaciones se detallan en el libro: Craft, B.C., Holden, W.R., and Graves, E.D. "Well Design: Drilling and Production". Prentice-Hall, Inc, Englewood Cliffs, - - N.J., (1962) y en el inciso 4.4 se incluyen diagramas de flujo del programa de cómputo para optimizar este diseño.

#### IV.3. Programa de Cómputo para el Diseño de Unidades de Bombeo Mecánico utilizando los métodos API RP 11L y Craft Holden y -- Graves.

Los métodos de cálculo API RP 11L y Craft Holden y Graves - se programaron conjuntamente en una microcomputadora COMMODORE 64.

El programa está elaborado para facilitar el diseño del sistema de bombeo mecánico con unidades Convencionales, Mark II y - - Aerobalanceadas empleando los métodos antes descritos.

El programa es del tipo conversacional lo cual facilita su uso; además el usuario no requiere el empleo de tablas, figuras o ecuaciones para el diseño, lo cual reduce sustancialmente los errores en cuanto a la precisión de lecturas visuales y por lo consiguiente malos diseños. Asimismo el usuario requiere mínimos conocimientos de computación.

Las tablas que utiliza el API RP 11L, peso promedio de las varillas, constante de elasticidad de las varillas, contante de -- elasticidad de la tubería de producción y factor de frecuencia están integrados al programa como parte de éste. Además la carga del fluido sobre el área del émbolo, la constante de la bomba, el área y longitud de las varillas y área del émbolo se encuentra en el -- programa en forma de ecuaciones.

Las gráficas para obtener el factor de la carrera del émbolo ( $Sp/S$ ), carga máxima en la varilla pulida ( $F_1/SKr$ ), carga mínima en la varilla pulida ( $F_2/SKr$ ), torque máximo ( $2T/S^2Kr$ ), y ajuste porcentual del tanque ( $Ts$ ), fueron reducidas a cinco tablas - - (Pumping Unit Design Calculation Lufkin Industries, Inc) y se integran al programa en forma de matrices.

Matrices de datos para el método API:

Como se menciono previamente las cinco tablas para obtener ( $Sp/S$ ), ( $F_1/SKr$ ), ( $F_2/SKr$ ), ( $2T/S^2Kr$ ) y ( $Ts$ ) están integrados al programa en forma matricial.

Cada una de las tablas se representa por una matriz de trece renglones por siete columnas sumando un total de 91 elementos.

Cada elemento representa el valor gráfico para un determinado juego de valores ( $F_0/SKr$ ,  $N/No$ ) ó ( $F_0/SKr$ ,  $N/No'$ ).

La forma de una de las tablas de valores es:

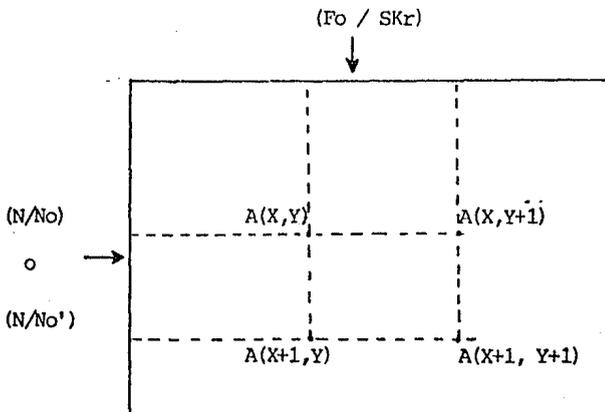
		Fo / SKr						
		0	.1	.2	.3	.5	.6	.7
	0	A(1,1)	A(1,2)	—	—	—	—	A(1,7)
	.05	A(2,1)						A(2,7)
	.1							
	.15							
	.2							
N/No	.25							
	.3							
o	.35							
	.4							
N/No'	.45							
	.5							
	.55							
	.6	A(7,1)	-----					A(13,7)

Matriz A que representa valores de  $F_1/SK_r$  para cada elemento A - - (X, Y).

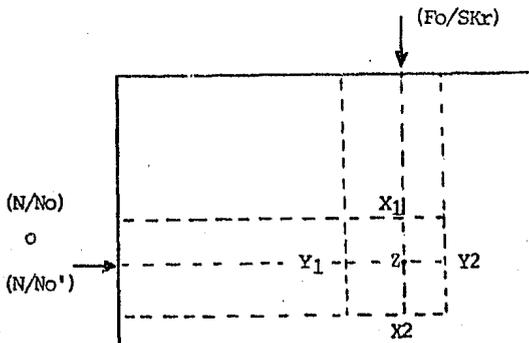
Para obtener un valor de la Matriz dado un juego de valores X, Y se realiza el siguiente método:

- 1.- Sitúa el valor de Fo/SK<sub>r</sub> para el dato de entrada en las abscisas entre dos valores contenidos en la tabla.
- 2.- Sitúa el valor de N/No o N/No' para el dato de entrada en las ordenadas entre dos valores contenidos en la tabla.

Por lo que se limita el intervalo en las abscisas y ordenadas donde se encuentra el valor deseado.



3.- Por interpolación se obtienen los puntos  $X_1, X_2, Y_1, Y_2$ .



4.- Para obtener  $Z$ :

Si la variación de los valores de la tabla es menor verticalmente entonces se interpola utilizando  $X_1$  y  $X_2$ , si la variación de los valores de la tabla es menor horizontalmente entonces se interpola utilizando  $Y_1$  y  $Y_2$ .

Los pasos de 1) al 4) se realizan para encontrar los valores en cada una de las cinco tablas.

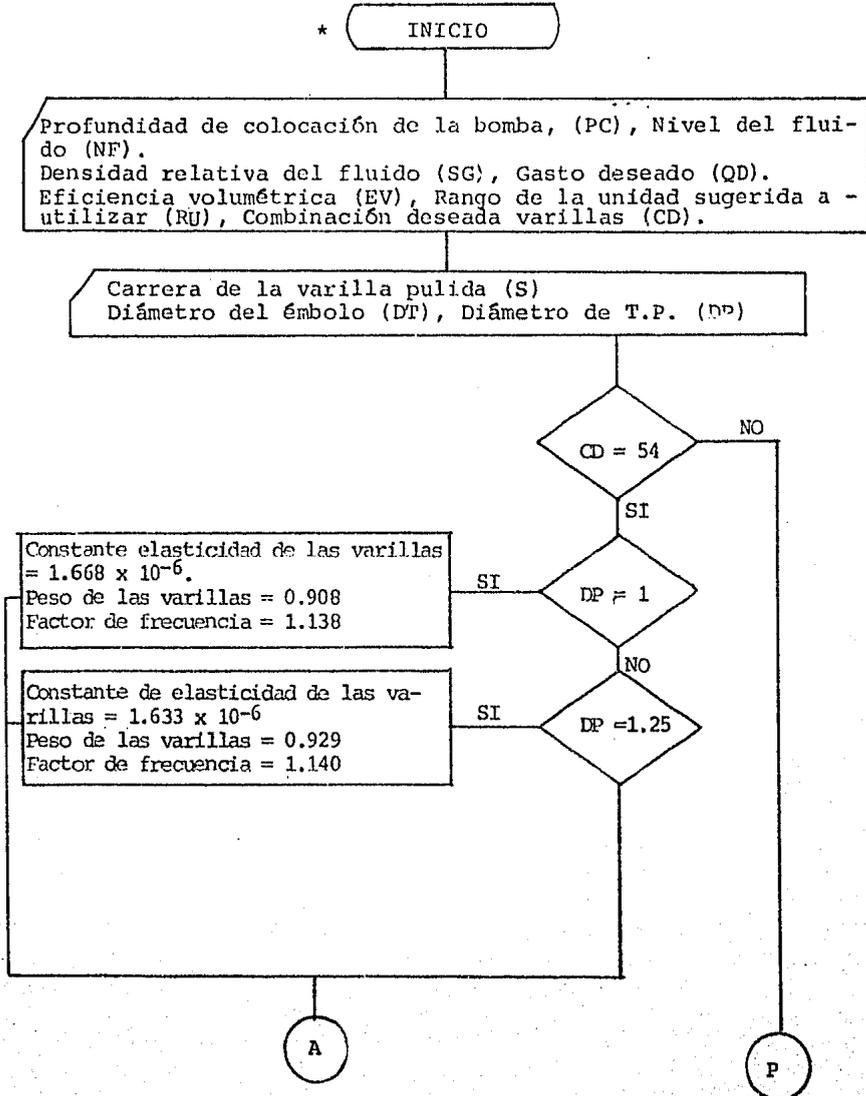
Por otra parte las tablas de datos empleados por el método Craft Holden y Graves para las varillas de succión, tubería de producción y bomba se integran al programa en forma de variables condicionadas y ecuaciones.

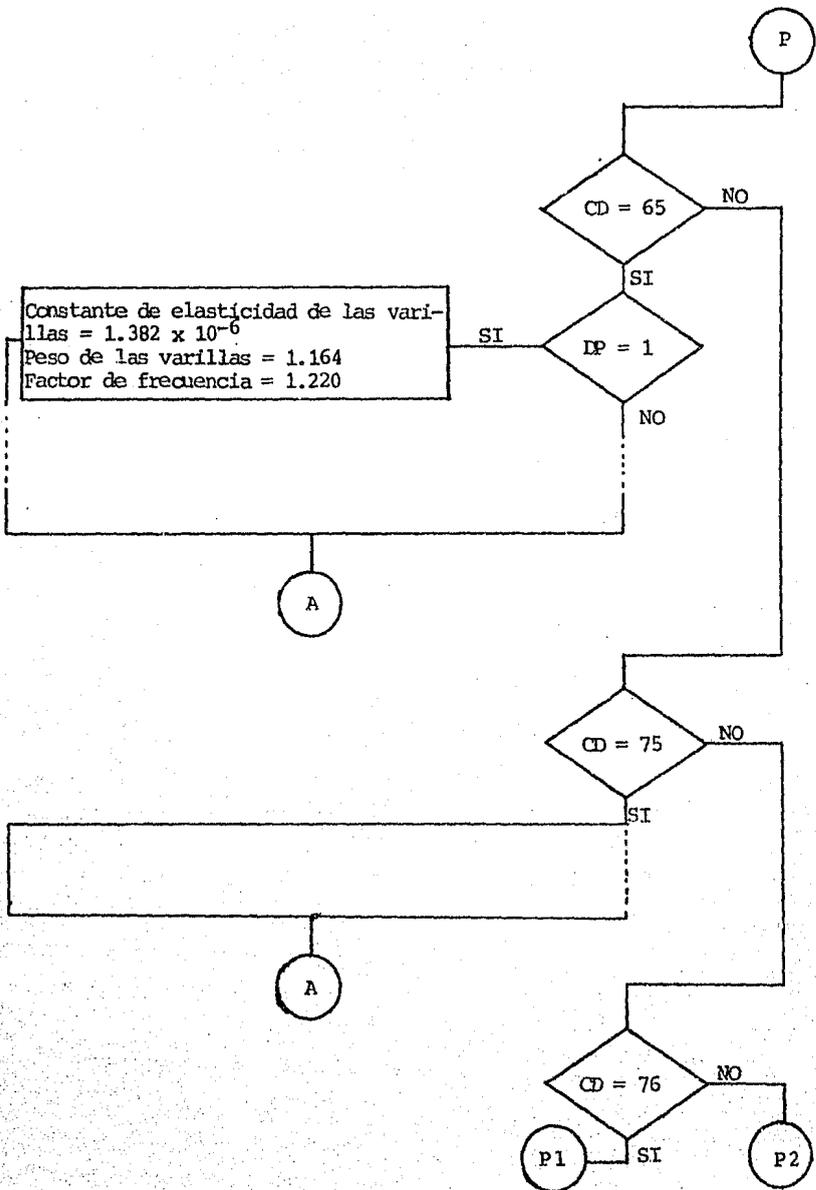
Los datos de entrada que requiere el programa son:

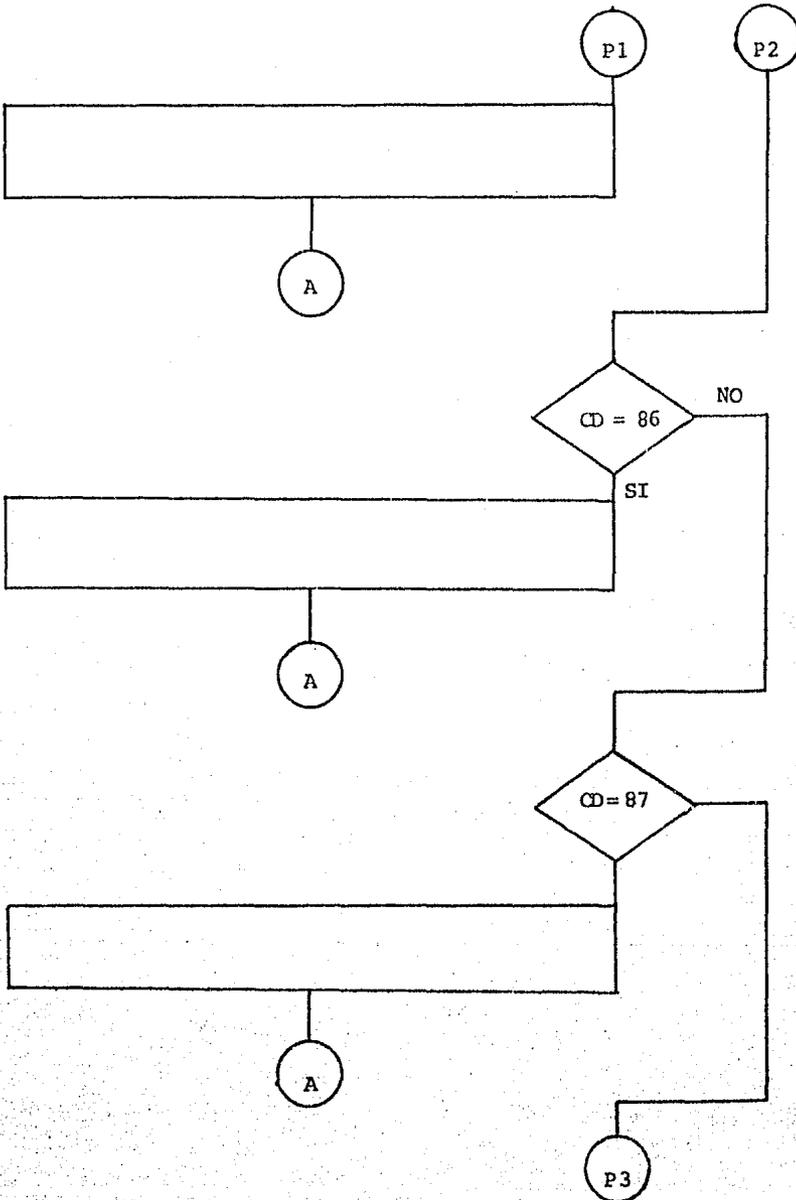
- 1) Nivel del fluido, (pies).
- 2) Profundidad de colocación de la bomba, (pies).
- 3) Densidad relativa del fluido, (adimensional).
- 4) Carrera de la varilla pulida, (pulgadas).
- 5) Diámetro del émbolo (pulgadas).
- 6) Tipo de motor (Multicilindro o Baja velocidad).
- 7) Combinación deseada (diámetros de varillas).
- 8) Rango de la unidad sugerida a utilizar.
- 9) Tolerancia de error (Gasto deseado al gasto calculado) (bariles por día).

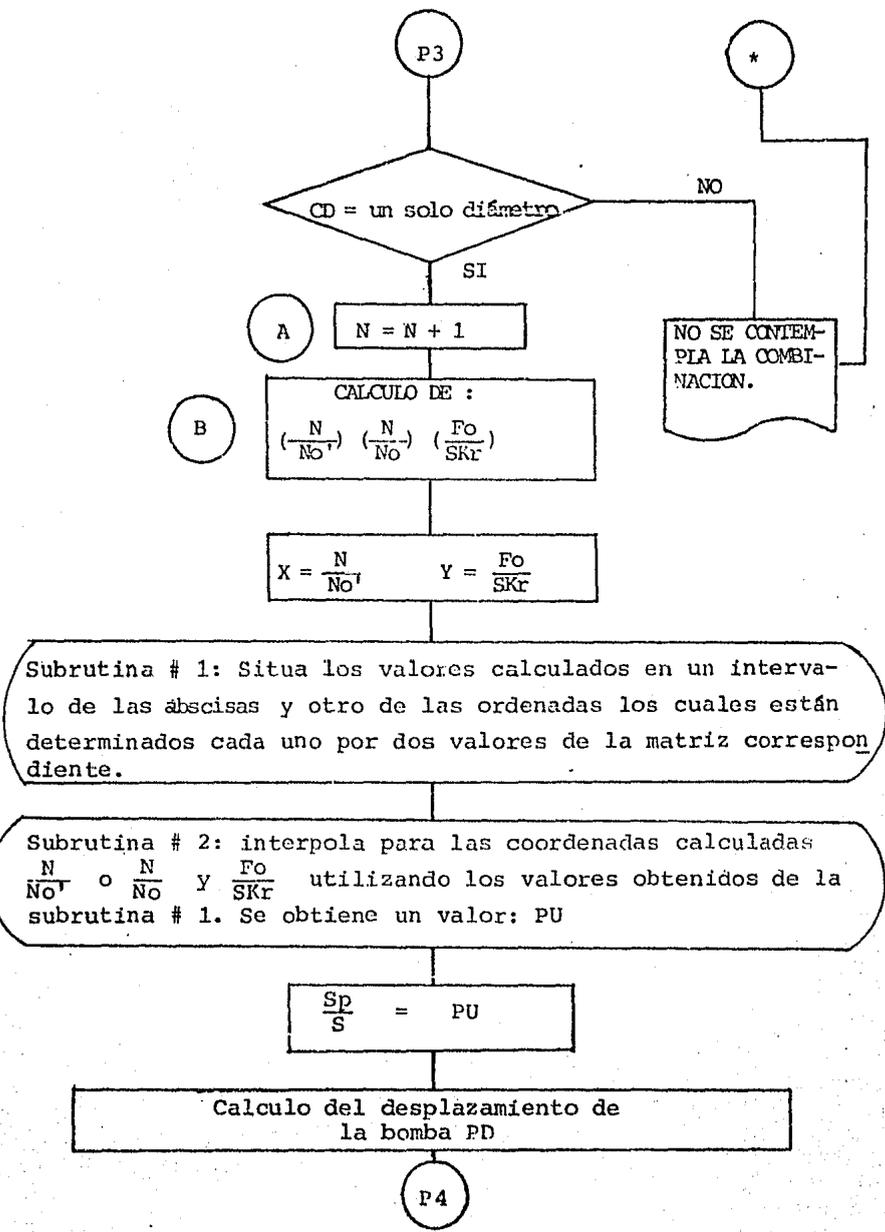
IV.4

Diagrama de Bloques







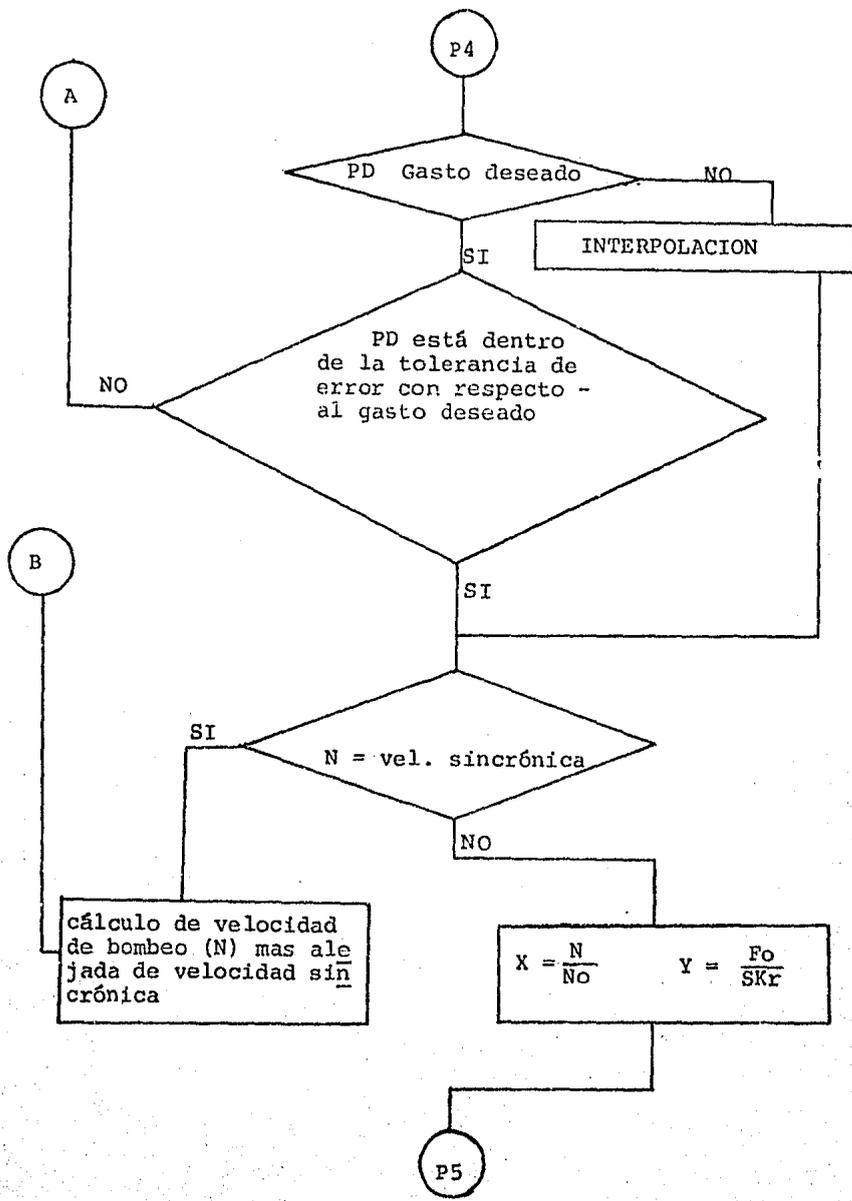


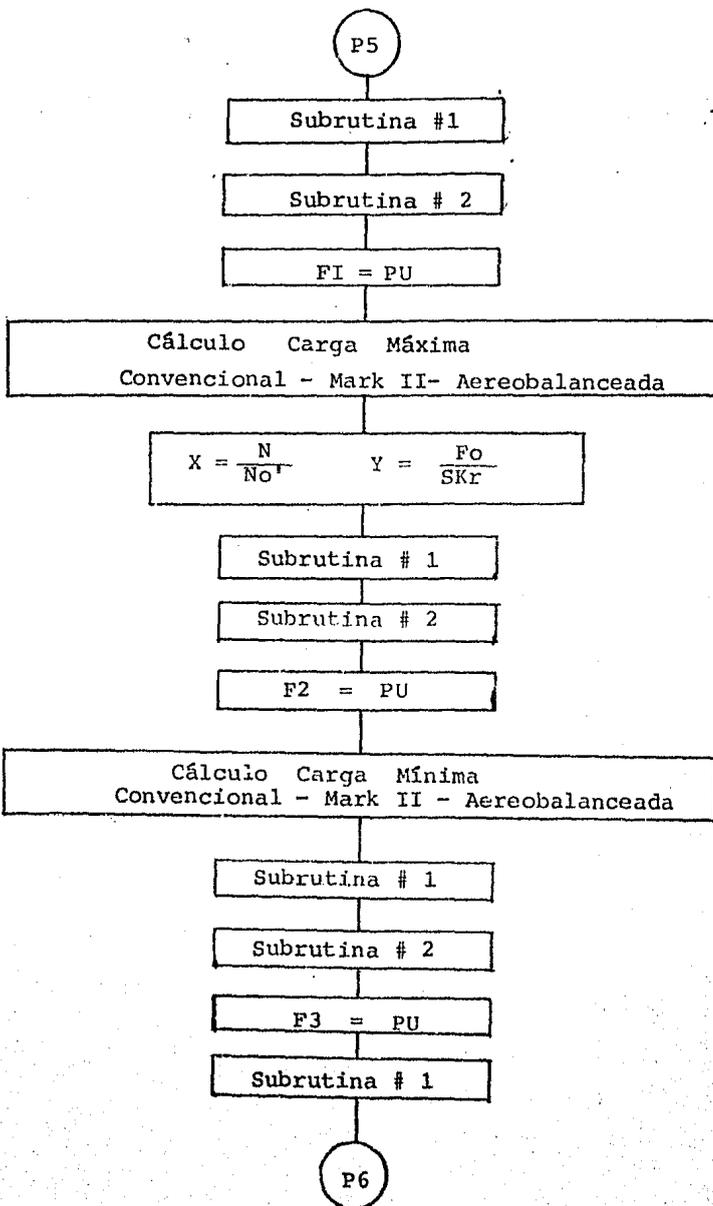
Subrutina # 1: Situa los valores calculados en un intervalo de las abscisas y otro de las ordenadas los cuales están determinados cada uno por dos valores de la matriz correspondiente.

