

11  
2ej



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA  
DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

BOMBEO MECANICO: DESCRIPCION,  
DISEÑO Y DIAGNOSTICO

**T E S I S**

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE  
INGENIERO PETROLERO  
P R E S E N T A  
LEON GARRIDO ANA GABRIELA



DIRECTOR DE TESIS: ING. JESUS HECTOR DIAZ ZERTUCHE

MEXICO, D. F.

1999

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

273926



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**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 esta 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.

PAGINACION

DISCONTINUA.



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AVENIDA DE  
MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA  
DIRECCION  
60-1-024

**SRITA. ANA GABRIELA LEON GARRIDO**

Presente

En atención a su solicitud, me es grato hacer de su conocimiento el tema que propuso el profesor Ing. Jesús Héctor Díaz Zertuche y que aprobó esta Dirección para que lo desarrolle usted como tesis de su examen profesional de Ingeniero Petrolero:

**BOMBEO MECANICO: DESCRIPCION, DISEÑO Y DIAGNOSTICO**

- I INTRODUCCIÓN**
- II DESCRIPCION DEL EQUIPO DE BOMBEO MECANICO**
- III MOVIMIENTO BASICO DE BOMBEO EN UN SISTEMA NO ELASTICO SIMPLE**
- IV CONTRABALANCEO Y TORSION EN LA UNIDAD DE BOMBEO MECANICO**
- V DISEÑO DE UNIDADES DE BOMBEO MECANICO**
- VI DIAGNOSTICO : DINAMOMETRO Y CARTA DINAMOMETRICA**
- APENDICE**
- NOMENCLATURA**
- REFERENCIAS**

Ruego a usted cumplir con la disposición de la Dirección General de la Administración Escolar en el sentido de que se imprima en lugar visible de cada ejemplar de la tesis el título de ésta.

Asimismo, le recuerdo que la Ley de Profesiones estipula que se deberá prestar servicio social durante un tiempo mínimo de seis meses como requisito para sustentar examen profesional.

Atentamente

**"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"**

Cd. Universitaria, a 21 de abril de 1999

EL DIRECTOR

  
**ING. GERARDO FERRANDO BRAVO**

GFB\*RLLR\*gtg

**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**BOMBEO MECÁNICO: DESCRIPCIÓN, DISEÑO Y DIAGNÓSTICO.**

**DIRECTOR DE TESIS: ING. JESÚS HÉCTOR DÍAZ ZERTUCHE.**

**NOMBRE DEL ALUMNO: ANA GABRIELA LEÓN GARRIDO.**

**NÚMERO DE CUENTA: 9036539 - 9**

**JURADO:**

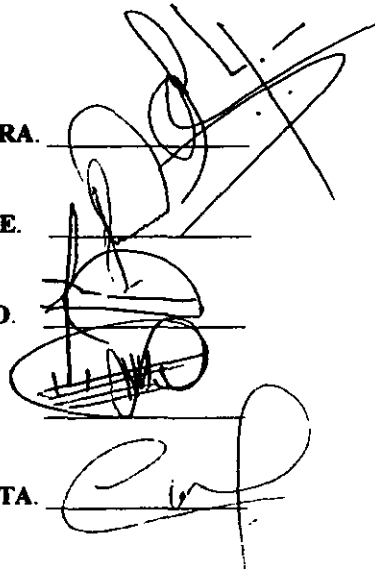
**PRESIDENTE: M. en I. JOSÉ ANGEL GÓMEZ CABRERA.**

**VOCAL: ING. JESÚS HÉCTOR DÍAZ ZERTUCHE.**

**SECRETARIO: M. en I. NÉSTOR MARTÍNEZ ROMERO.**

**1er. SUPLENTE: M. en I. MAXIMINO MEZA MEZA.**

**2do. SUPLENTE: M. en I. TEODULO GUTIÉRREZ ACOSTA.**

Handwritten signatures of the jury members, corresponding to the names listed on the left. The signatures are written in black ink and are somewhat stylized and overlapping.