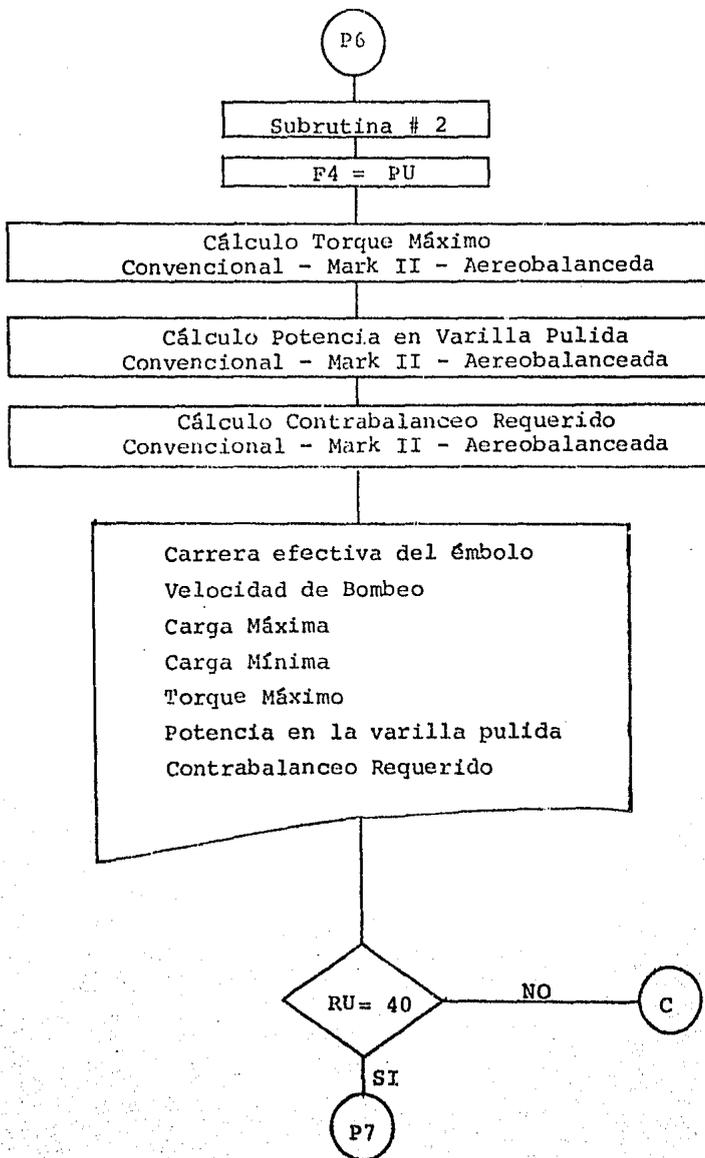
Subrutina # 2: interpola para las coordenadas calculadas  $\frac{N}{No'}$  o  $\frac{N}{No}$  y  $\frac{Fo}{SKr}$  utilizando los valores obtenidos de la subrutina # 1. Se obtiene un valor: PU

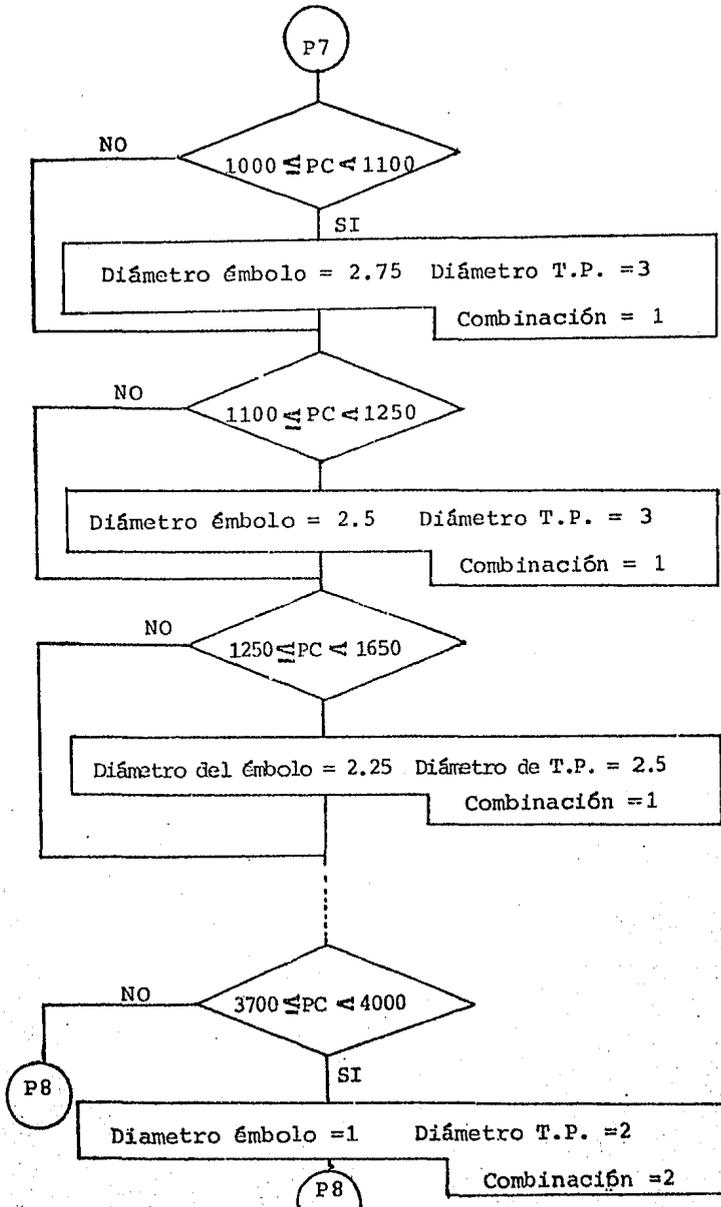
$$\frac{Sp}{S} = PU$$

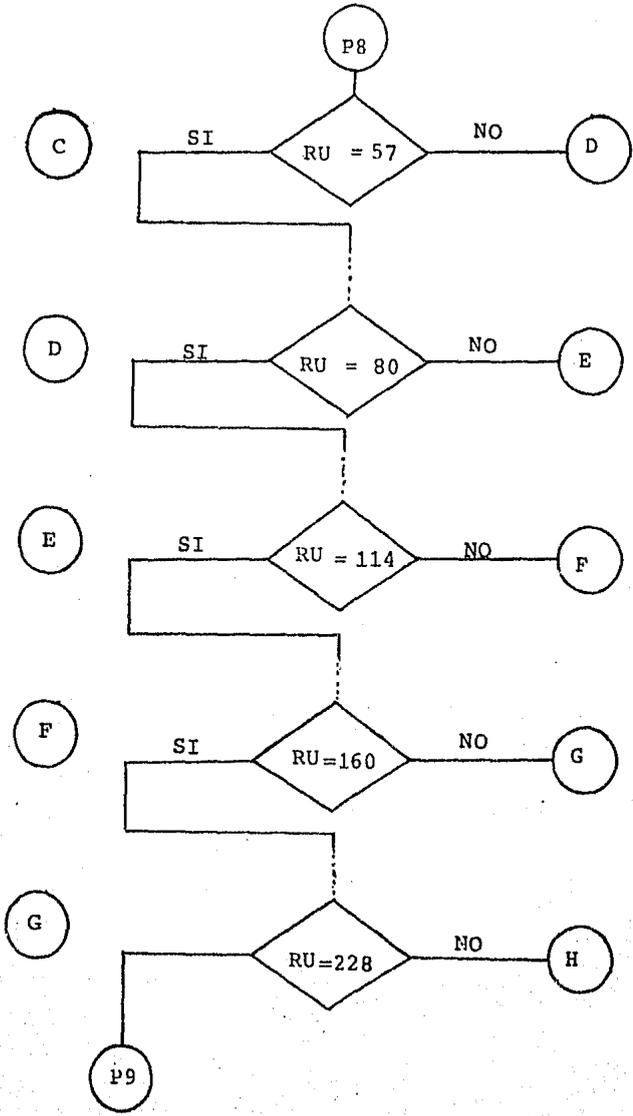
Calculo del desplazamiento de la bomba PD

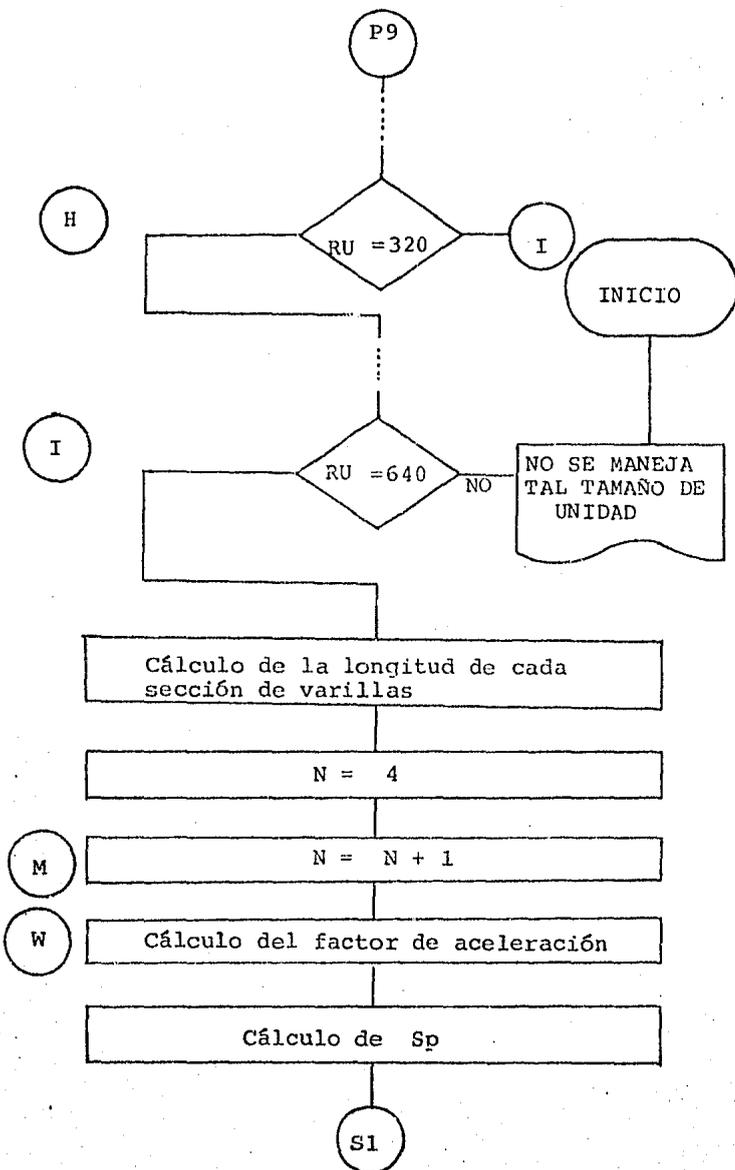


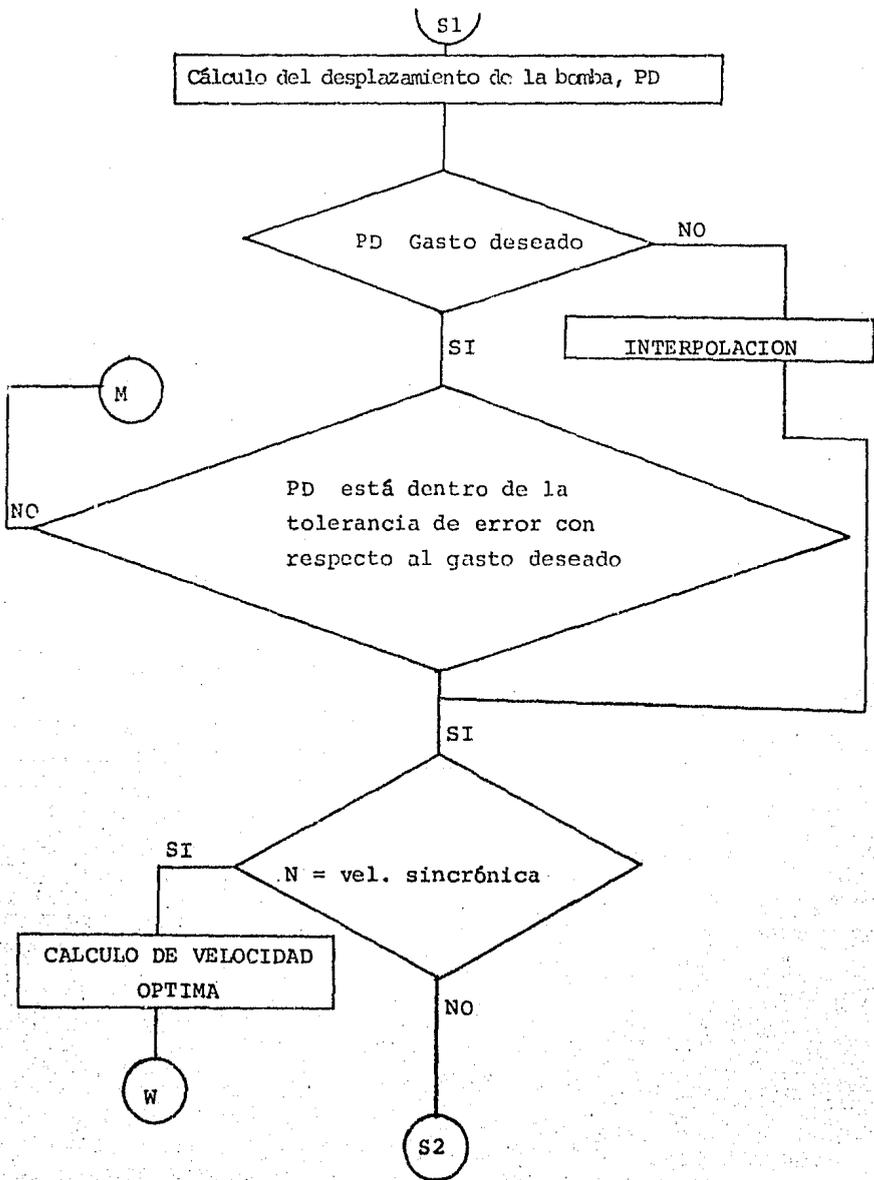












S2

Cálculo de:  
Carga Máxima  
Carga Mínima  
Torque Máximo  
Potencia en la varilla pulida  
Contrabalanceo Requerido

Carga Máxima  
Carga Mínima  
Torque Máximo  
Potencia en la varilla pulida  
Contrabalanceo Requerido  
Velocidad de Bombeo  
Carrera efectiva del émbolo

INICIO

Comparaciones entre método  
API - Craft Holden y Graves  
(diferencias)

SI  
Deseas continuar con otros  
valores

NO  
FINAL

#### IV.5.- Ejecución y versatilidad del programa.

Para facilitar la elección del diseño óptimo se elaboró un formato, que al ser llenado mediante la ejecución repetida del programa, forma una tabla que muestra los resultados obtenidos para diferentes valores de diámetro de émbolo y carrera de varilla pulida.

La amplitud de la tabla dependerá del número de combinaciones y del criterio del Ingeniero de Producción.

A continuación se muestra el formato elaborado y una ejecución del programa con sus variantes, decisiones y resultados, con lo cual se pretende dar una idea de la facilidad de su empleo y la versatilidad que posee en la optimización del diseño.

VALORES PARA LOS QUE SE CORRIÓ EL PROGRAMA :"  
PROFUNDIDAD DE COLOCACION DE LA BOMBA= 5470(PIES)"  
NIVEL DEL FLUIDO= 3843(PIES)"  
GASTO DESEADO= 247(BL/DIA)"  
EFICIENCIA VOLUMETRICA DE LA BOMBA= 100 (%)  
TIPO DE MOTOR= MULTICILINDRO"  
DENSIDAD RELATIVA DEL FLUIDO= 0.94"  
TUBERIA DE PRODUCCION NO ANCLADA"  
DIAMETRO DE T.P.= 2 7/8 (PG)"

VALORES PARA LOS QUE SE CORRIÓ EL PROGRAMA :"  
PROFUNDIDAD DE COLOCACION DE LA BOMBA= 5470(PIES)"  
NIVEL DEL FLUIDO= 3843(PIES)"  
GASTO DESEADO= 247(BL/DIA)"  
EFICIENCIA VOLUMETRICA DE LA BOMBA= 100 (%)  
TIPO DE MOTOR= MULTICILINDRO"  
DENSIDAD RELATIVA DEL FLUIDO= 0.94"  
TUBERIA DE PRODUCCION NO ANCLADA"  
DIAMETRO DE T.P.= 2 7/8 (PG)"

```

*****
**
**      R E C O M E N D A C I O N
**
** SE TIENEN MUCHAS VENTAJAS CON LA
** ADOPTACION DE UNA CARRERA LARGA Y
** LENTA MAS QUE CON UNA RAPIDA Y
** CORTA PARA UN DESPLAZAMIENTO IGUAL
** DEL PISTON, LA VIDA DEL BARRIL
** DE TRABAJO, EMBOLO, VALVULAS Y VA-
** RILLAS ES DIRECTAMENTE PROPORCIO-
** NAL AL # DE EMBOLADAS DE MANEJO
** QUE LAS VELOCIDADES LENTAS DE
** BOMBEA DAN POR RESULTADO UN COSTO
** LAS ESFUERZOS DE LAS VARILLAS, SOV-
** NIENAS Y LA EFICIENCIA DE LAS
** VALVULAS ES MAYOR CON LA CARRERA
** LENTA MAS LARGA. LAS CARGAS DIN-
** MICAS SON PROPORCIONALES AL CUA-
** DRADO DE EMBOLADAS POR MINUTO
** POR LO TANTO, LAS VELOCIDADES
** LENTAS PERMITEN LA OPERACION CON
** MENOS CONSUMO DE FUERZA.
**      PARA CONTINUAR TECLEAR:
*****

```

```

**
** SI EL EMBOLO ES GRANDE ALTAS CAR-
** GAS SERAN IMPUESTAS AL EQUIPO Y
** EL VIAJE DEL EMBOLO PUEDE RESULTAR
** EN ADOPTACION INEFICIENTE, DE OTRA
** MANERA SI EL EMBOLO ES DEMASIADO
** PEQUEÑO LAS VELOCIDADES DE BOMBEO
** LLEGAN A SER ALTAS Y LOS EFECTOS
** DE ACELERACION SE INCREMENTAN DE-
** MASIADO, REPERCUTIENDO NEGATIVA-
** MENTE SOBRE EL EQUIPO.
**
*****

```

```

*****
** DATOS DE LAS UNIDADES QUE DISPONES:
**
** RANGO CAP. (PG-LB) MAX. CARR. PROF (PIES)
**
** 40      40,000      34(PG)   1000-4000
** 57      57,000      42(PG)   1150-5000
** 80      80,000      48(PG)   1400-6000
** 114     114,000     54(PG)   1700-7000
** 150     150,000     64(PG)   2000-7750
** 228     228,000     74(PG)   2400-8500
** 320     320,000     84(PG)   2800-9500
** 540     540,000    144(PG)  3200-11000
**
*****

```

```

*****
** EL METODO CRAFT HOLDEN RECOMIENDA
**
** DIAMETRO T.P. = 2 [PG]
** DIAMETRO DE EMBOLO = 1.25 [PG]
** COMBINACION = 5/8 , 3/4 , 7/8 @ [PG]
*****

```

```

*****
** DISPONES DE LAS SIGUIENTES COMBI-
** NACIONES DE VARILLAS:
**

```

```

**      65 , 70 , 76 , 86 , 87      **
**      44 , 55 , 66 , 77 , 88      **
**      **
** EJEMPLO: 86= 8/8 , 7/8 , 6/8      **
**      **

```

```

*****
** DISPONES DE LOS SIGUIENTES DIAME- **
** TROS DE EMBOLO PARA LA COMBINA- **
** CION DADA :                        **
**      **
** 1.06, 1.25, 1.5, 1.75, 2.0, 2.25 **
**      **
*****

```

```

#####
#####
##### METODO API #####
#####
#####

```

```

*****
** PARA UNA CARRERA= 64 [PG]          **
** VELOCIDAD DE BOMBEO= 5 [EPM]      **
** CARRERA EFECTIVA= 50.512655 [PG]  **
** Y UN GASTO= 63.1895376 [BL/DIA]   **

```

```

*****
** PARA UNA CARRERA= 64 [PG]          **
** VELOCIDAD DE BOMBEO= 6 [EPM]      **
** CARRERA EFECTIVA= 52.0193526 [PG]  **
** Y UN GASTO= 76.6116655 [BL/DIA]   **

```

```

*****
** PARA UNA CARRERA= 64 [PG]          **
** VELOCIDAD DE BOMBEO= 7 [EPM]      **
** CARRERA EFECTIVA= 52.541649 [PG]   **
** Y UN GASTO= 90.3550975 [BL/DIA]   **

```

```

*****
** PARA UNA CARRERA= 64 [PG]          **
** VELOCIDAD DE BOMBEO= 8 [EPM]      **
** CARRERA EFECTIVA= 53.075857 [PG]   **
** Y UN GASTO= 104.384119 [BL/DIA]   **

```

```

*****
** PARA UNA CARRERA= 64 [PG]          **
** VELOCIDAD DE BOMBEO= 9 [EPM]      **
** CARRERA EFECTIVA= 53.897097 [PG]   **
** Y UN GASTO= 119.371204 [BL/DIA]   **

```

```

*****
** PARA UNA CARRERA= 64 [PG]          **
** VELOCIDAD DE BOMBEO= 10 [EPM]     **
** CARRERA EFECTIVA= 54.7183369 [PG]  **
** Y UN GASTO= 134.789194 [BL/DIA]   **

```

```

*****
** PARA UNA CARRERA= 64 [PG]          **
** VELOCIDAD DE BOMBEO= 11 [EPM]     **
** CARRERA EFECTIVA= 55.5849711 [PG]  **
** Y UN GASTO= 150.76909 [BL/DIA]    **

```

```

*****
** PARA UNA CARRERA= 64 [PG]          **
** VELOCIDAD DE BOMBEO= 12 [EPM]     **
** CARRERA EFECTIVA= 56.9362823 [PG]  **
** Y UN GASTO= 167.470289 [BL/DIA]   **

```

\*\*\*\*\*  
PARA UNA CARRERA= 64 (PG)  
VELOCIDAD DE BOMBEO= 13 (EPM)  
CARRERA EFECTIVA= 57.487696 (PG)  
Y UN GASTO= 184.870641 (BL/DIA)

\*\*\*\*\*  
PARA UNA CARRERA= 64 (PG)  
VELOCIDAD DE BOMBEO= 14 (EPM)  
CARRERA EFECTIVA= 57.195096 (PG)  
Y UN GASTO= 197.801631 (BL/DIA)

\*\*\*\*\*  
PARA UNA CARRERA= 64 (PG)  
VELOCIDAD DE BOMBEO= 15 (EPM)  
CARRERA EFECTIVA= 56.933804 (PG)  
Y UN GASTO= 208.541162 (BL/DIA)

\*\*\*\*\*  
PARA UNA CARRERA= 64 (PG)  
VELOCIDAD DE BOMBEO= 16 (EPM)  
CARRERA EFECTIVA= 56.518938 (PG)  
Y UN GASTO= 219.013474 (BL/DIA)

\*\*\*\*\*  
PARA UNA CARRERA= 64 (PG)  
VELOCIDAD DE BOMBEO= 17 (EPM)  
CARRERA EFECTIVA= 56.020901 (PG)  
Y UN GASTO= 237.213065 (BL/DIA)

\*\*\*\*\*  
CARRERA EFECTIVA= 56.045132 (PG)  
VELOCIDAD DE BOMBEO= 17.5225181 (EPM)  
Y UN GASTO= 246 (BL/DIA)

\*\*\*\*\*  
CON EL DISEÑO DE VARILLAS SIGUIENTE

7/8 , 3/4 , 5/8 (PG)

- 33.3 W ; 33.3 W ; 33.3 W

\*\*\*\*\*

\*\*\*\*\*  
TIENE VELOCIDAD NO SINCRONICA \*\*  
\*\*\*\*\*  
PARA CONTINUAR TECLER LA LETRA: C

#####  
#  
C O N V E R T I D O R A L #  
#  
#####

MAXIMA CAPAC EN LA VARILLA= 14692 (LIBRAS)  
MINIMA CAPAC EN LA VARILLA= 4604 (LIBRAS)  
TORQUE MAXIMO EN MANIVELA= 168027 (PG-LE)  
CAPACIDAD EN LA VARILLA= 13 (MP)  
POENCIA EN EL MOTOR MULTICIL= 30 (HP)

CONTRABALANCEO REQUERIDO= 9951 [LIBRAS]

#####  
TECLEA PARA CONTINUAR : C

#####  
#####  
##### M A R K I I #####  
#####  
#####

MAXIMA CARGA EN LA VARILLA= 13704 [LIBRAS]  
MINIMA CARGA EN LA VARILLA= 3626 [LIBRAS]  
TORQUE MAXIMO EN MANIVELA= 134292 [PG-LB]  
POTENCIA EN LA VARILLA= 19 [ HP ]  
POTENCIA EN EL MOTOR MULTICIL= 24 [ HP ]  
CONTRABALANCEO REQUERIDO= 9433 [LIBRAS]

#####  
TECLEA PARA CONTINUAR : C

#####  
#####  
##### REPERALANCEADA #####  
#####  
#####

MAXIMA CARGA EN LA VARILLA= 14095 [LIBRAS]  
MINIMA CARGA EN LA VARILLA= 4017 [LIBRAS]  
TORQUE MAXIMO EN MANIVELA= 161306 [PG-LB]  
POTENCIA EN LA VARILLA= 19 [ HP ]  
POTENCIA EN EL MOTOR MULTICIL= 0 [ HP ]  
CONTRABALANCEO REQUERIDO= 9600 [LIBRAS]

#####  
TECLEA PARA CONTINUAR : C

#####  
#####  
##### METODO CRAFT AND HOLDEN #####  
#####  
#####

\*\*\*\*\*  
TAMANO DE LA UNIDAD O RANGO= 160 [PG-LB]  
\*\*\*\*\*  
DIAMETRO DEL EMBOLO= 1.25 [PG]  
\*\*\*\*\*  
DIAMETRO DE T.P.= 2 [PG]  
\*\*\*\*\*  
COMBINACION DE LAS VARILLAS [PULGADAS]  
5,8 3/4 7/8  
LONGITUDES PARA CADA SECCION [PIES ]  
2494.60871 1583.25714 1396.93287  
\*\*\*\*\*  
VELOCIDAD DE BOMBEO= 20.5 [ EPM ]  
\*\*\*\*\*  
GASTO CALCULADO= 244 [BARRILES/DIA]  
\*\*\*\*\*  
TECLEA PARA CONTINUAR : C

\*\*\*\*\*

PESO MUERTO DE LAS VARILLAS= 8491.83026 (LIBRAS)  
 CARGA DEL FLUIDO= 1716.04416 (LIBRAS)  
 MAX. CARGA EN VARILLA PULIDA= 13449.465 (LIBRAS)  
 MIN. CARGA EN VARILLA PULIDA= 4236.48498 (LIBRAS)  
 TORQUE MAXIMO= 176965.512 ( PG-LR )  
 CONTRABALANCEO IDEAL= 8336.09764 (LIBRAS)  
 POTENCIA EN LA VARILLA= 20.3049305 ( HP )

#####  
 PARA CONTINUAR OPRIME: C

#####  
 ### C O M P A R A C I O N E S ###  
 ###

#####  
 ##### CONVENCIONAL #####

MAXIMA CARGA EN LA VARILLA		
A P I	CRAFT	DIFERENCIA
14682.5168	13449.465	1233.05183

MINIMA CARGA EN LA VARILLA		
A P I	CRAFT	DIFERENCIA
4604.60327	4236.48498	368.118296

TORQUE MAXIMO		
A P I	CRAFT	DIFERENCIA
163027.132	176965.512	8938.37921

CONTRABALANCEO		
A P I	CRAFT	DIFERENCIA
3951.98849	8336.09764	1615.29825

POTENCIA EN LA VARILLA		
A P I	CRAFT	DIFERENCIA
19.5113846	20.3049305	.792945988

PARA CONTINUAR TECLER : C

#####  
 ##### M A R K I I #####

MAXIMA CARGA EN LA VARILLA		
A P I	CRAFT	DIFERENCIA
13704.4924	13449.465	255.027382

MINIMA CARGA EN LA VARILLA		
A P I	CRAFT	DIFERENCIA
3626.57823	4236.48498	609.906155

TORQUE MAXIMO		
A P I	CRAFT	DIFERENCIA
134292.533	176965.512	42672.9785

CONTRABALANCEO  
A P I CRAFT DIFERENCIA  
9483.61227 8336.09764 1147.51463

POTENCIA EN LA VARILLA  
A P I CRAFT DIFERENCIA  
19.5119846 20.3049305 .792945988

PARA CONTINUAR TECLER C

#####  
##### AEREOBALANCEADA #####

MAXIMA CARGA EN LA VARILLA  
A P I CRAFT DIFERENCIA  
14095.7022 13449.465 646.237164

MINIMA CARGA EN LA VARILLA  
A P I CRAFT DIFERENCIA  
4017.7886 4236.49498 218.696373

TORQUE MAXIMO  
A P I CRAFT DIFERENCIA  
161306.047 176265.512 15659.4645

CONTRABALANCEO  
A P I CRAFT DIFERENCIA  
9600.15011 8336.09764 1264.05247

POTENCIA EN LA VARILLA  
A P I CRAFT DIFERENCIA  
19.5119846 20.3049305 .792945988

PARA CONTINUAR TECLER : C

API H= 17.5225181 [EPM] CRAFT H= 20.5 [EPM]

#####  
### API SP= 54.1989845 [PG]  
#####  
### CRAFT SP= 65.5278454 [PG]



M E T H O D O A P I

MARK II

S	D	CO	N	MPRL	PPRL	P'	CBE	PRHP	IE	ANCLADA
64	1.75	66	14	4071	13974	12 775	9913	18	16	NO
	1.5	75	17.5	3626	13704	12 292	9843	19.5	18	NO
	2.0	76	12	5769	15874	12 451	12004	17	22	NO
	2.5	76	12	6067	18828	16 680	13734	17.4	30	NO
54	1.75	66	16.4	4182	13974	10 701	9985	17.3	13	NO
	1.5	75	20	3773	13741	11 402	9597	19.2	15	NO
	2.0	65	16.6	3793	13346	10 109	9405	16.3	10	NO
	2.5	76	14.7	5738	18862	14 853	13538	17.8	26	NO
74	1.75	65	13	3585	12135	12 193	8640	17	12	NO
	1.5	76	14	4574	14392	14 068	10457	19.7	26	NO
	2.0	86	9.5	7333	17913	14 411	14081	18	34	NO

## M E T O D O A P I

## A E R E O B A L A N C E A D A

S	D	CO	N	MPPL	PPPL	PT	CBE	PRHP	IE	ANCLADA
64	1.75	66	14	4384	14287	153162	9896	17	21	NO
	1.5	75	17.5	4017	14095	161306	9600	19.5	24	NO
	2.0	76	12	6024	16130	155506	11742	17	28	NO
	2.5	76	12	6313	19075	173336	13456	17.4	33	NO
54	1.75	66	16.4	4495	14287	125709	9955	17.3	17	NO
	1.5	75	20	4168	14137	125052	9702	19.2	19	NO
	2.0	65	16.6	4023	13576	119785	9327	16.3	12	NO
	2.5	76	14.7	5988	19112	149364	13303	17.8	28	NO
74	1.75	65	13	3823	12373	156890	8584	17	16	NO
	1.5	76	14	4948	14766	199037	10449	19.7	38	NO
	2.0	86	9.5	7625	18205	215764	13689	18	53	NO

METODO CRAFT HOLDEN Y GRAVES

C O N V E N C I O N A L

S	D	CO	N	ANCLADO	PPRL	MPRL	PT	CBE	PRHP	RI
64	1.25	75	20.5	NO	13449	4236	176965	8336	20	160
	1.25	75	20.5	NO	13449	4236	176965	8336	20	160
	1.25	75	20.5	NO	13449	4236	176965	8336	20	160
	1.25	75	20.5	NO	13449	4236	176965	8336	20	160
54	1.25	75	23.5	NO	13801	3884	158820	8336	20	160
	1.25	75	24	NO	12309	3184	144745	7314	18.5	114
	1.25	75	24	NO	12309	3184	144745	7314	18.5	114
	1.5	75	20	NO	14362	5045	152326	9179	18.8	228
74	1.25	65	18.5	NO	11717	3776	176449	7344	19.3	114
	1.5	75	15	NO	13745	5662	185915	9180	19.3	228
	1.5	75	15	NO	13745	5662	185915	9180	19.3	228

## M E T O D O A P T

## C O N V E N C I O N A L

S	D	CO	N	ANCLADA	PPRL	MPRL	PT	CBE	PRHP	IE
64	1.75	66	14.4	SI	14757	4854	159543	10327	17	24
	1.5	75	17.5	SI	14682	4604	168027	9951	19	30
	2.0	76	12.3	SI	16779	6162	168158	12192	17	32
	2.5	76	12	SI	19444	6682	180558	13932	17	37
54	1.75	66	16.4	SI	14758	4965	130947	10327	17	20
	1.5	75	20	SI	14731	4762	130262	9951	19	23
	2.0	65	16.6	SI	13921	4368	124776	9714	16	15
	2.5	76	14.7	SI	19488	6364	155587	13932	17	31
74	1.75	65	13	SI	12730	4180	163427	8976	16	19
	1.5	76	14	SI	15378	5510	207339	10813	19	44
	2.0	86	9.5	SI	18642	8062	224754	14064	18	59

## M E T O D O A P I

## M A R K I I

S	D	CO	N	ANCLADA	PPRL	MPRL	PT	CBE	PRHP	IE
64	1.75	66	14.4	SI	13974	4071	129775	9912	17	17
	1.5	75	17.5	SI	13704	3626	134292	9483	19	19
	2.0	76	12.3	SI	16074	5457	134414	11905	17	23
	2.5	76	12	SI	18828	6067	163680	13734	17	31
54	1.75	66	16.4	SI	13974	4182	107701	9985	17	14
	1.5	75	20	SI	13741	3772	111402	9597	19	15
	2.0	65	16.6	SI	13346	3793	106109	9405	16	11
	2.5	76	14.7	SI	18862	5738	143853	13538	17	26
74	1.75	65	13	SI	12135	3585	129193	8640	16	13
	1.5	76	14	SI	14392	4574	146068	10457	19	26
	2.0	86	9.5	SI	17913	7332	145411	14081	18	35

M E T O D O      A P I  
A E R E O B A L A N C E A D A

S	D	CO	N	ANCLADA	PPRL	MPRL	PT	CBE	PRHP	IE
64	1.75	66	14.4	SI	14287	4384	153167	9896	17	21
	1.5	75	17.5	SI	14095	4017	161306	9609	19	25
	2.0	76	12.3	SI	16356	5739	161431	11710	17	29
	2.5	76	12	SI	19075	6313	173336	13455	17	34
54	1.75	66	16.4	SI	14287	4495	125709	9955	17	17
	1.5	75	20	SI	14137	4168	125052	9702	19	19.22
	2.0	65	16.6	SI	13576	4023	119785	9327	16	13
	2.5	76	14.7	SI	19112	5988	149364	13303	17	28
74	1.75	65	13	SI	12373	3823	156890	8584	16	17
	1.5	76	14	SI	14766	4948	199037	10449	19	38
	2.0	86	9.5	SI	18205	7624	215764	13689	18	54

METODO CRAFT HOLDEN Y GRAVES

C O N V E N C I O N A L

S	N	ANCLADA	PPRL	MPRL	PT	CBE	PRHP	CO	RU	D
64	20	SI	13291	4394	171908	8337	20.16	75	160	1.25
	20	SI	13291	4394	171908	8337	20.16	75	160	1.25
	20	SI	13291	4394	171908	8337	20.16	75	160	1.25
	20	SI	13291	4394	171908	8337	20.16	75	160	1.25
54	23	SI	13649	4037	154693	8336	20	75	160	1.25
	23	SI	12049	3445	137700	7314	18.2	65	114	1.25
	19	SI	14099	5308	145238	9180	18.5	71	114	1.5
	18	SI	11577	3917	171242	7314	19	65	228	1.25
74	14	SI	13477	5930	176018	9180	18.5	75	114	1.5
	14	SI	13477	5930	176018	9480	18.5	75	228	1.5

donde:

- S, carrera de la varilla pulida (pg)
- D, diámetro del émbolo (pg)
- N, velocidad de bombeo (epm)
- CO, combinación deseada (diámetros de varillas)
- PPRL, carga máxima en la varilla pulida (lb)
- MPRL, carga mínima en la varilla pulida (lb)
- PT, torque máximo en la manivela (pg-lb)
- CBE, contrabalanceo requerido (lb)
- PRHP, potencia en la varilla pulida (HP)
- IE, índice económico.

## V. TECNICAS DE DIAGNOSTICO

### V.1.- Factores y fallas en la sarta de varillas de succión y la tubería de producción.

En muchos pozos de bombeo mecánico; el frecuente reemplazamiento de las sargas de varillas de succión y producción (necesariamente por excesivas fallas en estas partes) constituyen un problema económicamente serio.

Como un hecho de importancia, el comportamiento de la sarta de varillas de succión es generalmente considerada como un indicador directo de la eficiencia con la que un pozo está siendo bombeado, por esta razón es aconsejable la mención de varias de las más probables causas de falla de la sarta de varillas y tubería de producción.

Suponiendo que la instalación de bombeo ha sido diseñada apropiadamente; el primero y el más importante factor en la prevención de fallas innecesarias de la varilla es el manejo propio de las varillas durante la introducción, almacenaje, corrida y extracción de las mismas.

Se han realizado muchas investigaciones relativo a la corrosión y otros factores, se ha demostrado que los efectos de estos factores pueden ser sustancialmente reducidos por una aplicación cuidadosa de ciertas prácticas y manejo de la sarta de varillas de succión.

Por ejemplo, la presencia en la superficie de una varilla con huecos o grietas (hasta de tamaño microscópico) permite a los agentes corrosivos ganar acceso al metal más fácilmente, por lo tanto acelera la posibilidad de falla. Las reglas (recomendadas por API) cubren el cuidado y manejo de la sarta de varillas de succión y se dan en el API RP 11 BR.

El objeto de esta discusión es considerar que para un elemento elástico, la falla ocurre cuando la Ley de Hooke deja de ser aplicable, es decir cuando no hay una relación constante entre el esfuerzo y la deformación resultante (elongación) de los elementos.

El esfuerzo en que esta falla ocurre es llamado límite proporcional del material. Sin embargo, éste no puede ser utilizado como un criterio para establecer el máximo esfuerzo permisible de trabajo para las varillas de succión, puesto que ciclos repetidos de carga impuesta a éstas acarrear fallas por fatiga, que generalmente ocurren por debajo del límite proporcional.

Por lo tanto se debe considerar el límite de resistencia,

como el máximo esfuerzo que puede ser aplicado para un número infinito de cargas. Sin embargo, en la determinación experimental del límite de resistencia de un metal, obviamente no puede ser construido para resistir un número infinito de cargas. Para el acero fundido el límite de resistencia puede ser tomado como el máximo esfuerzo que permita  $10 \times 10^6$  inversiones (emboladas).

El límite de resistencia de la sarta de varillas de succión depende:

- 1.- Los componentes presentes en el acero.
- 2.- Los agentes corrosivos (tales como dióxido de carbono, oxígeno presentes en los fluidos del pozo, etc.).
- 3.- El rango de esfuerzos a que las varillas están sujetas.

En la tabla siguiente se resume los tipos de aceros usados generalmente en la manufactura de las varillas de succión.

LIMITES DE RESISTENCIA RECOMENDADOS DE LAS VARILLAS DE SUCCION

Tipo de varillas	AISI-SAE grado de acero	Límite de resistencia en fluidos corrosivos, <sup>1</sup> lb/pg <sup>2</sup>		Límite de resistencia en fluido no corrosivo para rangos de esfuerzo <sup>2</sup> , lb/pg <sup>2</sup>		
		con H <sub>2</sub> S	sin H <sub>2</sub> S	<60%	>60%	<30%
acero al carbón	C 1033			30,000		
	C 1035			30,000		
	C 1036			30,000		
	C 1038			30,000		
	C 1039			30,000		
	C 1040			30,000		
	C 1042			30,000		
	C 1043			30,000		
acero con aleación	Mn 1335				30,000	40,000
	Ni-Cr 3310					40,000
	Ni-Cr (Mayari)	22,000	30,000		30,000	40,000
	Ni-Mo 4620	22,000	30,000		30,000	40,000
	Ni-Mo 4621	22,000	30,000		30,000	40,000
	Ni-Mo 4800					

- 1.- fluidos corrosivos tratados eficazmente con un inhibidor químico deben ser considerados no corrosivos.
- 2.- el rango de esfuerzo está dado como porcentaje del máximo esfuerzo de operación.

La experiencia ha demostrado que los valores llegan a es-

tar por abajo de los mostrados en la tabla. Cuando está involucrada la corrosión, el tiempo juega un papel determinante en la falla de las varillas de succión.

Estando presentes fluidos corrosivos en el pozo se tienen dos opciones para atacar el problema.

La sarta de varillas de succión puede ser construída de una aleación de mejor consistencia, resistente a la corrosión, o el fluido puede ser tratado químicamente en el pozo de tal manera que reduzca substancialmente los efectos dañinos de los agentes corrosivos. El método actualmente usado, el uso de inhibidores químicos, generalmente está reconocido como la solución más recomendable, y el uso de aleaciones resistentes que resultan mas costosas esta limitada por la profundidad, donde las grandes cargas sobre las varillas originan altos esfuerzos en las varillas.