**MÉXICO, D.F. SEPTIEMBRE DE 1999.**

**Gracias a Dios por permitirme seguir alcanzando mis metas.**

**Agradezco sinceramente a todos los profesores y personas que colaboraron en mi desarrollo profesional.**

**Al ING. J. HÉCTOR DÍAZ ZERTUCHE por su dedicación y tiempo en la asesoría del presente trabajo, especialmente por brindarme su apoyo y consejos sinceros que tendré siempre presentes.**

**A los integrantes del jurado por su tiempo y paciencia en la revisión de éste trabajo:**

**M. en I. JOSÉ ANGEL GÓMEZ CABRERA**

**M. en I. NÉSTOR MARTÍNEZ ROMERO**

**M. en I. TEODULO GUTIÉRREZ ACOSTA**

**M. en I. MAXIMINO MEZA MEZA.**

**A todos mis amigos que siempre han estado conmigo en los momentos especiales en mi vida.**

**A la Universidad Nacional Autónoma de México, en especial a la Facultad de Ingeniería y a la ENP plantel 6 "Antonio Caso", por haberme dado la oportunidad de prepararme profesionalmente.**

A MIS PADRES  
DOLORES Y CÉSAR  
Y A MI HERMANO  
JULIO CÉSAR

Sabiendo que jamás existirá una  
forma de agradecer una vida de  
lucha, sacrificio y esfuerzo  
constante, sólo deseo que comprendan  
que el logro mío es suyo, que mi  
esfuerzo es inspirado en ustedes  
y que son mi único ideal.  
Con respeto, admiración  
y un gran cariño.

ANA GABRIELA

**“Todos debíamos sonreír cuando  
conocemos a otra persona ... Porque una  
sonrisa es el comienzo del amor”**

**Madre Teresa.**



BOMBEO MECÁNICO: DESCRIPCIÓN, DISEÑO Y DIAGNÓSTICO

CONTENIDO

INTRODUCCION v

CAPÍTULO I

DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO DE BOMBEO MECÁNICO 1

**I.1 BOMBA SUBSUPERFICIAL DE BOMBEO.** 3

I.1.1 Tipos de bombas. 3

I.1.2 Ciclo de bombeo. 4

I.1.3 Materiales utilizados en la fabricación de la bomba. 4

**I.2 SARTA DE VARILLAS DE SUCCIÓN.** 8

I.2.1 Características del acero de las varillas de succión. 8

I.2.1.1 Composición metálica de la sarta de varillas de succión 8

I.2.1.2 Clases de varillas. 9

I.2.1.3 Límite de inversión de esfuerzo sobre la varilla pulida. 10

**I.3 EQUIPO SUPERFICIAL DE BOMBEO MECÁNICO.** 10

**I.4 EL REDUCTOR DE ENGRANES.** 11

**I.5 EL MOTOR PRINCIPAL.** 16

I.5.1 Motores de combustión interna y eléctrico. 16

I.5.1.1 Motor de combustión interna 16

I.5.1.2 Motor eléctrico. 17

I.5.2 Principio de flotación de Arquímedes. 18

CAPÍTULO II

MOVIMIENTO BÁSICO DE BOMBEO EN UN SISTEMA NO ELÁSTICO SIMPLE 21

**II.1 PATRÓN TÍPICO DE CARGAS EN LA VARILLA PULIDA.** 21

II.1.1 Patrón típico de cargas en la varilla pulida durante un ciclo de bombeo dividido en cuatro zonas de movimiento. 22