Un posible factor en la falla prematura de la varilla es la velocidad de bombeo sincrónica. La idea de que la velocidad sincrónica puede afectar adversamente el comportamiento de la varilla fue introducida por Slonneger, y esta ha recibido gran atención de varias autoridades en el campo de pozos con bombeo mecánico.

El acuerdo de los efectos del bombeo sincronizado no ha sido unánime y muchos investigadores no consideran esto como un factor en el comportamiento de la varilla. En cualquier caso donde -- con frecuencia o de un modo inexplicable ocurran fallas en la varilla, se recomienda comparar la rapidez de bombeo con la frecuencia natural de la sarta de varillas para posibles condiciones de velocidad sincrónica.

Quando una varilla de longitud  $L$  y sujeta en el punto  $P$  como se muestra en la Fig. 5.1, corresponde a una sarta de varillas de longitud  $L$ , siendo el punto  $b$  la posición del émbolo y  $P$  el punto en el cual la varilla pulida pasa a través del estopero. Si se suministra un impulso en el punto  $P$  este viajará al punto  $b$  (a la velocidad del sonido en el metal) y será reflejado. Si el punto  $b$  está en antinodo la onda será reflejada en fase con la onda transmitida y se reforzará.

Si el punto  $b$  es un nodo, la onda será reflejada  $180^\circ$  fuera de la fase de la onda transmitida y la suma vectorial de las amplitudes en cualquier punto será cero. En el primer caso (reforzamiento), la varilla esta vibrando a una frecuencia natural y cualquier esfuerzo vibratorio presente acentuará y creará mayor severidad.

En el caso simple de reforzamiento, que es, la primera apreciencia de un antinodo será por

$$L = \frac{\lambda}{4} \quad \text{o} \quad \lambda = 4L \quad \dots \quad (5.1)$$

donde:

= es la longitud de onda del impulso transmitido (y reflejado)

La velocidad del esfuerzo transmitido  $v$ , y la frecuencia  $f$ , para el movimiento de la onda se describen por:

$$v = f\lambda \quad \text{o} \quad \lambda = \frac{v}{f} \quad \dots \quad (5.2)$$

para el caso descrito por la ecuación 5.1

$$\frac{v}{f} = 4L \quad \text{o} \quad f = \frac{v}{4L} \quad \dots \quad (5.3)$$

considerando la velocidad de la transmisión de esfuerzos en la sarta de las varillas (la velocidad del sonido en el acero) como 15800 pies/seg.

$$f = 15800 \frac{\text{pie}}{\text{seg}} \times 60 \frac{\text{seg}}{\text{min}} \times \frac{1}{4L} \text{ pie}$$
$$f = \frac{237000}{L} \text{ vibraciones/min.} \quad \dots \quad (5.4)$$

La ecuación 5.4 muestra la frecuencia fundamental de la varilla. Así, si el impulso de la onda es transmitida a la varilla a una frecuencia  $f$  como define la ecuación 5.4, la velocidad de bombeo para el pozo fuera  $f$  embolados por minuto, la varilla sentirá una vibración a una frecuencia natural y como resultante una resonancia, asignando  $T_1$  como el tiempo requerido para un impulso viajando una distancia  $L$  a una velocidad  $v$ .

$$L = v T_1 \quad \dots \quad (5.5)$$

permitiendo a la velocidad de bombeo ser  $N_1$ , tal que el tiempo entre los impulsos es  $T_1$ , así si la varilla esta vibrando a una frecuencia natural.

$$N_1 = \frac{237\ 000}{L} = \frac{237\ 000}{v T_1} \quad \dots \quad (5.6)$$

si la velocidad de bombeo  $N_2$  es tal que el tiempo entre impulsos es  $T_2 = 2 T_1$ , un impulso será comunicado a la varilla cuando el impulso previo ha viajado una distancia  $2L$ , y la varilla estará toda via en resonancia, para esto:

$$N_2 = \frac{237\ 000}{v T_2} = \frac{237\ 000}{2 T_1} = \frac{237\ 000}{2 L} \quad (5.7)$$

en general,  $N$  representa una velocidad de bombeo sincronica si - -

$$N = \frac{237\ 000}{nL} \quad \text{donde } n \text{ es cualquier entero.}$$

$$N = \frac{237\ 000}{n L} \dots \quad (5.8)$$

La discusión para este punto ha sido limitada para el caso donde la varilla esta vibrando en una frecuencia fundamental o de primer grado. El próximo caso de reforzamiento ocurre cuando el punto b está en el segundo antinodo, en este caso:

$$L = \frac{3\lambda}{4} \text{ o } \lambda = \frac{4L}{3} \dots \quad (5.9)$$

La ecuación 5.8 implica que la resonancia ocurrirá si la relación entre la velocidad de bombeo y la frecuencia natural de la varilla es tal que:

$$f = nN \dots \quad (5.10)$$

y la resonancia ocurrirá si:

$$\lambda = \frac{v}{nN} \dots \quad (5.11)$$

Combinando las ecuaciones 5.9 y 5.11

$$\frac{4L}{3} = \frac{v}{nN} \dots \quad (5.12)$$

$$N = \frac{3v}{4nL} = \frac{3 \times 15800 \times 60}{4 n L} = \frac{237\ 000}{n L} \times 3 \dots \quad (5.13)$$

El siguiente caso de resonancia ocurre cuando el punto b cae en el tercer antinodo, en este caso:

$$L = \frac{5\lambda}{4} \text{ o } \lambda = \frac{4L}{5} \dots \quad (5.14)$$

siguiendo el razonamiento, obtenido de la ecuación 5.10 por medio de la ecuación 5.13.

$$N = \frac{237\ 000}{n L} \times 5 \dots \quad (5.15)$$

$$\text{La resonancia además existe si } N = \frac{237000 m}{n L} \dots \quad (5.16)$$

donde m es cualquier entero impar. Sin embargo, el amortiguamiento de efectos causa la amplitud de la onda reflejada que será insignificante en el caso de la varilla vibrando a una frecuencia fundamental. En este caso si m=1 la ecuación 5.8 es suficiente para definir una velocidad de bombeo sincrónica.

Si el comportamiento sincrónico se considera como un factor en la falla de la varilla, la velocidad de bombeo no deseable es aquella que haga a n un entero en la expresión

$$n = \frac{237\ 000}{N L} \dots \quad (5.17)$$

cualquier velocidad de bombeo que no haga a  $n$  un entero será no -- sincrónica. Sin embargo para mantenerse tan lejos como sea posible de velocidades sincrónicas, la velocidad de bombeo debe ser seleccionada para hacer  $n = 1\frac{1}{2}; 2\frac{1}{2}; 3\frac{1}{2}$ , etc.

Si las cargas en la varilla están dentro de los límites recomendados y si los fluidos del pozo no son corrosivos (o siendo -- corrosivos han sido tratados con un inhibidor), la velocidad sincrónica puede mostrar serias consideraciones como un factor en la falla de la varilla. De igual forma si otros factores están presentes, la velocidad sincrónica puede ser un factor contribuyente a -- un cambio en la longitud de carrera, por lo que es aconsejable el uso de diferentes velocidades de bombeo.

En algunos pozos, las excesivas fallas en las varillas y serios desgastes en la tubería han resultado de desgastes causados -- por contacto entre varillas y tubería de producción.

Anteriormente, fallas de esta naturaleza han sido atribuidas a la desviación del agujero de la vertical.

Recientes investigaciones matemáticas y experimentales de -- Lubinsky y Blenkarn han demostrado la importancia de las operaciones subsecuentes originadas por el pandeo de la tubería. Los métodos sugeridos por estos investigadores para minimizar los efectos de pandeo; incluyen el uso de ancladores a tensión, tubería con co -- la, ancladores a compresión, guías de varillas de succión.

En suma, para la prevención del pandeo el uso de tubería -- anclada elimina los efectos de extensión de la tubería. Por lo tan -- to incrementa la carrera efectiva del émbolo.

Un anclador a tensión permite la elongación en tubería anclada pero previene el acortamiento de la tubería (ver Fig. 5.2). Este dispositivo además previene el pandeo de la tubería, que se -- presenta únicamente en la carrera ascendente y permite la elongación fuera de la tubería. Un método de instalación del anclador a tensión es fijar éste en la tubería y así levantar la tubería en -- la superficie hasta que esté en tensión. Gráficas para la determinación del levantamiento (para T.P. de 2" y 2½"), han sido desarrolladas por Lubinsky y Blenkarn y son presentadas en las Figs. 5.3 y 5.4.

Para el uso de las gráficas es necesario conocer el nivel de fluido del pozo. El levantamiento obtenido por las gráficas es el levantamiento efectivo, que debe ser adicionado al necesario -- para la expansión del anclador, éste es un valor que depende del --

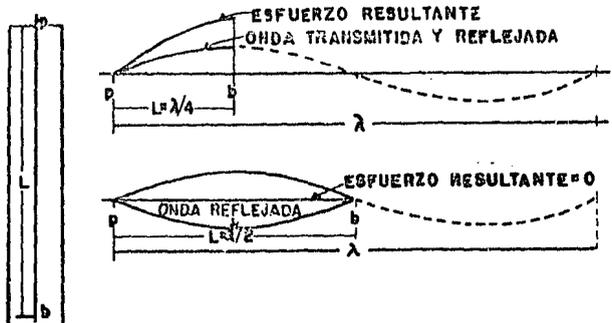
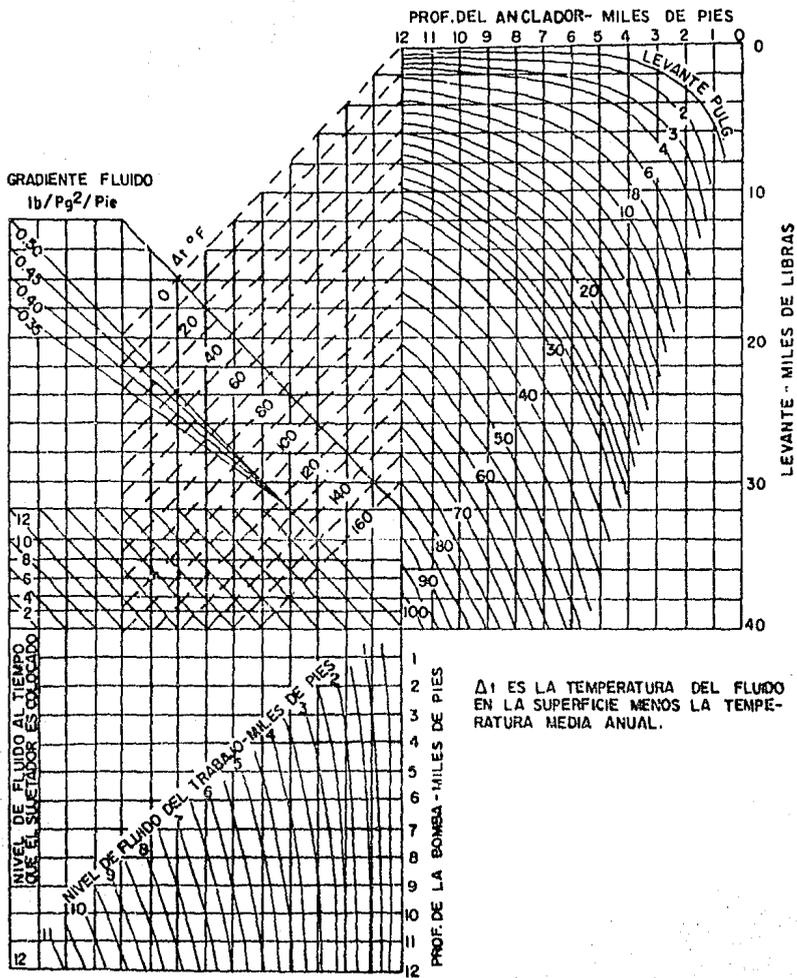


FIG.5.1 RELACIONES ENTRE LA LONGITUD DE LA VARILLA Y LONGITUD DE ONDA PARA IMPULSOS DE VELOCIDAD SINCRONICA Y NO SINCRONICA



FIG.5.2 ANCLADOR PARA TUBERIA DE PRODUCCION





$\Delta t$  ES LA TEMPERATURA DEL FLUIDO EN LA SUPERFICIE MENOS LA TEMPERATURA MEDIA ANUAL.

FIG. 5.4 LEVANTE DE LA TUBERIA PARA ANCLADOR A TENSION (T. P. 2 1/2").

tipo de anclador. El levante debería ser generalmente medido en -- pulgadas y no en libras, puesto que los valores de las gráficas para levante en libras no consideran fuerzas de fricción.

La tubería con cola es simplemente una tubería suspendida debajo de la bomba, es una tubería libre; que tiene suficiente peso para surtir un efecto de enderezar y así prevenir el pandeo sobre la bomba. El peso puede obtenerse por una extensión de la misma tubería o si la profundidad del agujero no lo permite, puede -- usarse tubos cortos de pared gruesa, Lubinsky y Blenkarn, citan previamente, haber mostrado que la fuerza que causa el pandeo en la tubería puede ser determinada por:

$$F_b = A_p \Delta P \dots (5.18)$$

donde  $\Delta P$  es la presión diferencial a través del émbolo, definido por la ecuación:

$$P = 0.433 \gamma L - 0.433 \gamma (L - D) = 0.433 \gamma D \dots (5.18a)$$

si  $M_p$  es el peso por unidad (libras por pie) y  $L_p$  es la longitud - (en pies) de la tubería de cola, el peso de ésta en el aire es:

$$W_a = M_p L_p \dots (5.19)$$

La fuerza de flotación del acero cuando es sumergido en un fluido de gravedad específico es:

$$\text{Fuerza de flotación} = 0.127 \gamma W_a \dots (5.20)$$

para prevenir el pandeo, el peso efectivo de la tubería de cola en los fluidos del pozo debe ser al menos igual a la fuerza de flotación:

$$F_b = A_p \Delta P = W_a - 0.127 \gamma W_a = W_a (1 - 0.127 \gamma) \dots (5.21)$$

sustituyendo las ecuaciones 5.18a y 5.19 en la ec. 5.21

$$(0.433 \gamma D) A_p = M_p L_p (1 - 0.127 \gamma) \dots (5.22)$$

y la longitud de la tubería de cola para prevenir el pandeo es:

$$L_p = \frac{0.433 \gamma D A_p}{M_p (1 - 0.127 \gamma)} \dots (5.23)$$

un anclador de tubería que permite el acortamiento pero que previene la elongación de la tubería es llamada compresor o sujetador de pared (gancho anclador de pared). El anclador o compresión es usado primordialmente para incrementar la carrera efectiva del émbolo eliminando los efectos de extensión de la tubería. Un anclador a compresión por sí mismo no elimina el pandeo (puesto que es

permitido el acortamiento), y para la prevención del pandeo éste es más usado con la tubería de cola. Con un anclador a compresión unido a la bomba, un gran peso de tubería de cola es requerido para que la tubería este suspendida libremente. Así resulta la necesidad de anclar la tubería a mayor tensión con un anclador fijo, si en un tiempo a futuro el pandeo térmico es evitado (cuando la tubería es calentada por aceite de la formación).

Obteniendo una expresión para determinar la cantidad necesaria de tubería de cola, suponiendo que en el tiempo en que el anclador es fijado, la temperatura de la tubería varía linealmente con la profundidad como lo muestra la línea AB en la Fig. 5.5 siendo A la temperatura media anual en la superficie y B la temperatura a la profundidad del anclador. Esto equivale a suponer que la tubería está en equilibrio térmico con la formación que rodea y -- que el gradiente geotérmico es lineal.

(los cambios temporales superficiales  $AA_1$  y  $AA_2$  afectan únicamente una longitud despreciable de tubería).

Esta es otra suposición, que durante el bombeo, la temperatura de la tubería varía linealmente con la profundidad como se -- muestra por la línea CB, entonces AC, designado  $\Delta t$ , es el cambio de temperatura de la tubería cerca de la superficie entre el tiempo en que el anclador es colocado y un tiempo después cuando el pozo esta siendo bombeado.

Esto significa que  $\Delta t/2$  es el cambio de temperatura promedio de la tubería entre estos tiempos. Si la temperatura promedio de la tubería de longitud  $L_a$  es incrementada sobre  $\Delta t/2$  y a la tubería se le permite elongarse libremente, entonces esta elongación  $\epsilon$  es:

$$\epsilon = L_a \quad \xi \quad \frac{\Delta t}{2} \quad \dots \quad (5.24)$$

donde  $\xi$  es el coeficiente térmico de expansión de la tubería. La fuerza requerida  $F_c$  para restaurar la tubería a la longitud original es relativa a la elongación  $E$ , la longitud  $L_a$  y el área de la sección a través de la pared de la tubería  $A_t$

$$E = \frac{\frac{F_c}{A_t}}{\frac{\epsilon}{L_a}} = \frac{F_c L_a}{A_t \epsilon} = \frac{F_c L_a^2}{A_t \xi L_a \Delta t} = \frac{2 F_c}{A_t \xi \Delta t} \dots \quad (5.25)$$

Para el acero,  $E = 30 \times 10^{-6}$  y  $\xi = 6.9 \times 10^{-6}$  resolviendo para  $F_c$

$$F_c = \frac{E A_t \xi \Delta t}{2} = \frac{30 \times 10^{-6} \times 6.9 \times 10^{-6} \times \Delta t A_t}{2} = 104 A_t \Delta t \dots \quad (5.26)$$

La fuerza definida en la ec. 5.26 debe adicionarse a la fuerza para prevenir el pandeo, para obtener el mínimo peso efectivo de la tubería de cola en un fluido cuando se usa un anclador a compresión:

$$M_p L_p (1 - 0.127 \gamma) = 0.433 \gamma D A_p + 104 A_t \Delta t \dots (5.27)$$

$$L_p = \frac{0.433 \gamma D A_p + 104 A_t \Delta t}{M_p (1 - 0.127 \gamma)} \dots (5.28)$$

Las guías de varillas de succión, son los primeros dispositivos usados en agujeros desviados tienen alguna utilidad también para minimizar los efectos de pandeo, pero mucha de su efectividad puede perderse por un espaciado inadecuado. Empleando la Fig. 5.6 se obtienen las distancias entre dos guías sucesivas en términos de la distancia inferior de las 2 guías bajo el punto neutro de la tubería.

Para nuestro objetivo, el punto neutro puede ser tomado para ser el punto de la tubería abajo de donde el pandeo ocurra, Lubinski y Blenkarn han mostrado que la distancia del punto neutro sobre la bomba puede ser dado por:

$$L_x = F_b / Q \dots (5.29)$$

donde Q es el peso (lb/pie) de la tubería en el fluido del pozo. Si el peso de la tubería en el aire es Q<sub>a</sub> lb/pie, entonces:

$$Q = Q_a (1 - 0.127 \gamma) \dots (5.30)$$

La fuerza de pandeo ha sido definida previamente como:

$$F_b = A_p \Delta P = 0.433 \gamma D A_p \dots (5.31)$$

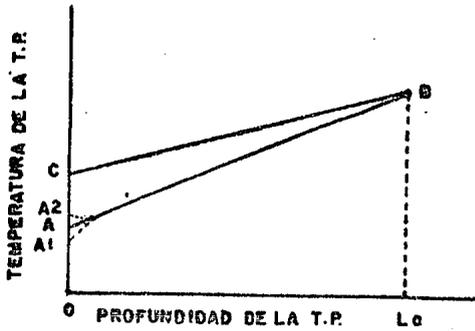
si la profundidad es el punto neutro entonces:

$$L = L_x + L_o \dots (5.32)$$

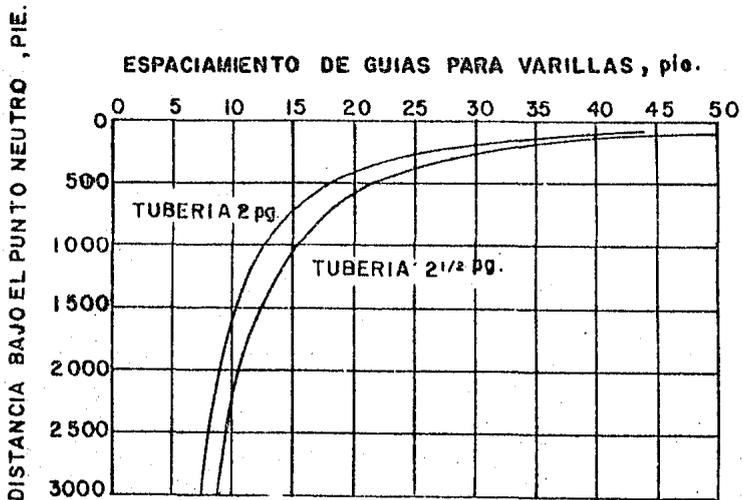
combinando las ecuaciones (5.29) y (5.32)

$$L_o = L - \frac{0.433 \gamma D A_p}{Q_a (1 - 0.127 \gamma)} \dots (5.33)$$

una vez que la localización del punto neutro se determina de esta manera la Fig. 5.6 puede usarse para determinar el espaciado de las guías de las varillas de succión. Puesto que no ocurre el pandeo sobre el punto neutro, las guías no son necesarias sobre este punto para controlar el pandeo, aunque éstas pueden ser necesarias por otras razones.



**FIG.5.5 EFECTO DEL BOMBEO SOBRE LA TEMPERATURA DE LA TUBERIA**



**FIG.5.6 DETERMINACION DEL ESPACIAMIENTO DE GUIAS PARA VARILLAS DE SUCCION**

### V.2.1. Dinamómetros. y cartas Dinamométricas.

El dinamómetro es una herramienta reconocida por la medición de las cargas en la varilla pulida, carga máxima, torsión máxima y requerimientos de potencia en conjunto con el diseño y selección de la unidad de bombeo. El dinamómetro puede ser también una ayuda efectiva como un instrumento de reparación para evaluar los problemas de bombeo del pozo con anterioridad a la intervención en éste. El uso correcto de los dinamómetros y la correcta interpretación de los datos obtenidos de ellos pueden ayudar a asegurar correctamente la instalación de nuevas unidades de bombeo y pueden simplificar la localización del origen de los problemas en unidades viejas.

La correcta interpretación de las "cartas dinamoétricas" es esencial para cualquier estudio de un pozo.

Una discusión detallada de dinamómetros y el registro de datos (cartas dinamoétricas) esta fuera del alcance de este texto.

Unicamente los principios básicos de operación e interpretación, así como los factores que influyen la forma de las cartas dinamoétricas se discuten aquí:

Los dinamómetros más comunmente usados actualmente en la industria petrolera son:

- (1) El dinamómetro Johnson - Fagg
- (2) El dinamómetro Leutert LL-57
- (3) El Delta -X Corporation DYNALOG DXD - 01
- (4) El dinamómetro Delta II

Se discutirá únicamente las consideraciones para los datos obtenidos de las cartas dinamoétricas no los detalles operacionales de estos instrumentos.

### V.2.2. La Carta Dinamoétrica.

La carta dinamoétrica (carga-desplazamiento) es un registro continuo de la resultante de todas las fuerzas actuando en la varilla pulida en algún instante durante el ciclo de bombeo y se registra con respecto a la posición de la varilla pulida. El registro compuesto puede ser analizado para determinar cargas en ambas direcciones, por ejemplo, a través de la sarta de varillas hacia la bomba y desde la unidad de bombeo hacia el motor principal.

Este registro es la base para analizar los esfuerzos de la unidad de bombeo y la sarta de varillas de succión. El diagrama de carga registrado esta dado con la posición de la varilla (carrera)

en la abscisa y las cargas en las ordenadas.

Los valores principales del dinamómetro son aquellos que proporcionan información importante en tres áreas:

(1) Cargas del equipo superficial desde la varilla pulida hasta el motor principal, (2) cargas de la varilla, y (3) comportamiento de la bomba en el fondo del pozo.

Dado que el dinamómetro en la varilla pulida proporciona una gráfica continua de fuerza en la varilla pulida vs. desplazamiento, se desarrolla la siguiente información:

- (1) Máximas y mínimas cargas estructurales en la unidad de bombeo.
- (2) Carga de torsión en el reductor de engranes y en el motor principal cuando los factores de torsión en las unidades son conocidos y correctamente aplicados.
- (3) Trabajo hecho por la varilla pulida debido a la elevación del fluido y a la fricción.
- (4) Contrabalanceo requerido
- (5) Carga máxima y mínima en la varilla, esfuerzos en la varilla y rango de carga.
- (6) Número de fluctuaciones de carga en la varilla por ciclo de la manivela.

No solo interesa la magnitud de la carga en la varilla pulida para el diseño ya que de igual importancia es la forma (arreglo) de este perfil, lo cual determina en gran medida el comportamiento de la bomba.

El bombeo de las varillas de succión puede tratarse como un sistema de comunicación de las varillas de succión actuando como una línea de transmisión, la bomba en el fondo del pozo como un transmisor y el dinamómetro en la varilla pulida como un receptor.

Cada intervalo de tiempo la bomba en el fondo del pozo realiza una embolada y una señal de fuerza única se envía a lo largo de la sarta de varillas de succión a una velocidad cercana a --- 15800 pies/seg. hacia la superficie donde ésta es registrada por el dinamómetro.

A diferentes profundidades y condiciones del pozo se mandan diferentes señales de carga hacia la superficie, un analista con experiencia puede en algunos casos determinar el comportamiento de la bomba en el fondo del agujero a través de la interpretación de los distintos perfiles de la carta dinamométrica para detectar algunos o todos los siguientes puntos:

- (1) Condición de la válvula fija y viajera.
- (2) Si existe un golpeteo de gas o fluido; su magnitud.
- (3) Candado de gas en la bomba.
- (4) Fricción excesiva.
- (5) Si se suspende o se corta el bombeo del pozo.
- (6) Si la carta dinámometrica representa una sobrecarrera o -- una baja carrera.

### V.3.- Interpretación de la carta dinámometrica.

Considerando un sistema de bombeo donde se obtienen las siguientes condiciones:

- 1) Pozo bombeado muy lentamente, no existen fuerzas de aceleración.
- 2) No hay fuerzas de vibración dentro del sistema.
- 3) No existen fuerzas de fricción.
- 4) La válvula de pie abre y la válvula viajera cierra instantáneamente al inicio de la carrera ascendente.
- 5) La válvula de pie cierra y la válvula viajera abre instantáneamente al inicio de la carrera descendente.
- 6) No existen cambios en la longitud de la varilla al ascender y descender cuando la carga del fluido es transferida.

Si fuera posible fijar tales condiciones, la carta dinámometrica para el pozo sería un rectángulo tal como el que se muestra en la Fig. 5.7. La línea AB representa la carrera ascendente, donde la carga en la varilla pulida es la carga del fluido más el peso de las varillas sumergidas en el fluido, al final de la carrera ascendente, la carga completa del fluido es inmediatamente transferida a la válvula de pie, y la línea CD, que representa la carrera descendente indica que la carga en la varilla pulida es simplemente el peso de las varillas sumergidas en el fluido. Así, la forma de la carta ideal es dictada únicamente por los dos factores de carga, llamados carga de fluido y peso de las varillas en el fluido.

Para cualquier sistema de bombeo real es naturalmente imposible obtener las seis condiciones ideales.

Otros factores de carga contribuyen a la forma de las cartas y la mayoría de estas cartas presentan parecido a la carta ideal mostrada en la Fig. 5.7. La Fig. 5.8 muestra una carta similar a aquellas obtenidas de un pozo con bombeo normal. Mientras para un punto fuera de la influencia de los otros factores ello no --

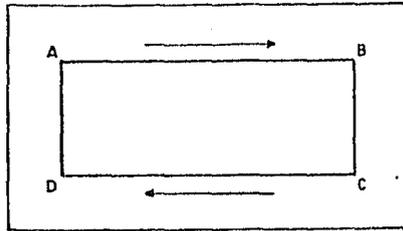


FIG. 5.7 CARTA DINAMOMETRICA PARA UN SISTEMA DE BOMBEO IDEAL.

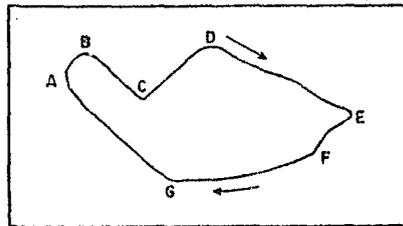


FIG. 5.8 CARTA DINAMOMETRICA PARA UN SISTEMA DE BOMBEO REAL.

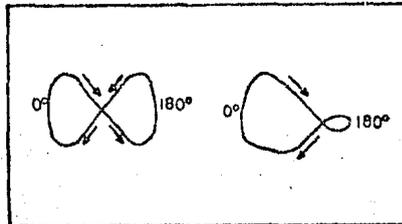


FIG. 5.9  
DESARROLLO DE UNA CARTA DINAMOMETRICA TEORICA PARA UN POZO BOMBEANDO A VELOCIDAD SINCRONICA (SEGUNDO ORDEN) LA CARGA VIBRACIONAL TOTAL EN UN CICLO DE BOMBEO (IZQUIERDA) ES SOBREPUESTA EN UNA CARTA IDEAL OBTENIDA (DERECHA).

es posible, estas cartas ilustran severas fallas que son características de las cartas dinámometricas en general.

La siguiente discusión esta basada en el artículo de Rusell.

El punto A (Fig. 5.8) representa el fin de la carrera descendente y el principio de la carrera ascendente para la varilla pulida, como la válvula viajera cerró, la varilla pulida empezará a levantar la carga del fluido. Esto sucede para el incremento de carga de A a B. El decremento momentáneo de carga en la varilla pulida de B a C es el resultado de la extensión de la varilla que ocurre cuando las varillas reciben sobrecarga de fluido, como las varillas se mueven hacia arriba (en aproximado movimiento armónico simple) el aumento de la aceleración de la carga alcanza un máximo hasta el punto D, teóricamente cerca de la mitad de la carrera ascendente. Del punto D al punto E la aceleración de la carga disminuye como la velocidad de la varilla disminuye a cero. El punto E representa el fin de la carrera ascendente y el principio de la carrera descendente. Como las varillas caen, la válvula viajera abre y la válvula de pie cierra en el punto F, la válvula de pie admite la carga de fluido, y ahí se marca el decremento de carga en la varilla pulida.

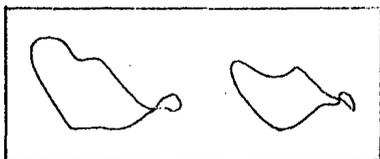
La aceleración de la carga (que en la carrera descendente, disminuye la carga en la varilla pulida) aumenta en el punto G, cerca de la mitad de la carrera descendente, donde ocurre la carga mínima de la varilla pulida. De G a A la aceleración (negativa) de la carga disminuye causando un incremento de carga en la varilla pulida.

Aún no ha sido tomado en cuenta la influencia de vibración y fricción en la forma de la carta dinámometrica. Estos factores, aunque difícil para aislar y analizar en la carta, están siempre presentes, y contribuyen significativamente a la carga total de la varilla pulida.

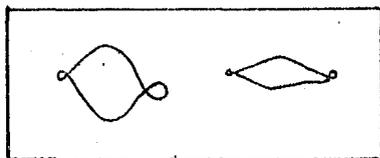
Las vibraciones de la carga pueden ser particularmente severas en casos donde la velocidad de bombeo es asincrónica vibrando la varilla con una frecuencia natural.

Debido a la teoría de Slonnerger ha sido capaz de predecir con alto grado de precisión las formas de la carta dinámometrica para pozos que están siendo bombeados a velocidades sincrónicas. Las Figs. 5.9 y 5.10 muestran (en segundo orden) las cartas teóricas y reales, esto es, cartas para las que  $n=2$ . ec. 5.17. Las Fig. 5.11 muestra las terceras cartas teóricas y reales e igualmente cartas para las que  $n=3$  las muestra la Fig. 5.12, cartas de cuarto orden.

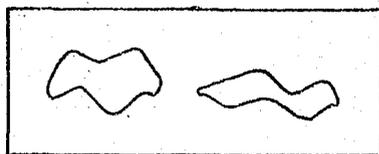
Pueden verse que las cartas de cada orden tienen características definitivamente reconocibles, y las velocidades de bombeo



**FIG.5.10 CARTA DINAMOMETRICA REAL  
PARA POZOS BOMBEADOS A VELO-  
CIDAD SINCRONICA (SEGUNDO-  
ORDEN).**



**FIG. 5.11 CARTA TEORICA (IZQ),Y  
REAL (DER) DE TERCER ORDEN.**



**FIG. 5.12 CARTA TEORICA (IZQ),Y  
REAL (DER) DE CUARTO ORDEN.**

sincrónicas son fácilmente identificados por medio de cartas dinámicas.

Naturalmente, en cualquier sistema que involucre contacto entre partes móviles debe perder energía para vencer la fricción.- En un sistema de bombeo, la excesiva fricción puede ocurrir por alguna de las diversas razones. En la Fig. 5.13 se muestra una carta para la que es continuo el aumento de carga en la carrera ascendente, esto indica alguna restricción en el pozo.

La Fig. 5.14 muestra dos cartas para el mismo pozo, tomada con 10 minutos de diferencia.

La manera impredecible en que la válvula de pie recibe la sobrecarga indica una pegadura del émbolo. Para pozos poco profundos, la pegadura de émbolo puede ser detectada por la sensación en la varilla pulida y notando un movimiento de sacudida de la sarta de varillas.

La Fig. 5.15 muestra otros casos de excesiva fricción. En cualquier momento donde la carta dinámica muestra una área -- grande (indicando un significativo trabajo por ciclo) con pequeñas manifestaciones de fluido de trabajo producido. En cualquier instante donde la carta dinámica sea distorsionada y errática de ciclo en ciclo, deberá sospecharse de fricción. Diversos problemas en el pozo producen cartas con rasgos característicos.

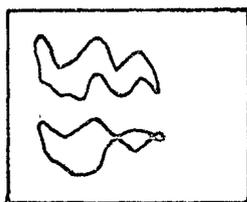
Un ejemplo notable es la compresión del fluido, que resulta de fallas en el llenado completo del cuerpo de la bomba en la carrera ascendente, la compresión del fluido causa un pandeo innecesario y flexión de la varilla reduciendo considerablemente la vida de la varilla. La Fig. 5.16 muestra una carta típica para esta condición, caracterizado por un súbito decremento en la carga cerca del final de la carrera descendente, el decremento ocurrirá en diferentes posiciones de la varilla pulida de ciclo en ciclo.

Suponiendo suficiente sumergencia de la bomba bajo el nivel de fluido de trabajo la compresión del fluido es causado por un tipo de retiro excesivo de la capacidad de producción de la formación. Por lo tanto, el remedio, es reducir la longitud de la carrera, velocidad de bombeo, o el tamaño del émbolo disminuyendo -- así el desplazamiento de la bomba en este punto, puede notarse que muchos fabricantes de bombas recomiendan que la velocidad del émbolo esté debajo de un límite máximo aproximado de 4.7 pie/seg.

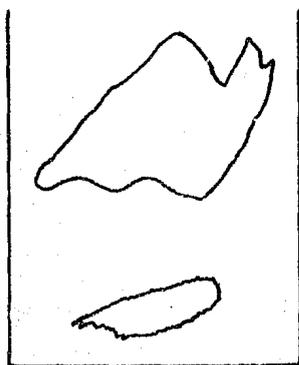
La compresión de gas, resulta de un llenado parcial del cuerpo de la bomba, el cual se indica en la Fig. 5.17. La carta para la compresión de gas es similar a la de compresión (o golpeteo) de fluido, siendo las diferencias esenciales que el decremento de carga no es súbito en el caso de compresión de gas. Esta es posible debido a que la bomba presente un candado de gas, como resultado --



**FIG. 5.13 RESTRICCIONES  
EN EL POZO.**



**FIG. 5.14 EMBOLO PEGADO.**



**FIG 5.15 EXCESIVA FRICCIÓN EN  
EL SISTEMA DE BOMBEO**

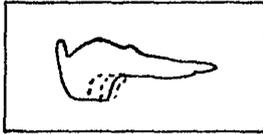


FIG. 5.16 COMPRESION DE FLUIDO.

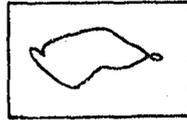


FIG. 5.17 COMPRESION DE GAS.

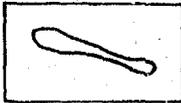


FIG. 5.18 CANDADO DE GAS

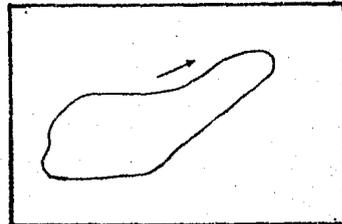


FIG. 5.19. - CARRERA INCOMPLETA DEL EMBOLO

de la falla de las válvulas propiamente al abrir. Esta situación - resultará similar a la carta mostrada en la Fig. 5.18.

El área pequeña indica un trabajo prácticamente no hecho - por la bomba, puesto que el movimiento sencillo de la bomba refleja compresión de gas atrapado en la carrera descendente y la expansión del gas en la carrera ascendente. Schmoer ha dado dos razones para las pérdidas de eficiencia causada por la interferencia de -- gas. La primera, la válvula viajera no hace apertura en el movimiento de la carrera descendente el émbolo, en su lugar, ésta acción estará dada hasta que el émbolo ha comprimido el gas en la -- bomba a una presión igual a la carga hidrostática del fluido en la tubería. Segunda, la válvula de pie no hace apertura en el impulso de la carrera ascendente, esta apertura es tardía hasta que la presión dentro de la bomba se reduce a la presión de producción de -- fondo.

Estos son dos acercamientos a problemas que implica el gas en la bomba:

Primero, la distancia entre la válvula de pie y el émbolo (al final de la carrera descendente) debe reducirse al mínimo. Segundo, los problemas de gas son minimizados por el uso de dispositivos que restrinjan la admisión de gas al cuerpo de la bomba de trabajo bajo (separadores de gas) o separadores de fondo. Si se presenta, una carrera incompleta o sobrecarrera de émbolo de la bomba es reflejada distintamente en la carta dinámometrica para el pozo. La inclinación ascendente de la carta de izquierda a derecha Fig. - - 5.19 indica una carrera incompleta.

La inclinación descendente de la carta de izquierda a derecha indica una sobrecarrera.

La carrera incompleta resulta de la carga excesiva.

La sobrecarrera (debido a la aceleración) ocurre usualmente en velocidades de bombeo mayores a 20 cpm.

La interpretación de cartas dinámometricas es la habilidad que debe ser adquirida por el estudio y la experiencia. Los puntos mostrados en las cartas, fueron únicamente los problemas mas obvios. En la mayoría de los casos actuales, la interpretación es mucho -- mas difícil. También debe notarse que es virtualmente imposible -- analizar un pozo por el estudio de una carta dinámometrica, varias cartas deben ser tomadas. Adicionalmente debe conocerse tanto como sea posible las características y la historia de producción de el pozo. En suma, la información que puede ser obtenida por un simple registro, la carga sobre la varilla pulida en un ciclo de bombeo -- completo, el registro dinámometrico puede ser aplicado o la solución que involucra problemas específicos de las condiciones de las

válvulas, contrabalanceo y otros ciertos fenómenos de bombeo.

### V.3.1. Limitación de la interpretación visual.

En pozos poco profundos donde las cargas de la varilla y el fluido se comportan de manera semejante a una masa concentrada, únicamente se requiere una carta dinámometrica superficial para de terminar cargas y para diagnosticar fallas desde el motor principal hasta la bomba en el fondo del pozo. Pero en pozos profundos - la naturaleza elástica de la sarta de varillas presenta una forma mas compleja de cargas y el correcto diagnóstico visual de los problemas en el fondo del pozo a través de una carta dinámometrica superficial es raramente posible.

No obstante mucha información puede ser obtenida de la interpretación visual de los datos superficiales, esta información es cualitativa en naturaleza y el buen resultado de la interpretación visual depende directamente de la experiencia del analista dinámometrico. Frecuentemente la mayoría de los analistas expertos son conducidos a un diagnóstico incorrecto.

Una carta dinámometrica teórica se muestró en la Fig. 5.7 para ambas varillas elásticas e inelásticas. La parte A de la Fig. 5.7 representaría una situación cuando:

- (1) Las varillas fueron completamente rígidas.
- (2) Estas no tuvieron retraso en la transmisión del movimiento desde la superficie hacia el émbolo.
- (3) No tuvieron efectos dinámicos.
- (4) No tuvieron vibración.
- (5) Todos los componentes del sistema se comportaron con 100% de eficiencia.

En el punto (a) la válvula viajera cierra desde el comienzo de la carrera ascendente y la sarta de varillas toma el total de la carga instantáneamente representado de (a) hasta (b). Desde (b) hasta (c) la carga permanece constante hasta el final de la carrera ascendente que se alcanza en (c). Entonces la válvula viajera abre, la válvula fija cierra, y la carga es trasladada de las varillas de (c) hacia (d) instantáneamente. Además la carga permanece constante desde (d) hasta (a) ya que la sarta de varillas es bajada libremente. Desde el punto (a) el ciclo se repite.

Dado que las varillas no son rígidas, B de la Fig. 5.7 representa un sistema elástico (con las otras características de simplificación anteriormente mencionadas). En el comienzo de la carrera ascendente (a), la carga comienza a incrementarse gradualmente debido al alargamiento de las varillas.

La carga máxima en la varilla pulida se alcanza hasta (b) y permanece constante hasta el punto (c), punto en el que las varillas comienzan a descender y se inicia la contracción. En el punto (d) la carga del fluido se transfiere hacia la válvula fija y la carga mínima en la varilla pulida permanece constante desde (d) hasta (a); entonces el ciclo vuelve a repetirse.

Las cartas teóricas rara vez se encuentran en la práctica debido a varios factores. La Fig. 5.20 representa una carta dinámometrica sobre un ciclo típico de bombeo. Esta carta se explica por sí misma.

La Fig. 5.21 es otra ilustración de una carta dinámometrica típica para una unidad de bombe mecánico.

### V.3.2. Cargas de Cartas dinámometricas.

Las cargas impuestas sobre una instalación de bombeo con varillas de succión puede determinarse de las cartas dinámometricas.

El procedimiento se ilustra en la Fig. 5.22. Según la figura, la nomenclatura es la siguiente:

- C = constante de calibración del dinamómetro, libras por - pulgada de altura de la carta.
- $D_1$  = máxima deflexión ( a lo largo del eje ), pg
- $D_2$  = mínima deflexión, pg
- $A_1$  = área inferior de la carta, pg<sup>2</sup>
- $A_2$  = área superior de la carta, pg<sup>2</sup>
- Máxima carga =  $C \times D_1 \dots$  (5.34)
- Mínima carga =  $C \times D_2 \dots$  (5.35)
- Rango de carga =  $C (D_1 - D_2) \dots$  (5.36)
- Promedio de carga carrera-ascendente =  $C (A_1 + A_2) / L \dots$  (5.37)
- Promedio de carga carrera-descendente =  $C A_1 / L \dots$  (5.38)

Trabajo entregado por embolada a la sarta de varillas contra la elevación del fluido y contra la fricción. =  $A_2$  (convertido a lb-pie de trabajo) trabajo por embolada desempeñado por la elevación de las varillas (o caída de varillas).

=  $A_1$  (convertido a lb-pie de trabajo).

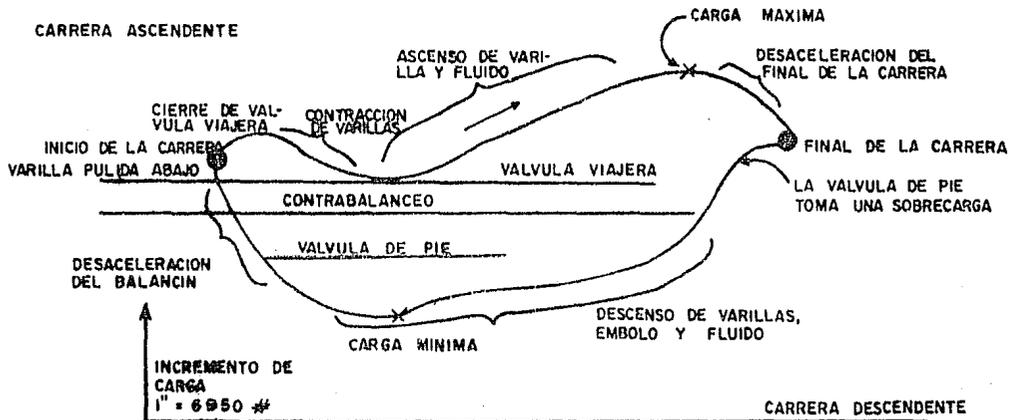
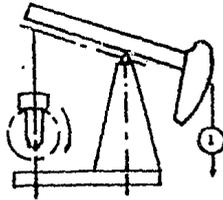
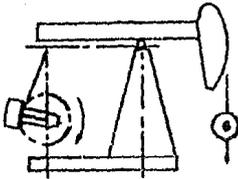


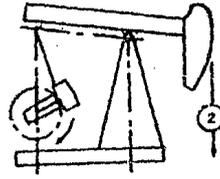
FIG. 5.80 CARTA DINAMOMETRICA TIPICA



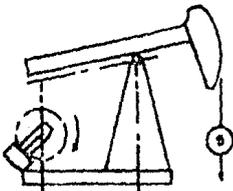
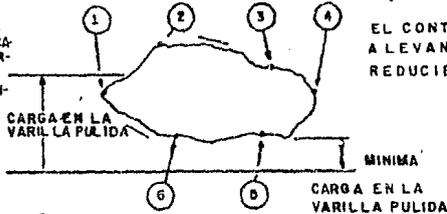
PUNTO MUERTO DEL CONTRAPESO EN LA CIMA.