**II.2 DIVISIÓN DE TRABAJO EN UN SISTEMA DE PRODUCCIÓN ARTIFICIAL.** 23

**II.3 CLASIFICACIÓN DE LAS UNIDADES DE BOMBEO MECÁNICO.** 25

<b>II.4 COMPARACIÓN DEL MOVIMIENTO ENTRE UNIDADES MARK II Y CONVENCIONAL.</b>	<b>28</b>
II.4.1 Rango de cargas.	34
II.4.1.1 Rango de cargas en la unidad convencional.	34
II.4.1.2 Rango de cargas en la unidad Mark II	34
<b>II.5 SELECCIÓN DEL TAMAÑO DE LA BOMBA.</b>	<b>35</b>
II.5.1 Ejemplos para la selección del tamaño de la bomba.	38
<b>II.6 DISEÑO DE LA SARTA DE VARILLAS.</b>	<b>40</b>
II.6.1 El peso muerto de la sarta de varillas.	42
II.6.2 La carga por aceleración de la sarta de varillas.	42
II.6.3 Fuerza de flotación de las varillas.	43
II.6.4 La carga del fluido.	43
II.6.5 La fuerza de fricción	44
II.6.6 Ejemplos del diseño de la sarta de varillas.	46
<b>II.7 DIAGRAMA MODIFICADO DE GOODMAN.</b>	<b>53</b>
II.7.1 Ejemplo de uso del diagrama de Goodman.	56
<b>II.8 EFECTOS DE LA GEOMETRÍA DE LAS UNIDADES DE BOMBEO MECÁNICO.</b>	<b>57</b>
<b>II.9 MOVIMIENTO ARMÓNICO SIMPLE.</b>	<b>58</b>
<b>II.10 ACELERACIÓN EN LAS VARILLAS PULIDAS.</b>	<b>62</b>

### CAPÍTULO III

<b><u>CONTRABALANCEO Y TORSIÓN EN LA UNIDAD DE BOMBEO MECÁNICO</u></b>	<b>65</b>
<b>III.1 CONTRABALANCEO EN LA UNIDAD DE BOMBEO MECÁNICO.</b>	<b>65</b>
III.1.1 Ejemplos de cálculo.	72
<b>III.2 TORSIÓN EN LA UNIDAD DE BOMBEO MECÁNICO.</b>	<b>81</b>
III.2.1 Factores de torsión.	83
<b>III.3 CARRERA EFECTIVA DEL ÉMBOLO.</b>	<b>86</b>
III.3.1 Elongaciones de la tubería (et) y la varilla (er).	86
III.3.2 Sobrecarrera del émbolo.	91
III.3.3 Ejemplos de cálculo	93
<b>III.4 POTENCIAS DE ARRANQUE NECESARIA EN EL MOTOR PRINCIPAL.</b>	<b>102</b>
III.4.1 Ejemplos de cálculo.	103

**CAPÍTULO IV**

<b><u>DISEÑO DE UNIDADES DE BOMBEO MECÁNICO</u></b>	<b>105</b>
<b>IV.1 MÉTODO DE CRAFT &amp; HOLDEN.</b>	<b>106</b>
IV.1.1 Ejemplo de aplicación del método Craft & Holden.	108
<b>IV.2 MÉTODO API-RP-11L.</b>	<b>113</b>
IV.2.2 Ejemplo de aplicación del método API-RP-11L.	120

**CAPÍTULO V**

<b><u>DIAGNÓSTICO: DINAMÓMETRO Y CARTA DINAMOMÉTRICA</u></b>	<b>125</b>
<b>V.1 DINAMÓMETRO.</b>	<b>125</b>
<b>V.2 CARTA DINAMOMÉTRICA.</b>	<b>130</b>
V.2.1 Limitación de la interpretación visual	135
V.2.2 Avances de la interpretación de la carta dinamométrica.	135
<b>V.3 CONSTRUCCIÓN DE LA CARTA DINAMOMÉTRICA TÍPICA.</b>	<b>136</b>
<b>V.4 COMPORTAMIENTO IDEAL.</b>	<b>139</b>
<b>V.5 PRINCIPIOS DE MOVIMIENTO.</b>	<b>140</b>
V.5.1 Alargamiento de las varillas.	142
V.5.2 Movimiento armónico de las varillas.	142
V.5.3 Amortiguamiento.	142
<b>V.6 CÁLCULO DE PARÁMETROS Y PARTES DE LA CARTA: CARGAS, TORSIÓN, DESPLAZAMIENTO, POTENCIA, ETC.</b>	<b>145</b>
<b>V.7 EJEMPLOS DE CÁLCULO.</b>	<b>156</b>
<b>V.8 DIAGRAMA DE CARGA PERMISIBLE.</b>	<b>161</b>
<b>V.9 TÉCNICA DE DIAGNÓSTICO.</b>	<b>162</b>
<b>V.10 PROBLEMAS COMUNES QUE AFECTAN EL COMPORTAMIENTO IDEAL.</b>	<b>165</b>
<b>V.11 EJEMPLO COMPLETO.</b>	<b>170</b>