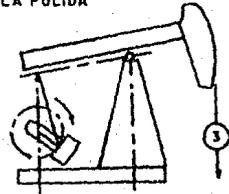
LA CARGA ES AYUDADA A ASCENDER POR EL CONTRAPESO REDUCIENDO EL TORQUE REMANENTE AL MOMENTO DEL CONTRABALANCEO.



EL CONTRAPESO AYUDA A LEVANTAR EL BALANCIN REDUCIENDO EL TORQUE



CARTA DINAMOMETRICA



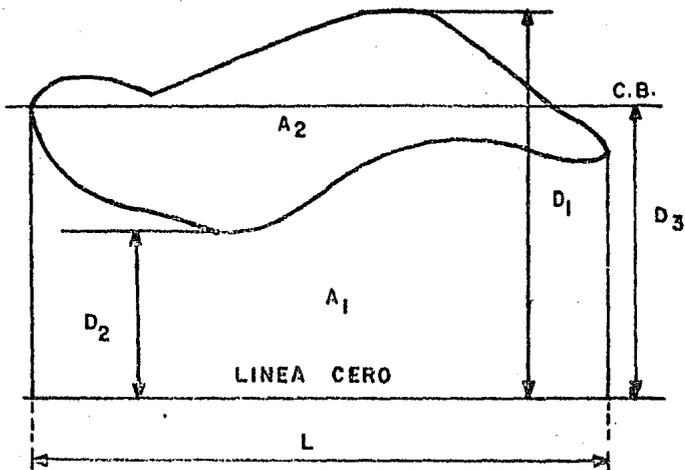
EL CONTRABALANCEO LEVANTA EL BALANCIN REDUCIENDO EL TORQUE.

EL CONTRAPESO AYUDA A LEVANTAR LA CARGA REDUCIENDO EL TORQUE REMANENTE AL MOMENTO DEL CONTRABALANCEO.



CONTRAPEO AL FONDO AL MOMENTO DE INICIAR LA CARRERA DESCENDENTE.

FIG. 5.2) CARTA DINAMOMETRICA SOBRE UN CICLO DE BOMBEO



**FIG. 5.22** CARTA DINAMOMETRICA MOSTRANDO AREAS Y DEFLEXIONES NECESARIAS PARA CALCULAR CARGAS.

### V.3.3. Efecto de contrabalanceo de las cartas dinámicas.

El efecto de contrabalanceo se determina de las cartas dinámicas para unidades convencionales como sigue:

(1) La línea de contrabalanceo (CB) se obtiene de la carta dinámica por medio de la suspensión o detención de la unidad de bombeo en la posición de máximo efecto de contrabalanceo. Esto se determina cuando ocurra que el brazo de la manivela es horizontal sobre la carrera ascendente, en  $\theta = 90^\circ$  y  $270^\circ$  donde  $\theta$  es el ángulo medido en dirección de las manecillas del reloj desde las 12 según el reloj.

(2) El contrabalanceo "ideal" C.B.I. es entonces aproximadamente:

$$C.B.I. = \frac{PPRL + MPRL}{2} \dots \dots \dots (5.39)$$

(3) El efecto de contrabalanceo real C.B.R. se calcula como:

$$C.B.R. = C \times D_3 \text{ ( ver Fig. 5.22 ) } \dots \dots \dots (5.40)$$

(4) El contrabalanceo correcto C.B.C. puede determinarse de la relación:

$$C.B.C. = \frac{1}{2} \text{ (promedio de carga carrera ascendente + promedio de carga carrera descendente) } \dots \dots \dots (5.41)$$

Si la línea de contrabalanceo no pudo ser obtenida, entonces el contrabalanceo aproximado puede determinarse por:

$$C.B.C. \text{ (aproximado) } = C(A_1 + A_2/2) / L \dots \dots \dots (5.42).$$

Esta relación da el mismo resultado que la anterior.

### V.3.4. Potencia en la varilla pulida de las cartas dinámicas.

La potencia en la varilla pulida puede determinarse de las cartas dinámicas de acuerdo a la siguiente fórmula:

$$PRHP = C (A_2/L) \times \frac{S \times N}{33,000(12)} \dots \dots \dots (5.43)$$

donde:

S = longitud de carrera, pg.

N = velocidad de bombeo, epm.

$A_2$  = área de la carta dinámica, pg.

L = longitud de la carta, pg.

### V.3.5. Determinación de la torsión a través de las cartas dinámicas.

Un método adecuado para la determinación del torque instantáneo durante el ciclo de bombeo es el "método del factor de torsión", el cual utiliza factores de torsión y datos de la posición de la varilla pulida junto con los momentos de máximo contrabalanceo según la norma API 11-E. Este método es en la actualidad generalmente usado.

El método del factor de torsión usa factores de torsión y las correspondientes posiciones de la varilla pulida. La norma -- API 11-E requiere catálogos de unidades de bombeo para abastecer -- al comprador, a solicitud, carrera y factores de torsión para cada 15° de posición de la manivela. Los factores de torsión se derivan de la geometría particular de cada unidad de bombeo.

La torsión instantánea debido a la carga neta del pozo en una posición dada de la manivela es el factor de torsión en esta -- posición multiplicado por la carga neta del pozo en esta posición. La carga neta del pozo es:

$$W_n = \text{carga neta del pozo} = (W - B) \dots \quad (5.44)$$

donde:

W = carga del pozo en un ángulo específico de la manivela  
B = desbalanceo estructural de la unidad de bombeo (cualquier valor positivo o negativo).

Así, la torsión debido a la carga neta del pozo es:

$$T_{wn} = \bar{T}_f \times W_n \dots \quad (5.45)$$

La torsión debido a la rotación de los contrapesos es M -- sen  $\theta$ , donde M es el momento máximo de la manivela y contrapesos -- alrededor del cigüeñal (suministrado por el fabricante). La torsión neta sobre el reductor de velocidad es la diferencia entre la torsión debido a la carga neta del pozo y la torsión debido a la -- rotación de los contrapesos.

$$T_{\text{neto}} = \bar{T}_f (W - B) - M \text{ sen } \theta \dots \quad (5.46)$$

V.3.6. Método de Fagg para checar las condiciones de la válvula -- por medio de la carta dinamométrica.

Para verificar la válvula viajera, la unidad debe ser detenida a la mitad de la carrera ascendente. Si la línea es extraída una vez, la gráfica registrada en la carta por el estilite principal representa el peso de las varillas de succión más el peso del fluido en el émbolo, Con la unidad permaneciénd<sup>o</sup> en descanso, la línea deberá ser extraída rápidamente. Cualquier reducción de la carga en la varilla pulida indica fuga de fluido a través de la válvula viajera o émbolo.

La Fig. 5.23. indica un émbolo con fuga en la válvula viajera. El porcentaje de pérdidas pueden determinarse del tiempo requerido por la carga para alcanzar el peso muerto de las varillas.

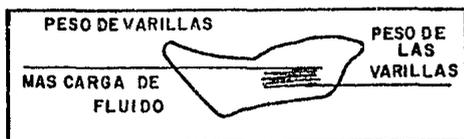
La válvula de pie puede verificarse deteniendo la unidad - cerca del final de la carrera descendente, e inmediatamente extrayendo la línea. Puesto que éste punto, en el ciclo de bombeo la válvula de pie debe de cerrar y la válvula viajera abrir, la gráfica así registrada representa el peso muerto de las varillas. Si la carga permanece constante con el tiempo, esto significa que no hay fuga a través de la válvula de pie.

Si la carga se incrementa como se muestra en la Fig. 5.24, es indicación de que las pérdidas ocurren a través de la válvula de pie y que algunas de las cargas de fluido están siendo transferidas al émbolo y por consiguiente a la sarta de varillas, la cual sirve además como elemento de transmisión de los esfuerzos en tre equipo subsuperficial y equipo superficial.

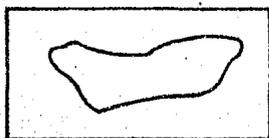
El dinamómetro también puede ser usado para determinar la torsión instantáneo a través del ciclo de bombeo (con el objetivo de evaluar el efecto de contrabalanceo) y los caballos de potencia instantáneos. Mills por ejemplo ha mostrado que el contrapeso y la carga por torsión del pozo pueden ser calculados según la geometría del aparejo y datos de carga del dinamómetro.

Kemler ha mostrado que la velocidad instantánea de la varilla pulida y cargas del dinamómetro pueden ser usados para obtener los caballos de fuerza instantáneos. Ambos procedimientos involucran análisis gráficos detallados de las unidades de bombeo. - - Johnson describe un método del cálculo de torsión instantáneo que involucra el uso de la distribución de onda (registrada en una carta dinamométrica) para obtener la velocidad de la varilla pulida y el uso de un tacómetro registrador para obtener la velocidad instantánea del primer movimiento.

Este es probablemente el método mas útil, exacto y corto - de aquellos que involucran análisis complejos de la geometría de



**FIG. 5.23 PERDIDA DE FLUIDO AL PASAR LA VALVULA VIAJERA.**



**FIG. 5.24 PERDIDA DE FLUIDO AL PASAR POR LA VALVULA DE PIE.**

la unidad de bombeo.

Fagg ha delineado un método aproximado para el cálculo instantáneo de la torsión requiriendo únicamente información de una -- carta dinámometrica. Este método supone movimiento armónico simple de las varillas (velocidad angular uniforme para la manivela) esto requiere el uso de la ecuación que supone a la biela vertical en todo momento e ignora la geometría de la instalación superficial.

Inclusive con estas limitaciones, el método es suficientemente exacto para los objetivos, y puede emplearse fácil y rápidamente por los ingenieros de campo.

El método se puede entender mejor refiriéndose a la Fig. -- 5.25. La información esencial principal es la carta dinámometrica, incluyendo las figuras que representan el efecto de contrabalanceo y la carga cero. Los puntos A y B permiten representar el principio de la carrera ascendente y el principio de la carrera descendente -- respectivamente. Siendo  $\theta$  el ángulo entre la manivela y la vertical, que mide el dextrogiro de la posición de la manivela en el -- principio de la carrera ascendente.

Si A y B se proyectan verticalmente sobre la línea de carga cero y un semicírculo es dibujado sobre estas proyecciones, los puntos correspondientes sobre la carta dinámometrica muestran los -- ángulos de la manivela que pueden ser determinados. Posteriormente terminado por la construcción de radios así como para dividir el -- semicírculo en segmentos iguales, es decir,  $15^\circ$  uno del otro y entonces se proyecta verticalmente la intersección de los radios con el semicírculo. Las intersecciones de estas proyecciones con la curva de cargas representan valores instantáneos de cargas en la varilla pulida W en varios ángulos  $\theta$  de la manivela. La torsión instantánea es entonces calculado como:

$$T = (W - C) \left( \frac{S}{2} \right) \text{sen } \theta \dots \quad (5.47)$$

En la correspondiente determinación de cargas para ángulos de la manivela, debe ser tomado en cuenta el hecho de que la carrera ascendente (del punto A al punto B) el ángulo de la manivela varía de  $0$  a  $180^\circ$ , y en la carrera descendente (del punto B al punto A) el ángulo de la manivela varía de  $180^\circ$  a  $360^\circ$ .

La efectividad del contrabalanceo puede ser demostrada gráficamente por el trazo instantáneo de la torsión contra el ángulo de la manivela sobre el ciclo de bombeo completo.

La Fig. 5.26 muestra la curva de torsión para un pozo que es contrabalanceado lentamente, debe notarse que la torsión máxima en la carrera ascendente es mucho más grande que la torsión máxima en la carrera descendente.

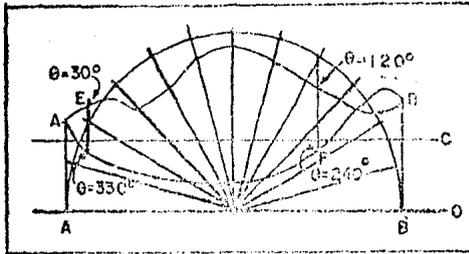


FIG. 5.25 METODO APROXIMADO PARA EL CALCULO DEL TORQUE INSTANTANEO.

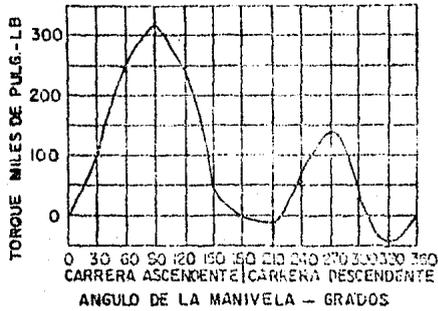


FIG. 5.26.- CURVA DE TORQUE PARA UN POZO CON CONTRABALANCEO INCOMPLETO

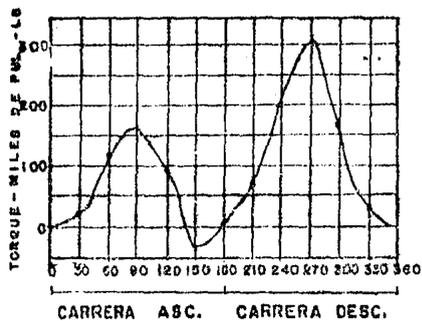


FIG. 5.27 ANGULO DE LA MANIVELA-GRADOS  
CURVA DE TORQUE PARA UN POZO  
SOBRECONTRABALANCEADO.

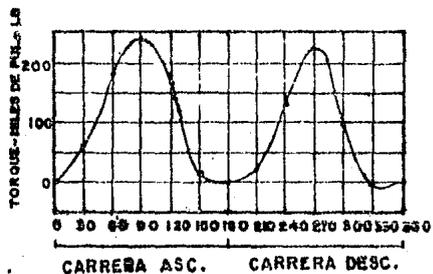


FIG. 5.28 ANGULO DE LA MANIVELA-GRADOS  
CURVA DE TORQUE PARA UN POZO  
CORRECTAMENTE CONTRABALAN-  
CEADO.

Para un pozo que es contrabalanceado apropiadamente, la curva de la torsión tendrá aproximadamente torsión pico iguales en la carrera ascendente y descendente como se muestra en la Fig. 5.28, esto permitirá colocar la menor carga de torsión posible en el reductor de engranes.

Si una carta dinámometrica es útil para el bombeo de un pozo, el contrabalanceo correcto es generalmente considerado como la media entre la máxima y mínima carga como se muestra en la carta. La existencia del contrabalanceo puede entonces ser ajustada correctamente.

Para obtener la confirmación del contrabalanceo correcto, otra carta debe ser corrida después de que el contrabalanceo ha sido ajustado, y la curva de la torsión debe graficarse de la carta reciente.

Agnew ha sugerido el uso de ciertos datos de cartas dinámometricas para determinar la presión de bombeo de fondo y el ascenso neto para un pozo.

Los datos necesarios pueden ser obtenidas de pruebas de válvulas de pie y válvulas viajeras como se denotó anteriormente. El peso de las varillas mas fluido puede ser estimado por un indicador en la válvula viajera y será designado como  $W_{rfm}$ , y el peso de las varillas estimado por un indicador en la válvula de pie y será designado como  $W_{rm}$ , la carga del fluido es entonces:

$$W_{fm} = W_{rfm} - W_{em} \dots \quad (5.48)$$

El peso calculado de las varillas (en el aire) y la carga del fluido calculado (despreciando los efectos de presión de fondo) serán llamados  $W_{rc}$  y  $W_{fc}$  respectivamente puesto que la tubería de producción puede ser llenada con una mezcla de agua salada, aceite y gas. La gravedad específica promedio del fluido en la T.P. no se determina fácilmente para datos en la superficie. Sin embargo, esto puede ser calculado, de pruebas en la válvula de pie, puesto que la diferencia entre los pesos calculados y medidos de la sarta de varillas es el peso efectivo de fluido desplazado (efectivo) o gravedad específica promedio.

La ecuación 5.21 muestra que:

$$W_{rm} = W_{rc} (1 - 0.127 \gamma) \dots \quad (5.49)$$

una vez que la gravedad efectiva es determinada de la ecuación (5.49), la carga del fluido se calcula como:

$$W_{fc} = 0.433 \gamma L A_p \dots \quad (5.50)$$

La diferencia entre las cargas de fluido calculados y medidos es la fuerza resultante de la presión de fondo (Pw) actuando sobre el área del émbolo Ap.

$$P_w = \frac{W_{fc} - W_{fm}}{A_p} \dots \dots \quad (5.51)$$

La elevación neta  $L_N$  es la elevación real para la bomba,

$$L_N = L - \frac{P_w}{0.433 \gamma} \dots \dots \quad (5.52)$$

La ecuación 5.52 puede escribirse como:

$$L_N = L \left( 1 - \frac{P_w}{0.433 \gamma L} \right) \dots \dots \quad (5.53)$$

sustituyendo el valor de Pw dado en la ec. 5.51.

$$L_N = L \left( 1 - \frac{W_{fc} - W_{fm}}{0.433 \gamma L A_p} \right) \dots \dots \quad (5.54)$$

sustituyendo Wfc como muestra la ec. 5.50

$$L_N = L \left( 1 - \frac{W_{fc} - W_{fm}}{W_{fc}} \right) = L \frac{W_{fm}}{W_{fc}} \dots \dots \quad (5.55)$$

### V.3.7. Factores que influyen en la forma de las cartas dinamométricas.

Son varios los factores que pueden ser causa de un cambio en la forma básica teórica de las cartas dinamométricas.

Entre estas están:

- (1) Velocidad y profundidad de bombeo.
- (2) Condiciones de fluido.
- (3) Condiciones anormales en la bomba.
- (4) Factores de fricción.
- (5) Geometría de la unidad de bombeo.

Estos factores pueden contribuir individual o colectivamente a un número de condiciones las cuales pueden describirse como:

- (1) Bajo recorrido del émbolo.
- (2) Sobre-recorrido del émbolo.
- (3) Fuga en la válvula viajera.

- (4) Fuga en la válvula fija.
- (5) Golpeteo de fluido.
- (6) Golpeteo de gas.
- (7) Candado de gas.
- (8) Restricción en el pozo.
- (9) Embolo pegado
- (10) Fricción excesiva en el sistema de bombeo,
- (11) Velocidades sincrónicas de bombeo.
- (12) Vibraciones.
- (13) Condiciones anormales de carga.

#### V.3.8.- Diagramas de carga permisible.

Todas las unidades de bombeo API están provistas con tablas de factores de torsión y desplazamientos de varilla aplicables para cada unidad específica.

Estas tablas pueden utilizarse para construir un diagrama de carga permisible para esa unidad. "La carga permisible en una unidad de bombeo es la carga necesaria en la varilla pulida para desarrollar una torsión neta en el reductor de engranes igual a su capacidad API con una cantidad fija de contrabalanceo. Este diagrama puede construirse con los cálculos para cada 15° de la posición de la manivela, de la carga permisible, suponiendo que el reductor de engranes esta funcionando a su capacidad".

Este diagrama consta de dos curvas, una mostrando la carga límite en la carrera ascendente y otra mostrando la carga límite en la carrera descendente para todas las posiciones de la varilla pulida. Para prevenir la sobrecarga en la caja de engranes, no tome valores de la carta dinamométrica que puedan exceder su carga permisible. En la Fig. 5.29 se muestra un diagrama de carga teórica permisible.

La carga permisible puede determinarse de la ecuación --- 5.46 resolviendo para  $W$ , si se asume que la capacidad de la caja de engranes es utilizada al máximo.

entonces,

$$W_p = \text{carga permisible}$$

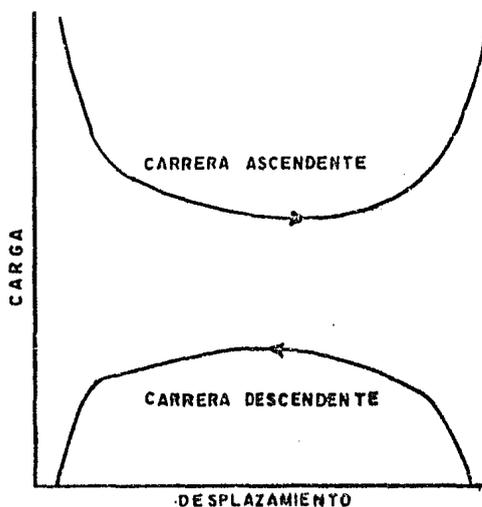


FIG.5.29 DIAGRAMA DE CARGA TEORICA PERMISIBLE

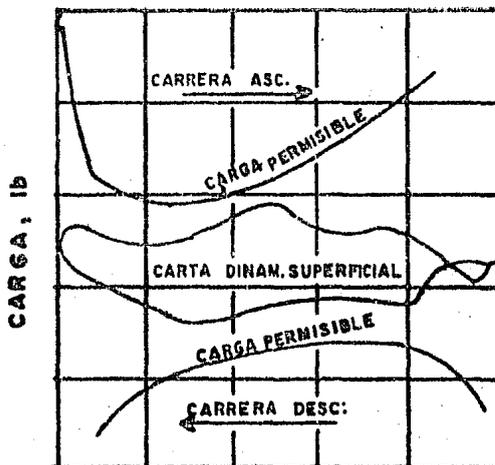


FIG.5.30 DIAGRAMA DE CARGA PERMISIBLE

$$= \left( \frac{\text{Torsión} + M \text{ sen } \theta}{T F} \right) + B$$

o

$$W_p = \left( \frac{Tr + M \text{ sen } \theta}{T F} \right) + B \dots \quad (5.56)$$

donde:

$W_p$  = carga permisible, lb.