<b>V.12 VÁLVULA CHARGER.</b>	<b>173</b>
V.12.1 Operación de la válvula CHARGER.	173
V.12.2 Aplicaciones de la válvula CHARGER.	173
V.12.3 Eliminación de compresión de gas libre y golpeo de fluidos.	173
V.12.4 Ventajas de la válvula CHARGER.	174
<u>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</u>	<b>175</b>
<u>APÉNDICE</u>	<b>179</b>
<u>NOMENCLATURA</u>	<b>213</b>
<u>REFERENCIAS</u>	<b>217</b>

---

## INTRODUCCION

Dentro de la industria petrolera, los sistemas artificiales de producción para pozos petroleros tienen una importancia indiscutible, ya que en México como en otros países productores de petróleo, se utilizan sistemas artificiales de producción para mantener su ritmo de producción.

Los sistemas artificiales de producción suministran energía a los fluidos en el pozo para hacerlos llegar a la superficie, así como producir mayor cantidad de fluido por día, con un mínimo de gasto económico.

El bombeo mecánico es un sistema artificial de producción en el cual el movimiento del equipo de bombeo subsuperficial se origina en la superficie y se transmite a la bomba por medio de una sarta de varillas de succión. Debido a que se usa una bomba de émbolo, el movimiento de las varillas produce un vacío en el interior del barril de trabajo, ocasionado por la salida parcial del émbolo, haciendo que el líquido penetre al barril de trabajo a través de la válvula de pie ocupando el espacio vacío. El desplazamiento de líquido y su descarga a través de la válvula viajera y de la tubería de descarga, se produce haciendo entrar nuevamente el émbolo.

Este es el sistema más ampliamente usado en pozos someros y de profundidad media.

El bombeo mecánico, al igual que los demás sistemas artificiales de producción, presenta ventajas y desventajas. Entre las ventajas se tiene que es de fácil diseño, las unidades pueden ser cambiadas a otros pozos, se adapta a agujeros reducidos, es flexible, ya que puede manejar diferentes gastos de acuerdo a la capacidad del pozo según vaya declinando su producción, levanta aceites viscosos y de altas temperaturas. Entre las desventajas se tiene el problema que ocasiona la alta producción de sólidos, el no adaptarse a grandes profundidades, y el resultar pesado y estorboso en operaciones costa afuera.

La importancia de este trabajo radica en dar a conocer los conocimientos básicos referentes al bombeo mecánico, los capítulos que conforman este trabajo, tratan de la descripción, diseño, diagnóstico, etc., del bombeo mecánico.

---

## CAPÍTULO I

### DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO DE BOMBEO MECÁNICO

En este capítulo se presenta la descripción del sistema de bombeo mecánico, el cual tiene como objetivo: producir una cierta cantidad de fluido por día, con un mínimo de:

Torsión.

Carga en la varilla pulida.

Rango de cargas en las varillas.

Requerimientos de potencia del motor principal.

Costos de combustible o energía.

Costo de mantenimiento de la unidad.

Roturas de varillas.

Producción diferida por rotura de varillas o por reparación y mantenimiento de la unidad.

Costo de instalación.

Costo inicial.