$Tr$  = capacidad de torsión en la caja de engranes, lb-pg.

$M$  = máximo momento de contrabalanceo.

$\theta$  = posición de la manivela, grados.

$\overline{TF}$  = factor de torsión correspondiente a la posición de la manivela  $\theta$ .

$B$  = desbalanceo estructural, lb (tabla 5.2).

Cuando un diagrama de carga permisible se construye, las medidas de la carta dinamométrica deben adecuarse entre las curvas de carrera ascendente y carrera descendente, como se indica en la Fig. 5.30 en todas las posiciones.

#### V.3.9. Velocidades de bombeo no sincronicas en un sistema de bombeo mecánico.

Hace muchos años, Jhon Slonneger, un sobresaliente estudio so del balancín y varillas de succión de bombeo, propuso la idea de que para alguna profundidad de pozo dada ésta tiene una serie de velocidades de bombeo nocivas para la sarta de varillas, mientras que otras series perjudican menos.

La serie de velocidades de bombeo, que supuestamente dañan a la sarta fueron llamadas "velocidades sincrónicas de bombeo", -- mientras que las velocidades de bombeo mas benéficas fueron llamadas "velocidades no sincrónicas",

Las velocidades sincrónicas de bombeo elevaron las cargas máximas anormales en la varilla pulida, mientras que las velocidades no sincrónicas lograron bajarlas.

La determinación de las velocidades de bombeo no sincrónicas se hicieron calculando la frecuencia natural de la sarta de varillas ( $f$ ) dividiendo la constante 237 000 entre la profundidad del pozo en pies y dividiendo esto por 1,5, 2.5, 3.5, 4.5, etc. Las velocidades de bombeo resultantes tendieron a un menor daño para la sarta de varillas. Por otro lado la frecuencia natural de la sarta dividido entre 1.0, 2.0, 3.0, 4.0, etc. determinan velocidades de bombeo sincrónicas, éstas se consideraron las más dañinas --

para la sarta de varillas y son evitadas dondequiera que es posible.

El concepto original fue para evitar una velocidad de bombeo tal que el valor máximo del esfuerzo de onda, producido por el cierre de la válvula viajera transmitido a través de la sarta pudiera arribar a la superficie en forma aproximada al tiempo de ocurrencia de un segundo como máximo ocasionado por el alargamiento.

Esto se razonó de manera que la suma de estas dos cargas máximas pudiera causar una carga máxima en la varilla pulida anormalmente alta, resultando daño para la sarta de varillas en las condiciones de bombeo. Esto es dificultoso para visualizarse en la práctica.

Hace algunos años el Sucker Rod Research Institute (SRI) - hizo un estudio de varios pozos graficando la carga máxima de la varilla pulida para tubería de producción anclada y no anclada - contra la velocidad de bombeo. La Fig. 5.31 muestra esta curva para un pozo de 3263 pies. La frecuencia natural de la sarta de varillas ( $f$ ) fue calculada para 12.63 dividiendo este valor sucesivamente por 3.5, 4.5, 5.5, 6.5, etc., las velocidades de bombeo no sincrónicas fueron determinadas y graficadas como líneas verticales continuas sobre la curva de la carga máxima de la varilla pulida de la Fig. 5.31 es pequeño el intervalo entre las velocidades de bombeo sincrónicas y no sincrónicas.

Sin embargo, en la Fig. 5.31 (un riguroso estudio de bombeo) la elección entre velocidades sincrónicas y no sincrónicas de bombeo (por lo menos para esta aplicación particular), así como altas o bajas estimaciones de cargas máximas en la varilla pulida.

La Fig. 5.32 muestra la carga máxima en la varilla pulida contra la velocidad de bombeo para un pozo de 7150 pies. La frecuencia natural de la sarta de varillas ( $f$ ) fue 33.15 dividiendo ésta por 1.5, 2.5, 3.5, 4.5, etc., nos proporciona la velocidad de bombeo no sincrónica. Estas velocidades convenientes son graficadas como líneas verticales sobre la curva de carga máxima sobre la varilla pulida, y nuevamente, se reduce la elección entre velocidades de bombeo sincrónicas y no sincrónicas. Por lo tanto, si estos estudios de investigación de las varillas pulidas son correctos, existe poco beneficio desde el punto de vista de carga máxima sobre la varilla pulida debido a la reducida selección de una velocidad de bombeo no sincrónica sobre una velocidad de bombeo sincrónica.

Otra aplicación muestra una gran variación de carga máxima en la varilla pulida sin embargo, estos dos estudios tienen gran variación en las profundidades de los pozos mostrando la necesidad de una estimación determinada para la selección de una velocidad de bombeo en especial. Una técnica adecuada de diseño pudiera ser

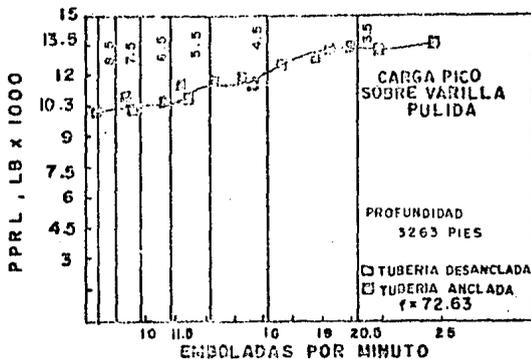


FIG. 5.31 VARIACION DE LAS CARACTERISTICAS DEL POZO CON LA VELOCIDAD DE BOMBEO.

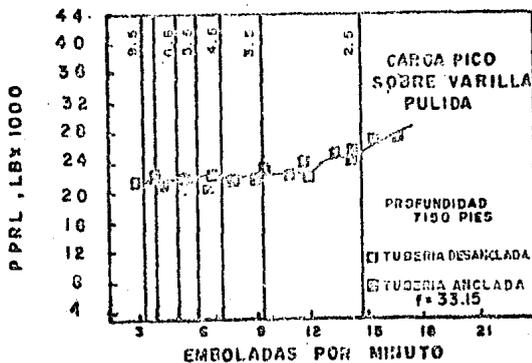


FIG. 6.32 VARIACION DE LAS CARACTERISTICAS DEL POZO CON LA VELOCIDAD DE BOMBEO.

vir para seleccionar una velocidad que produzca el volumen de flujo deseado sin violar alguna de las limitaciones torsional o estructural de los componentes de los sistemas.

#### V.4.- Geometría del balancín y su efecto sobre la varilla, unidad y recorrido de la bomba.

Se tienen dificultades para generalizar la geometría y el diseño cinemático del balancín de la unidad de bombeo, teniendo esto un efecto significativo sobre la torsión, estructura, cargas de la varilla y desplazamiento de la bomba en el fondo del pozo. Suponiendo dos unidades de Bombeo Mecánico de diseño geométrico substancialmente diferente, estando bombeando alternadamente bajo condiciones idénticas, sobre un pozo estabilizado. Estas pudieran tener probablemente una diferencia significativa entre la ejecución o funcionamiento de la unidad sobre (1) torsión máxima (2) estructura y carga de varillas (3) rango de carga, y (4) desplazamiento de la bomba. Modificando solo la geometría de la unidad se tienen pocas diferencias en los resultados de funcionamiento a través de la diferencia en el rendimiento cinemático de las dos unidades.

Las unidades de bombeo son diferentes debido a su geometría y a su arreglo de contrabalanceo. La geometría de la unidad es importante debido a que controla el factor de torsión (del catálogo) y las características de movimiento. En cierto grado, la relación torsión-velocidad del motor principal también afecta el movimiento de bombeo.

Prácticamente todas las geometrías de las unidades de bombeo fueron del mismo tipo convencional hasta mediados de los años -- 30's, poca atención se dió a la influencia de la geometría sobre el funcionamiento o comportamiento del balancín de bombeo.

Con el advenimiento de la unidad aereobalanceada, empleando una geometría invertida o impulsada hacia arriba, esas observaciones bajo condiciones similares de operación, torsión, cargas, de la varilla y estructura y desplazamiento de la bomba cambiaron con este nuevo tipo de configuración de balancín de bombeo. En 1963, -- H.E. Gray demostró matemáticamente que el arreglo cinemático de una unidad de balancín influenciaba grandemente en el comportamiento de campo de éste. Gray concluyó afirmando, "El diseño de las unidades de bombeo (diseño cinemático) ejercen una significativa influencia sobre las cargas de la varilla pulida, carrera del émbolo y torsión, las cuales son obtenidas durante la operación del sistema de bombeo mecánico".

Con la solución de la ecuación de onda como aplicación al bombeo con varillas de succión, Gibbs fue capaz de simular correcta y matemáticamente el comportamiento de bombeo de balancín y varillas de succión para cualquier tipo de geometría operando bajo --

cualquier condición de bombeo dada. Es así que utilizando el modelo matemático (Fig. 5.33) es posible comparar unidades de bombeo de balancín de cualquier geometría a partir de bases equivalentes para alguna aplicación.

Probablemente ninguna geometría de la unidad de bombeo es superior en todas las categorías de comportamiento para cada aplicación. Debido a esto, cada geometría debe ser evaluada caso por caso sobre bases similares para su análisis. Las diferencias en el comportamiento de tres unidades de bombeo se ilustran de una manera cualitativa en la tabla 5.1.

#### V.5.- Métodos modernos de predicción.

Un grupo mayoritario de compañías y fabricantes de equipo petrolero crearon el Instituto de Investigación de varillas de succión (SRI) para investigar el complejo comportamiento de una unidad convencional de bombeo impulsando una sarta de varillas elástica. Una computadora analógica simuló el sistema de varillas de succión.

Resolviendo la ecuación de onda como la aplicación a las varillas de bombeo, la computadora genera superficies y cartas dinámicas de la bomba en el fondo del pozo, haciendo las siguientes suposiciones: (1) geometría aproximada a una unidad convencional de bombeo, (2) bajo resbalamiento de los motores principales (3) bomba completamente llena en el fondo del pozo sin interferencia de gas o golpeteo de fluido, (4) efectos de aceleración del fluido o fricción en el fondo del pozo no excesiva y (5) tubería anclada.

Datos de estas cartas dinámicas calculadas fueron usadas para generar diseños de curvas adimensionales. Estas curvas se emplearon para (1) desarrollar un método predictivo de cálculo a mano y (2) diseñar un catálogo de cartas superficiales dinámicas, cubriendo completamente la visión de bombeo, en las cuales las cinco restricciones asumidas anteriormente son incluidas.

Más tarde, gran parte de la tecnología SRI fue adquirida por el American Petroleum Institute (API) y publicadas en forma tabular (API Boletín 11L3), "Libro de Diseño de Sistemas de bombeo de Varillas de Succión". En este boletín se calcularon gran número de casos de diseño de aplicación práctica y se tabularon, de esta manera un operador puede dimensionar rápidamente unidades convencionales de bombeo sin necesidad de recurrir a los cálculos manuales.

El Dr. S.G. Gibbs fue capaz de calcular la ecuación de onda de las varillas de succión introduciéndola a un modelo matemático general, resuelto por una computadora digital.

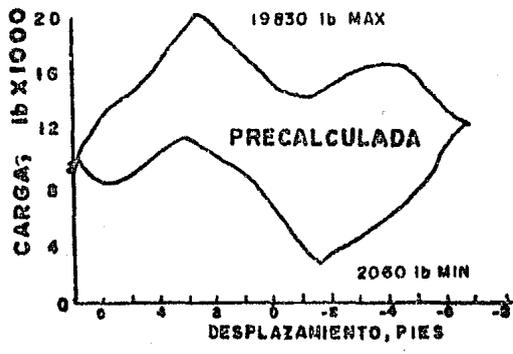
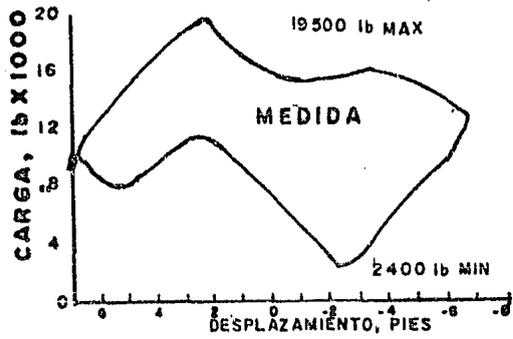


FIG. 8.33 CARTAS DINAMOMETRICAS

TABLA 5.1

CARACTERISTICAS DEL COMPORTAMIENTO CUALITATIVO DE TRES TIPOS  
DE UNIDADES DE BOMBEO MECANICO

CONVENCIONAL	AEROBALANCEADA	MARK II
(1) ALTA EFICIENCIA.	NORMALMENTE MENOR EFICIENCIA QUE LAS OTRAS.	ALTA EFICIENCIA.
(2) ALTO FACTOR DE CONFIABILIDAD DEBIDO A SIMPLICIDAD DE DISEÑO.	MAS COMPLICACIONES DE LOS TIPOS DE UNIDAD.	MAS FACTOR DE CONFIABILIDAD QUE LA CONVENCIONAL.
(3) COSTO DE LA UNIDAD USADO COMO REFERENCIA.	REGULARMENTE MAS ALTO COSTO QUE LA CONVENCIONAL.	CERCA DEL MISMO COSTO DE LA CONVENCIONAL.
(4) TRANSPORTE MAS LIMITADO QUE LA AEROBALANCEADA.	MUCHO MAS TRANSPORTABLE MAS COMPACTA.	GENERALMENTE MENOR-TRANSPORTABLE QUE LA AEROBALANCEADA.
(5) CONTRABALANCEO MAS DIFÍCIL PARA AJUSTAR.	CONTRABALANCEO FACILMENTE AJUSTABLE.	CONTRADALANCEO MAS DIFÍCIL DE AJUSTAR.
(6) GENERALMENTE AMPLIA FLUCTUACION DE CARGAS POR TORQUE.	RANGO DE TORQUE NO TAN SEVERO COMO LA CONVENCIONAL.	BAJO Y SUAVE CARGA POR TORQUE.
(7) ALTOS COSTOS POR POTENCIA Y MOTOR PRINCIPAL GRANDE.	ALTOS COSTOS POR POTENCIA Y MOTOR PRINCIPAL GRANDE.	GENERALMENTE BAJOS COSTOS POR POTENCIA Y MOTOR PRINCIPAL PEQUEÑO.
(8) GENERALMENTE ALTAS CARGAS ESTRUCTURALES Y SOBRE VARILLAS.	CARGAS ESTRUCTURALES MENORES QUE LA CONVENCIONAL.	GENERALMENTE BAJAS CARGAS ESTRUCTURALES Y SOBRE VARILLAS.
(9) MENOR TIEMPO DE LLENADO PARA EL BARRIL DE LA BOMBA.	MENOR TIEMPO DE LLENADO PARA EL BARRIL DE LA BOMBA.	MAYOR TIEMPO DE LLENADO DEL BARRIL DE LA BOMBA.
(10) NORMALMENTE UN MENOR VIAJE NETO DEL EMBOLO POR EMBOLADA.	NORMALMENTE UN MENOR VIAJE NETO DEL EMBOLO POR EMBOLADA.	NORMALMENTE UN MAYOR VIAJE NETO DEL EMBOLO POR EMBOLADA.

Esencialmente, ambos SRI y Gibbs fueron capaces de simular matemáticamente el complejo comportamiento en el campo del sistema de varillas de succión.

Adicionalmente, Gibbs generalizó y extendió la técnica básica para incluir la geometría de la unidad convencional y algún tipo de arreglo superficial en la unidad de bombeo.

Mas adelante Gibbs mejoró el modelo matemático al considerar virtualmente cada variable encontrada en campos con bombeo mecánico: geometría superficial de la unidad, amortiguamiento, condiciones de la bomba en el fondo del pozo (grado de golpeteo de fluido o gas), tubería de producción anclada o no anclada, inercia del sistema y características de velocidad de torsión del motor principal.

En contraste, la técnica SRI (luego API) asumió únicamente una geometría aproximada a la convencional, manejando una carta rectangular a lo largo del fondo del pozo, con la otra consideración restrictiva anteriormente delineada.

Tal vez el avance más importante en la técnica de Gibbs en los métodos predictivos de uno u otro fue en la determinación de la torsión máxima. En el método antiguo SRI-API, la torsión máxima fue calculada usando un método aproximado que no consideraba las listas completas de los factores de torsión para las unidades convencionales ni el correcto movimiento cinemático\* de la varilla pulida. Esto creó una modesta discrepancia en la predicción de cargas máximas y mínimas en la varilla pulida y desplazamiento de la bomba, pero con la posibilidad de un error significativo en las predicciones de torsión.

Por otra parte, Gibbs usó las dimensiones reales de las conexiones cinemáticas de la geometría de la unidad de bombeo en cuestión, lo cual interpreto una simulación exacta del movimiento de las varillas de succión necesario para determinar valores exactos de carga y desplazamiento de la bomba. El perfil de las cartas dinámicas superficiales para cualquier forma de bombeo es una función compleja del arreglo cinemático de la unidad de bombeo en particular.

Adicionalmente, Gibbs utilizó los catálogos completos de factores de torsión para las unidades calculadas por las cartas dinámicas las cuales tuvieron que ser precisamente desarrolladas usando las dimensiones correctas de las conexiones de la unidad.

Cuando la técnica de Gibbs fue modificada para incluir las fuerzas de inercia y características del motor principal del sistema, las figuras calculadas de carga y desplazamiento de la

bomba fueron generalmente superiores a aquellas de algún otro método.

Una aplicación típica empleando el método de Gibb's donde el movimiento de la varilla pulida es desarrollado por las dimensiones reales de las conexiones cinemáticas de la unidad seleccionada y la torsión es determinada por la aplicación del método de factor de torsión API, por ejemplo API IIE.

\* El movimiento supuesto a la varilla pulida es senoidal.

En el diseño se requiere el empleo de las tablas 5.2, a la 5.4 que incluyen el desbalance estructural y parámetros adimensionales necesarios en el cálculo de la carga máxima, carga mínima, carrera del émbolo, desplazamiento de la bomba, potencia de la varilla pulida y torsión máxima.

También en este método se introducen conceptos como el Índice de eficiencia torsional (IET) e Índice económico (IE). El IET es una medida absoluta y correcta de la capacidad o habilidad de cualquier tipo de balancín para igualar la geometría exterior de la unidad de bombeo (bajo condiciones normales, manejando un barril lleno de fluido incompresible) e idealizar la carga neta de la flecha del motor.

El IET (suponiendo cualquier torsión por trabajo sobre la flecha de la unidad de bombeo) es una relación del promedio de la torsión neta con la torsión neta máxima, expresado como un porcentaje. El IET es una herramienta valiosa cuando se comparan geometrías de diferentes unidades de bombeo sobre los mismos pozos o similares, con la misma longitud de carrera, velocidad de bombeo y los mismos componentes físicos en el fondo del pozo.

El IET más efectivo es la unidad con geometría que convierte la carga de la varilla pulida en una carga de torsión más tenue o uniforme e ideal. La fórmula para la determinación del IET para cualquier geometría de unidad de bombeo mecánico es:

$$IET = \frac{63.025}{(PTb) N} \frac{PRIP}{(1 - e)} \dots \quad (5.57)$$

donde:

PTb = torsión máxima balanceada sobre el reductor, lb/pg.

e = pérdida de eficiencia mecánica del apoyo estructural.

a través de un estudio de varios cientos de cartas dinamométricas, se determinó una lista de rangos IET mostrados en la tabla 5.5.

El uso correcto y entendimiento del concepto índice de eficiencia torsional puede ayudar a guiar al operador para ahorrar costos substanciales en la aplicación y operación en un sistema de

bombeo mecánico.

El Índice Económico (IE) proporciona la combinación más económica de bombeo cuando se considera la torsión estructural, motor principal, y los requerimientos de elevación; la siguiente ecuación es utilizada para determinar el IE:

$$IE = 10^{-7} \left( \frac{W_{max} (PT) PRHP}{EE} \right) \dots \quad (5.58)$$

donde:

W max = carga máxima, lb.

PT = torsión máxima, lb-pg

PRHP = potencia en la varilla pulida, HP

EE = eficiencia de elevación, definido con la siguiente ecuación.

$$EE = 100 \left( \frac{HP_h}{PRHP} \right) \dots \quad (5.59)$$

donde:

HP<sub>h</sub> = potencia hidráulica

Con la selección del número más bajo, del IE se define el sistema de bombeo más económico.

#### V.5.1.- Predicción de las formas de la carta dinamométrica de la varilla pulida.

Una de las herramientas más importantes en la predicción de cargas en el bombeo con balancín y varillas de succión es la habilidad para calcular un perfil de una carta dinamométrica correctamente. En la predicción de la torsión máxima, no es suficiente ser habilidoso para predecir las cargas máximas y mínimas en la varilla y su posición, es también importante que la forma de carta sea calculada al mismo tiempo en el pozo.

La predicción correcta de la forma y los valores de carga de la carta dinamométrica depende de (1) la solución de la clásica ecuación de onda (2) una determinación precisa del rendimiento cinemático de la unidad superficial de bombeo y, (3) la configuración general de la carta dinamométrica del fondo del pozo.

Cuando estas tres variables se conocen correctamente, una carta dinamométrica puede analizarse con gran precisión.