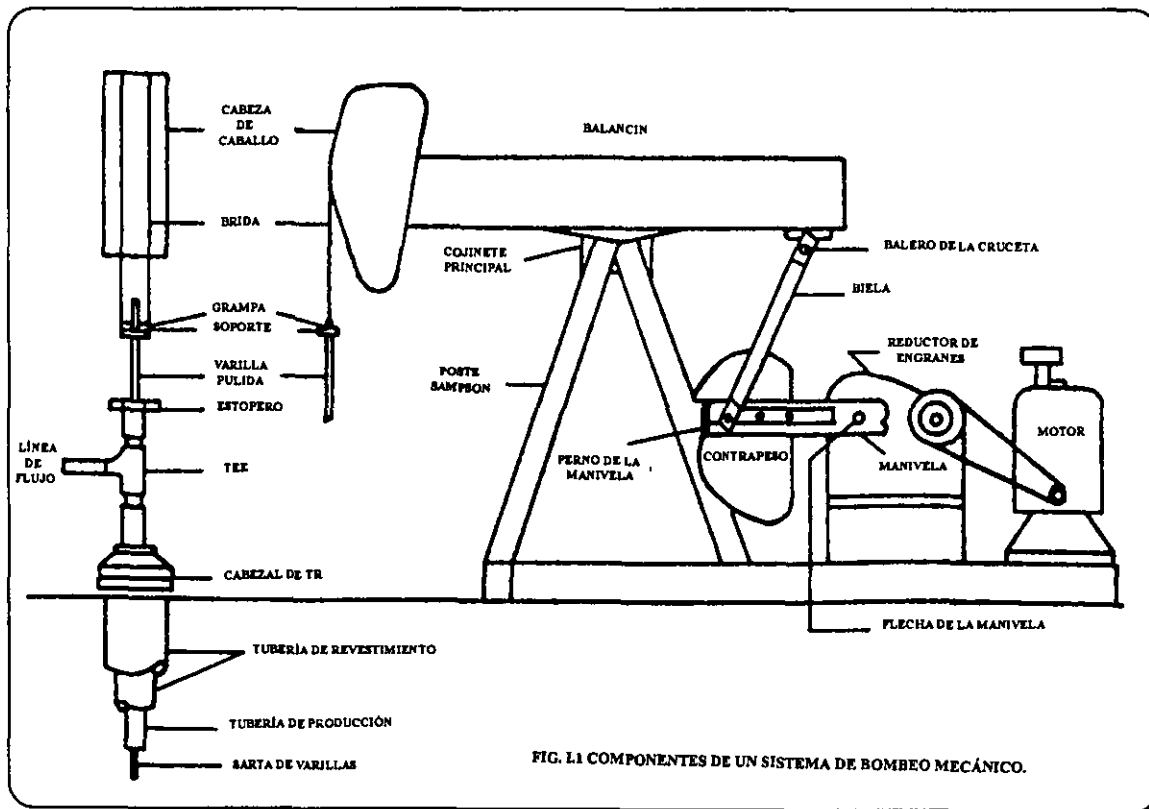
Adicionalmente el sistema de bombeo mecánico debe ser: resistente, de larga vida, eficiente, fácil y barato de transportar, silencioso, no contaminante, fácil y seguro de instalar y de operar.

La Fig. I.1<sup>6</sup> ilustra los componentes de un sistema de bombeo mecánico. Las partes esenciales son:

- 1) La bomba subsuperficial impulsada por varillas.
- 2) La sarta de varillas de succión que transmite el movimiento de bombeo superficial y la potencia a la bomba subsuperficial. También se incluye, si es necesario, la sarta de tubería de producción dentro de la que operan las varillas de succión, la cual conduce a los fluidos bombeados hasta la superficie.
- 3) El equipo superficial de bombeo que cambia el movimiento rotatorio del motor principal, al movimiento oscilatorio lineal para bombear.
- 4) La unidad de transmisión de potencia o reductor de engranes.
- 5) El motor principal que proporciona la potencia necesaria al sistema.

---

\* REFERENCIAS AL FINAL.



## **I. 1. BOMBA SUBSUPERFICIAL DE BOMBEO.**

### **I. 1. 1 Tipos de bombas.**

Sus funciones son: admitir fluido de la formación al interior de la sarta de producción y principalmente, elevar el fluido admitido hasta la superficie.

Las bombas subsuperficiales movidas por varillas se dividen en tres tipos:

- a) Bombas de tubería de producción.
- b) Bombas de inserción.
- c) Bombas de tubería de revestimiento.

#### **a) BOMBAS DE TUBERÍA DE PRODUCCIÓN.**

Las bombas de tubería de producción, por ser de un diámetro mayor, pueden manejar volúmenes mayores de líquidos que las bombas de inserción, sin embargo, la carga de fluido sobre la unidad de bombeo es mayor.

La desventaja de estas bombas estriba en que el barril forma parte de la misma tubería de producción, para efectuar alguna reparación o reposición de partes, es necesario extraer la tubería de producción completa, lo que significa una operación más complicada, y por consiguiente, más costosa.

Un factor importante que debe tomarse en cuenta es el alargamiento de la varillas por la carga de fluido, lo que se traduce en una disminución en la carrera efectiva del émbolo, siendo más crítica a medida que aumenta la profundidad del pozo.

Las bombas de tubería de producción operan mejor en pozos que tienen alto nivel de fluidos y en donde la verticalidad del mismo haya sido comprobada.

#### **b) BOMBAS DE INSERCIÓN.**

Se les denomina bombas de inserción porque el conjunto total de la bomba (barril, émbolo y válvula estacionaria) que va conectado en el extremo inferior de la sarta de varillas se inserta en un niple de asiento (zapata - candado) instalado en la tubería de producción. Esto representa una ventaja sobre las bombas de tubería de producción, ya que para hacer una reparación o sustitución de la bomba, no es necesario extraer la tubería de producción. La bomba de inserción se desancla y se extrae con la sarta de varillas.

#### **c) BOMBAS DE TUBERÍA DE REVESTIMIENTO.**

Este tipo de bombas son sólo una versión más grande de las bombas de inserción.

---



### **I. 1. 2 Ciclo de bombeo.**

Con referencia a la Fig. I.2, a continuación se describe el ciclo de bombeo, que es aplicable para los tres tipos de bombas.

En la Fig. I.2.a, el émbolo se está moviendo hacia abajo cerca del fondo de la carrera descendente. El fluido está pasando al barril de la bomba a través de la válvula viajera abierta, mientras el peso de la columna de fluido que está en la tubería de producción, es soportado por la válvula de pie que está cerrada.

En la Fig. I.2.b, el émbolo se está moviendo hacia arriba, cerca del fondo de la carrera ascendente.

La válvula viajera ahora está cerrada y la válvula de pie está abierta, admitiendo la producción del pozo.

En la Fig. I.2.c, el émbolo se está moviendo hacia arriba, cerca de la parte superior de la carrera ascendente.

La válvula viajera está cerrada y la válvula de pie está abierta, admitiendo la producción del pozo.

En la Fig. I.2.d, el émbolo se está moviendo hacia abajo, cerca de la parte superior de la carrera descendente. La válvula de pie está cerrada debido al incremento de presión resultante de la compresión de los fluidos en el volumen existente entre las válvulas viajera y de pie.

La válvula viajera está abierta.

Cuando el émbolo llega al fondo de la carrera descendente, el ciclo de bombeo se repite.<sup>3</sup>

### **I. 1. 3 Materiales utilizados en la fabricación de la bomba.**

Cualquier bomba subsuperficial, movida por varillas, está constituida de los siguientes elementos esenciales Fig. I.1.a:

- 1) Barril de trabajo.
- 2) Émbolo.
- 3) Válvulas:
  - a) De entrada (válvula de pie).
  - b) De salida (válvula viajera).