En la Fig. 5.33 se presentan dos cartas dinamométricas una

TABLA 5.2

DESBALANCEO ESTRUCTURAL PROMEDIO PARA LA UNIDAD MARK II

LONGITUD DE CARRERA PG	DESBALANCEO LB
54	-1198
64	-1420
74	-1755
86	-1838
100	-3492
120	-3872
144	-4345
168	-5122
192	-7160
216	-7450

TABLA 5.3 PARAMETROS ADIMENSIONALES PARA SARTAS TELESCOPIADAS DE 3 y 4 SECCIONES  
N/NO= 0.150

WK/SK	G1	G2	G3	G4	G5	G6	G7	G8	G9
.000	.03440	.07180	1.03200	.03730	-.00015	.47100	-.01020	.35300	.52500
.025	.07826	.07889	1.01186	.06370	-.00158	.50714	.01041	.30867	.40298
.050	.11634	.09941	.98761	.08750	-.00194	.51567	.03819	.29175	.35981
.075	.15153	.11229	.95519	.11031	-.00267	.53388	.07152	.29670	.37924
.100	.18209	.12346	.94165	.13198	-.00377	.54351	.10880	.31800	.44500
.125	.21342	.13472	.91569	.15205	-.00414	.55873	.144840	.35011	.54082
.150	.24317	.13736	.88662	.17065	-.00179	.56712	.18871	.38750	.65044
.175	.27176	.14078	.85902	.18808	-.00069	.57269	.22812	.42464	.75758
.200	.29944	.14371	.83663	.20495	.00354	.57494	.26500	.45600	.84600
.225	.32625	.14748	.81605	.22042	.00567	.57874	.29774	.47605	.89941
.250	.35515	.14908	.79455	.23394	.00819	.58185	.32474	.47925	.90156
.275	.38413	.15046	.77221	.24664	.01090	.58314	.34436	.46008	.83618
.300	.40896	.15220	.74882	.25814	.01388	.58170	.35500	.41300	.68700
.325	.43356	.15171	.72676	.26863	.01687	.58181	.37386	.39588	.63170
.350	.45806	.15138	.70980	.27876	.01907	.58376	.39305	.38206	.58937
.375	.48649	.15091	.69311	.28879	.02353	.57719	.41347	.37446	.56961
.400	.51443	.14864	.67645	.29786	.05121	.51950	.43600	.37600	.58200
.425	.53413	.14796	.65865	.30670	.05617	.51708	.46984	.38222	.61352
.450	.55695	.14609	.63920	.31495	.06101	.51647	.51312	.39850	.68131
.475	.58326	.14401	.61911	.32238	.06787	.51473	.56784	.42678	.79194
.500	.60898	.14097	.59798	.32831	.07410	.51408	.63600	.46900	.95200

TABLA 5.4.

PARAMETROS ADIMENSIONALES PARA SARTAS TELESCOPIADAS DE 3 y 4 SECCIONES  
 $M/NO = 0.175$

WF/SK	G1	G2	G3	G4	G5	G6	G7	G8	G9
.000	.04679	.09454	1.04650	.04430	.00047	.46850	-.01023	.37012	.56762
.025	.09370	.09378	1.02235	.07191	-.00359	.51468	.02148	.34784	.51582
.050	.13337	.11616	.99622	.09604	-.00587	.53156	.05536	.33879	.50079
.075	.16428	.13219	.97052	.11925	-.00842	.54957	.09016	.34194	.51799
.100	.19597	.14560	.94689	.14158	-.01019	.56171	.12541	.35412	.55850
.125	.22742	.15409	.92524	.16253	-.00948	.56836	.16061	.37217	.61338
.150	.25542	.16221	.90412	.18198	-.01064	.57723	.19528	.39292	.67373
.175	.28629	.16658	.88200	.20009	-.00959	.58293	.22896	.41321	.73059
.200	.31598	.16882	.86145	.21715	-.00678	.58585	.26112	.42987	.77566
.225	.34455	.17427	.84558	.23455	-.00560	.58833	.29131	.43975	.79821
.250	.37086	.17621	.82974	.25097	-.00355	.59160	.31905	.43967	.79112
.275	.40234	.17666	.81389	.26631	-.00075	.59061	.34383	.42648	.74486
.300	.42726	.17803	.79653	.27952	.02443	.52575	.36519	.39700	.65050
.325	.44902	.17885	.77780	.29033	.02865	.52375	.39010	.38735	.62105
.350	.47280	.17893	.75759	.29991	.03334	.52346	.41561	.38127	.60695
.375	.50023	.17673	.73425	.30681	.04001	.52062	.44222	.38084	.61553
.400	.52459	.17711	.70937	.31216	.04501	.52084	.47044	.38812	.65412
.425	.55372	.17238	.68599	.31775	.05317	.51823	.50753	.39951	.70223
.450	.57964	.16972	.65710	.32337	.05995	.51756	.55177	.41896	.77647
.475	.61033	.16856	.62837	.32801	.06727	.51668	.60456	.44779	.88045
.500	.63203	.17005	.59692	.33106	.07310	.51691	.66731	.48731	1.01781

TABLA 5.5

INDICE DE EFICIENCIA TORSIONAL

ABAJO DE 15%	-----	MUY MALO
15 - 20 %	-----	MALO
20 - 25 %	-----	REGULAR
25 - 30 %	-----	NORMAL
30 - 35 %	-----	BUENO
35 - 40 %	-----	MUY BUENO
40 - 45 %	-----	EXCELENTE
45 % o MAYOR	-----	SOBRESALIENTE EXCEPCIONAL

calculada y otra posteriormente medida. Usando el método efectivo de Gibbs, pudo verse que la carta dinamométrica calculada tuvo una carga máxima en la varilla pulida de 19830 lb. y una carga mínima de 2860 lb. Cuando el pozo fue sondeado y una carta dinamométrica se tomo bajo las mismas o similares condiciones de bombeo, la carga máxima sobre la varilla pulida fue de 19500 lb. y la carga mínima sobre la varilla pulida fue de 2400 lb, con una muy modesta diferencia entre los valores calculados y los medidos. La inspección visual demuestra que la carta calculada es sumamente parecida, en el perfil, a la carta eventualmente medida.

Se hizo un análisis completo del factor de torsión en los 360° para las dos cartas, la torsión máxima no varió en mas de 2 a 3%.

Consecuentemente, cuando se predice la torsión máxima, se debe calcular una correcta representación del perfil de la carta - dinamométrica junto con los valores de carga máxima y mínima en la varilla pulida y sus posiciones.

Si se hace un análisis clásico completo del factor de la - torsión para ambas cartas, la torsión máxima calculada se verá casi idéntico al valor de la torsión máxima eventualmente medida. Es - importante reconocer que no solo los valores máximos y mínimos de la carta dinamométrica deben predicirse correctamente, sino además una predicción exacta del perfil de la carta debe generarse a través de las formas anteriormente descritas.

Se reconoció que las cartas dinamométricas de la varilla - pulida no proporcionaban la información completa sobre el comportamiento del sistema balancín y varilla pulida. Aunque este método - fue particularmente valorable para la determinación de varilla, estructura y cargas de torsión sobre la unidad superficial y motor - principal, la información de la bomba fija en el fondo del pozo tuvo que ser inferida de la inspección visual de las cartas dinamométricas.

En pozos someros o de profundidad media, la interpretación de las cartas dinamométricas superficiales fueron razonablemente - efectivas en la inferencia del comportamiento de la bomba en el fondo del pozo. Sin embargo, en pozos profundos, la compleja naturaleza elástica de la sarta de varillas hace virtualmente imposible la determinación del comportamiento de la bomba en el fondo del pozo a través de la observación de las cartas superficiales.

Reconociendo este factor, un dinamometro de bomba de fondo de pozo fue desarrollado para correrse en las varillas y - - - que proporcionen una representación bastante correcta de la relación carga-desplazamiento de la bomba en el fondo del pozo. Obviamente, este tipo de dinamómetro en el fondo del pozo aunque pro-

proporcionaba información valiosa, era incómodo, extenso, e impráctico para operar desde entonces la sarta de varillas tenía que ser extraída para cortar cada carta dinamométrica individual. Fue valioso para la determinación del comportamiento de la bomba en el fondo del pozo, y se requirió un método práctico de obtención de esta información.

El Dr. S.G. Gibbs argumentó que la sarta de varillas de succión actuaba como una "línea de transmisión" entre la bomba en el fondo del pozo (transmisor) y la carta (receptor) era en efecto un sistema reversible.

Gibbs partiendo de una carta dinamométrica superficial precisa y conociendo la mayoría de los parámetros involucrados (profundidad, geometría de la unidad de bombeo, equipo en el fondo del pozo, etc.) utiliza la solución de la ecuación de onda para descifrar el complejo patrón superficial, sintetizando una precisa y segura forma de la carta dinamométrica del fondo del pozo. La habilidad para sintetizar estas cartas dinamométricas del fondo del pozo e interpretarlas en sus diferentes configuraciones fundaron las bases de la técnica de diagnóstico.

Esta nueva técnica redujo relativamente el espectro dinámico a pocas formas típicas de cartas que pudieron ser fáciles y correctamente interpretadas por un observador competente. Con un diagrama correcto carga desplazamiento de la bomba en el fondo del pozo así, como una carta dinamométrica superficial del pozo, precisa, para alguna aplicación práctica puede entonces ser aprovechado, dada toda la información necesaria para optimizar un sistema de balancín y varillas de succión.

## VI. EFICIENCIAS DE BOMBEO

### VI.1. Influencia de la operación y diseño de la válvula en la eficiencia de la bomba de émbolo.

La acción ineficiente de las válvulas y el desgaste irregular de las mismas, debido en gran parte al efecto de abrasión de la arena en el aceite, son una causa común de mala operación en las bombas del émbolo. El tipo de válvula de bola y asiento, comúnmente usadas, aseguran que no habrá escurrimiento a altas presiones de fluido mientras la bola y el asiento retengan la precisión original de su forma y la lisidez de su superficie; pero, después de un período de uso, con frecuencia adquieren irregularidades en su forma debido a desgaste desigual, especialmente cuando se sujetan a desgastes por contacto con arena. Bajo las altas presiones de aceite y las que están sujetas, las válvulas cierran con impacto destructor que se aplica sobre un área muy pequeña de contacto entre la bola y el asiento. Los granos de arena que se atrapan entre la bola y el asiento. Los granos de arena que se atrapan entre la válvula y el asiento son triturados por el impacto y la presión consecuentemente las superficies de metal se desgastan. Como resultado del desgaste irregular, se destruye parcialmente la seguridad contra el escurrimiento y una parte del aceite en el barril es forzada a través de la válvula fija durante la carrera descendente del émbolo, y una parte fluye dentro del barril a través de la válvula viajera desde la tubería de producción en la carrera ascendente. Bajo la alta presión a que la bomba está sujeta, una imperfección muy ligera en el ajuste de la válvula da por resultado una pérdida de eficiencia de la bomba, además; si el aceite que contiene arena en suspensión se fuerza rápidamente por la influencia de la alta presión a través de pequeñas aberturas entre las válvulas y los asientos, éstas aberturas se agrandan rápidamente hasta que las válvulas dejan de ser útiles y deben reponerse.

La acción eficiente de la bomba requiere que el espacio dentro del barril de trabajo entre las dos válvulas este completamente lleno de aceite en cada carrera ascendente.

Es importante que la válvula fija este apropiadamente asentada en el barril; de otra manera es probable que se presente escurrimiento alrededor de la válvula con seria pérdida en la eficiencia de la bomba.

### VI.2. Escurrimiento del émbolo.

El desgaste de las superficies pulidas del barril de trabajo y del émbolo permitirán escurrimiento alrededor de este último por la alta presión ejercida por la columna de fluido en la tubería de producción. El desgaste normal aumenta rápidamente la altura --

entre el émbolo y el barril que proporciona el fabricante de la -- bomba, especialmente si el aceite lleva arena fina en suspensión. El escurrimiento alrededor del émbolo puede ser la causa de importantes pérdidas en la eficiencia de la bomba.

Aún cuando se toman todas las precauciones por los fabricantes de bombas para mantener el calibre del barril de trabajo, o el de la camisa, absolutamente recto y de diámetro uniforme, es -- muy difícil hacerlo, especialmente con los barriles largos, y como resultado de las irregularidades de esta naturaleza, el desgaste -- no se distribuye uniformemente y origina el escurrimiento del émbolo.

El claro de fábrica que queda entre el émbolo y el barril de trabajo no se mantiene constante cuando se coloca la bomba en -- el pozo.

Las temperaturas de trabajo en el fondo son altas, con -- frecuencia varían de 50 a 120°C, y a esas temperaturas, la expansión desigual del émbolo y el barril puede alterar hasta cierto -- grado el claro originalmente construido. El aumento en el espacio libre dará por resultado mayor escurrimiento alrededor del émbolo, mientras que el claro disminuido provoca un esfuerzo adicional en las varillas de la bomba inmediatamente arriba del émbolo. Sin embargo, los cálculos basados en los coeficientes de expansión relativos del acero y del metal de los cuales el émbolo y el barril son tan compuestos respectivamente, indican que no es probable que ocurran cambios excesivos en el claro del émbolo a las temperaturas -- que normalmente prevalecen en los campos petroleros.

Con las altas presiones de aceite desarrolladas en los -- pozos profundos, el espacio libre entre el émbolo y el barril será afectado hasta cierto punto por la deformación de las paredes relativamente delgadas del émbolo. En la carrera descendente de la bomba, la presión del aceite se aplica en el interior del émbolo, pero es compensada por una presión equivalente en el espacio libre -- entre el émbolo y el barril. En la carrera ascendente, ocurre una gran reducción de presión dentro del barril. El resultado es teóricamente una contracción y expansión alternada del émbolo que, aunque probablemente de pequeña magnitud, puede sin embargo, influir en el claro del émbolo a un grado apreciable. Es especialmente indeseable porque la expansión ocurre en la carrera descendente, retardando el descenso libre del émbolo, mientras que la contracción viene en la carrera ascendente cuando más se desea el claro -- mínimo. Esta dificultad pudo remediarse colocando la válvula de -- trabajo en el extremo inferior del émbolo en vez de en la parte superior.

En general hay dos tipos de émbolo:

- 1.- Émbolo metálico con una superficie de sello maquinada, llamado émbolo liso o con una superficie ranurada llamada émbolo "ranurado" o "estriado".
- 2.- Émbolo con empaque suave el cual consiste en capas o anillos - que se instalan sobre el cuerpo metálico.

En pozos con poca profundidad pueden ser usados tanto los de metal a metal como los de empaque suave. Para pozos con profundidades mayores de 7000 pies es necesario el uso de émbolos con -- ajuste muy cerrado de metal a metal, debido a que la alta presión de fondo hace imperativo el sello entre el émbolo y barril para -- prevenir que grandes cantidades de fluido escurra y de esta manera reducir la eficiencia.

Embolos metal a metal

Ventajas:

El costo inicial de los émbolos de metal a metal es generalmente mas alto que los de empaque suave, pero a menudo resulta una mejor economía al tener una larga vida. En resumen con este tipo de émbolo el volumen declina de forma mas lenta con el tiempo. Los émbolos de empaque tienen la inconveniencia del tiempo y la necesidad de acciones inmediatas.

Embolos lisos y ranurados.

Nunca ha sido concluyente las demostraciones que tanto -- los émbolos lisos y ranurados tienen todas las ventajas. Muchas -- operadores sienten que los émbolos ranurados facilitan la lubricación de un émbolo con ajuste muy cerrado por proporcionar espacio para que grandes cantidades de aceite se acumulen. Sin embargo bajo condiciones normales de operación existen siempre escurrimiento en el émbolo, cuando la presión a través de éste es de varios cientos de lb/pg<sup>2</sup>. Una posible ventaja de los émbolos ranurados es la prevención del rayado del émbolo y barril cuando partículas sólidas como granos de arena o partículas pequeñas entran entre ellos. En tales casos las partículas pueden ser alojadas en un émbolo ranurado y no causar rayadura.

Embolos terminados en caja o piñón.

Cuando se proporciona con piñón roscado, es propiamente -- para alojar una válvula, no es necesario usar un buje arriba del -- émbolo, la arena se acumula y una conexión roscada se elimina.

Las ventajas de un émbolo terminado en cajas son: (1) el émbolo terminado en caja tiene una pared delgada menor que las ti-

po de émbolo terminadas en piñón y se tiene mayor área de flujo -- (2) hay generalmente menos expansión ya que menos material es usado.

#### Ajuste del émbolo.

Los émbolos de metal a metal están comunmente disponibles con claro del diámetro émbolo-barril de -0.001", -0.002", -0.004" y hasta -0.005", tales ajustes son referidos como menos uno (-1), - menos dos (-2), etc. significando que el émbolo es 0.001", 0.002", etc... más pequeño que el diámetro interior nominal del barril.

#### Viscosidad.

En la selección del émbolo es muy importante considerar - la viscosidad del aceite que se bombea. Un émbolo desajustado puede - operar con una eficiencia aceptable en un pozo produciendo aceite de alta viscosidad.

- a) aceite de baja viscosidad (1 a 20 c.p.)  
pueden ser bombeados con émbolos de metal a metal con ajuste de -0.001".
- b) aceite de alta viscosidad (mas de 400 c.p.)  
se trabaja con ajustes de hasta -0.005"

#### VI.2.1. Determinación del escurrimiento del émbolo.

Los factores para considerar la cantidad estimada de escurrimiento del émbolo son: viscosidad del aceite, longitud del émbolo, ajuste del émbolo en el barril, presión diferencial contra el émbolo causada por la columna del fluido arriba de éste, presión - de fondo y el diámetro del émbolo.

La siguiente ecuación puede ser usada para determinar la pérdida por escurrimiento en los émbolos de ajuste metal a metal - con suficiente precisión para nuestro propósito.

$$Q = \frac{13\ 540\ 000\ DPC^3}{VL}$$

donde:

Q = pérdida de escurrimiento, pg<sup>3</sup>/min

D = diámetro del émbolo, pg

P = presión diferencial a través del émbolo, lb/pg<sup>2</sup>

C = claro del émbolo, pg

L = longitud del émbolo, pg

V = viscosidad absoluta, cp.

Ejemplo: El siguiente ejemplo muestra el uso de la ecuación. Esta ecuación es usada también para determinar el ajuste del émbolo, como se muestra en la siguiente tabla:

diámetro del émbolo = $2\frac{1}{4}$ "	D = 2.25
presión diferencial = 2000 lb/pg <sup>2</sup>	P = 2000
ajuste del émbolo = -0.003"	C <sup>3</sup> = 0.000000027
viscosidad = 3 c.p.	V = 3
longitud del émbolo = 48"	L = 48
Q = 11.43 pg <sup>3</sup> /min.	

Claro entre émbolo y barril (pg)	Gasto de escurrimiento (pg <sup>3</sup> /min)	Pérdida por escurrimiento de la bomba		
		pg <sup>3</sup> /min	bl/dfa	% del desplazamiento
0.003	11.43	5.72	0.85	0.2
0.006	91.5	45.8	6.8	1.6
0.010	424	212	31.5	7.4
0.020	3390	1695	251.8	59.2

En realidad la pérdida total por escurrimiento debe ser la mitad de 11.43 o sea 5.72 pg<sup>3</sup>/min. (0.85 bl/dfa). Debido a que el barril de la bomba debajo del émbolo es llenado completamente durante la carrera ascendente, la fuga del émbolo solo ocurre durante está, aproximadamente la mitad del tiempo total.

El desplazamiento del ejemplo con operaciones de bombeo de 15 emboladas/min y longitud de 48" es de 426 bl/dfa. Con un escurrimiento de 0.85 bl/dfa el gasto de escurrimiento es de solo 2% lo cual es insignificante. Con la misma bomba y la misma presión diferencial para un claro de émbolo de -0.020" (-20) y bombeando agua de viscosidad de 1 C.P., el gasto de escurrimiento será de 755 - - bl/dfa más que el desplazamiento (426 bl/dfa). Bajo ésta condición debe ser imposible bombear agua a la superficie o al nivel del pozo que resulta de una presión diferencial de 2000 lb/pg<sup>2</sup> a través del émbolo. Sin embargo, cuando se bombea aceite de viscosidad de 100 c.p. es escurrimiento es de solamente 7.5 bl/dfa menos de 1.8% del desplazamiento de la bomba. Un claro de -0.020" será satisfactorio para bombear aceite de 100 c.p.

Pérdida de potencia debido al escurrimiento.

Las pérdidas de escurrimiento resulta directamente en una pérdida de potencia ya que la misma cantidad de potencia es usada

para levantar el émbolo, con 90% de fluido con escurrimiento durante la carrera ascendente.

### VI.3. Eficiencia volumétrica de las bombas operadas con varillas.

La eficiencia volumétrica de las bombas de émbolo es la relación del volumen del líquido bombeado a condiciones de tanque al del desplazamiento teórico del émbolo.

Las eficiencias volumétricas obtenidas en la práctica varían de 90% a 30% o menos. En promedio las eficiencias volumétricas de 70% a 80% o más se obtienen fácilmente. Cierta cantidad del escurrimiento de las válvulas y resbalamiento del aceite a través del espacio libre entre el émbolo y el barril son inevitables y aumentan con la profundidad. El escurrimiento de las válvulas generalmente produce mayores pérdidas que el deslizamiento del émbolo. La admisión de gas al espacio entre las dos válvulas es la causa de una gran parte de la pérdida de eficiencia. La alta eficiencia volumétrica resulta obteniendo la cuota máxima de producción con el gasto mínimo de fuerza, menos tiempos de reparaciones y bajos costos de mantenimiento.

Los factores de diseño de la bomba incluyen el tamaño y forma de las válvulas y de las aberturas de éstas, volumen de tolerancia entre las válvulas; el tipo y longitud del émbolo y el ajuste de éste; y el diseño, tamaño y longitud del separador de gas.

La reducción en la eficiencia de la bomba es especialmente marcada a altas temperaturas cuando los aceites más volátiles desprenden mucho gas durante la carrera ascendente del émbolo.

### VI.4. Profundidad límite para operación de las bombas accionadas con varillas.

Anteriormente se aceptaba que la operación eficiente de las bombas era impráctica a profundidades mayores de 2135 a 2140m, pero las mejoras de materiales y de diseño de varillas para la bomba, la construcción más sólida de barriles de trabajo y el desarrollo de unidades de bombeo de carrera larga han hecho posible elevar el aceite de profundidades hasta de 3050m, y la producción por este medio de profundidades aún mayores complica su operación por las mismas características del sistema.

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

- 1.- Brown, K.E.: "The Technology of Artificial Lift Methods"  
Tulsa, Oklahoma, 1980, volumen 2a.
2. API Recomend practice for Design Calculations for Sucker  
Rod Pumping Systems (Conventional Units). API Rp 11L.  
(February 1977).
3. Craft, B.C., Holden, W.R., and Graves, E.D.: "Well Design:  
Drilling and Production", Prentice-Hall, - Inc, Engle-  
wood Cliffs, N.J., (1962).
- 4.- Lester Charles Uren: "Ingenieria de Producción del Petró-  
leo", Petroleum Production Engineering. Junio. 1965.
- 5.- Pumping Unit Design Calculations, Lufkin Industries, Inc.
- 6.- Petroleum Engineer International, (octubre 1984).