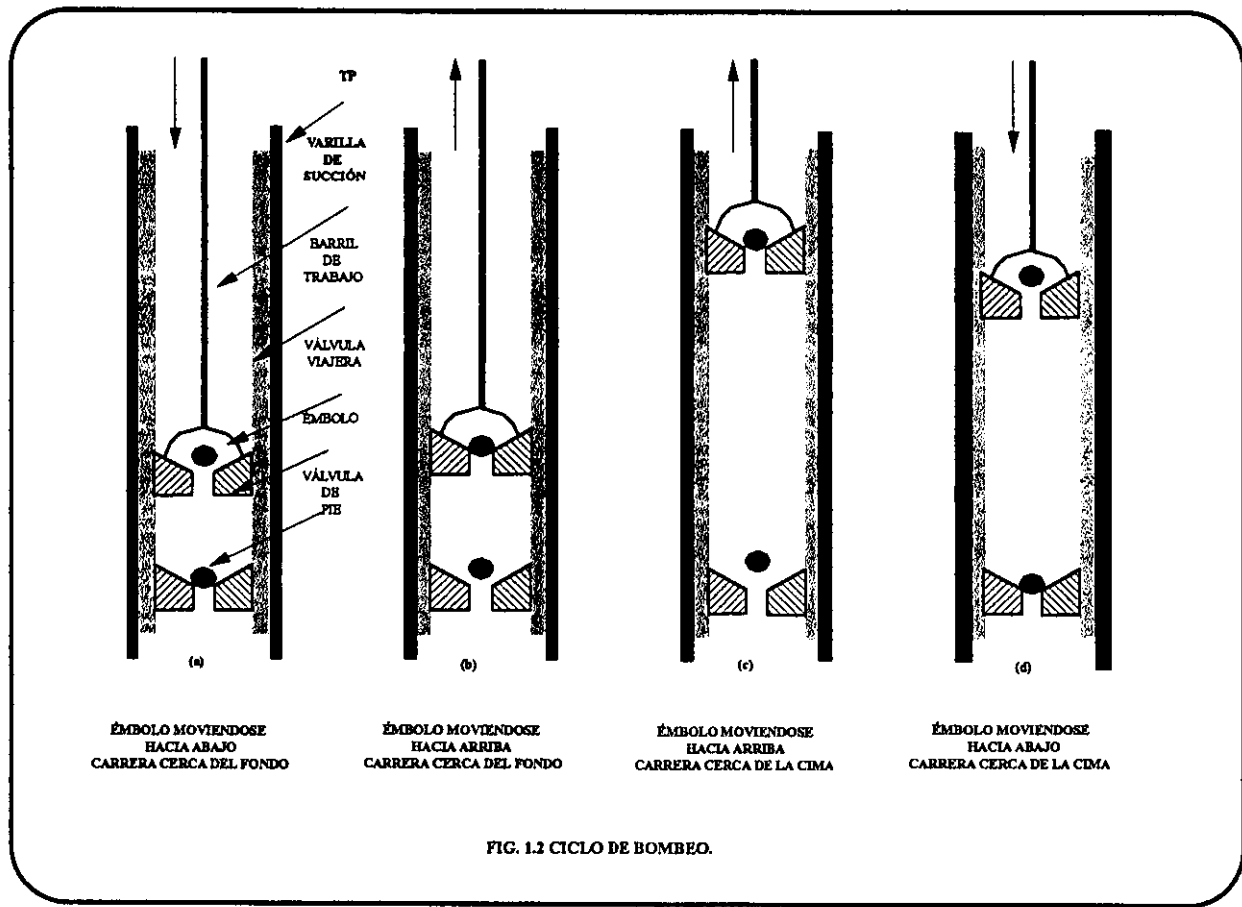


FIG. 1.2 CICLO DE BOMBEO.

Los costos de producción de aceite se incrementan notablemente por fallas frecuentes de la bomba subsuperficial, tanto por los costos de extracción del equipo como por la producción diferida. Por esta razón, es de primordial importancia que de acuerdo con las condiciones del pozo, se seleccione correctamente el tipo de bomba adecuada, tomando en cuenta las características de los materiales utilizados en su fabricación.

### 1 ) BARRIL DE TRABAJO.

Materiales utilizados en su construcción:

- **HI-BRIN.** Diseño para pozos con alto contenido de arena y gas sulfhídrico. Se fabrica utilizando un proceso de endurecimiento denominado "nitrocicle".
- **NITRELINE.** Barril construido para alta resistencia mecánica y alta resistencia a la corrosión. Lleva el mismo proceso de endurecimiento que el anterior ("proceso nitrocicle"). Uso general.
- **HI-HARD.** El barril se fabrica con un contenido de cromo del 5% y con el proceso de endurecimiento "nitrocicle". Proporciona alta resistencia a la abrasión y a la corrosión por CO<sub>2</sub>.
- **KROM-I-DEE.** El barril lleva una capa de endurecimiento de cromo proporcionándole alta resistencia a la abrasión y a la corrosión. Se recomienda usarlo en pozos que producen arena y CO<sub>2</sub>.
- **SILVERLINE.** Este barril se recomienda usarlo en pozos con fluidos no corrosivos y en donde la arena no sea un problema serio.

### 2 ) ÉMBOLO.

Existen dos tipos de émbolo: metal a metal o de empaque suave.

Los émbolos metal a metal se fabrican con superficie lisa o ranurada.

Aparentemente no existe ninguna diferencia en utilizar un émbolo de superficie lisa o de superficie ranurada.

Una posible ventaja del émbolo ranurado sobre el émbolo liso es que una partícula sólida puede alojarse mejor en la ranura del émbolo evitando que se raye.

Un aceite de baja viscosidad (de 1 a 20 cp) puede bombearse con un émbolo metal a metal y con un ajuste de -0.001 pg.

Un aceite de alta viscosidad (más de 400 cp) que probablemente lleve arena en suspensión, puede manejarse con un émbolo metal a metal con un ajuste de - 0.005 pg.

Los émbolos con empaquetadura suave pueden ser con copas o con anillos. En pozos con profundidades mayores de 7,000 pies se usan émbolos metal a metal.

Materiales utilizados en su construcción:

- **CO-HARD.** Émbolo resistente a la corrosión y a la abrasión.
- **SUPER HARD.** Hierro - Níquel. Resistente a la corrosión de H<sub>2</sub>S.
- **ACERO CON RECUBRIMIENTO DE CROMO.** Altamente resistente a la corrosión por CO<sub>2</sub> y a fluidos arenosos.

**ÉMBOLOS CON EMPAQUE SUAVE.** Son resistentes a la corrosión por CO<sub>2</sub> y H<sub>2</sub>S. Se recomienda usarlos a profundidades menores de 5,000 pies.

**ÉMBOLOS DE COPAS.** Se recomienda usarlos para bombeo de aceite y agua con bajo contenido de arena. Las copas se expanden en la carrera ascendente por la diferencia de presión y se contraen en la carrera descendente disminuyendo la fricción con el barril. La dureza del material así como el número de copas deben seleccionarse de acuerdo con la profundidad de la bomba.

**ÉMBOLO DE ANILLOS.** Consta de las mismas partes que el émbolo de copas, sólo que los anillos son flexibles y los espaciadores son en forma de "L". Los anillos son de hule resistente al aceite.

**ÉMBOLO CON COMBINACIÓN DE COPAS Y ANILLOS.** Se recomienda usarlo para la limpieza de pozos sucios o después de un fracturamiento. Es muy efectivo para bombear fluidos que contienen granos de arena tan fina que no pueden ser retenidos por empaques de grava o cedazos.

**ÉMBOLO CON VÁLVULA SUPERIOR.** Se usa en pozos profundos cuyo contenido de gas sea muy bajo.

**ÉMBOLO CON VÁLVULA DE FONDO.** Se usa en pozos gaseosos colocando la válvula viajera lo más cercano a la válvula de pie para evitar el candado de gas.

**ÉMBOLO CON VÁLVULA EN LA PARTE SUPERIOR Y EL FONDO.** Este arreglo combina las ventajas descritas con los dos émbolos anteriores.

### 3) VÁLVULAS.

Materiales utilizados en su construcción:

- La stellita y el carburo de tungsteno son materiales apropiados cuando los fluidos del pozo son altamente corrosivos por H<sub>2</sub>S o CO<sub>2</sub> y cuando se maneja mucha arena, ya que estos materiales son muy resistentes a la abrasión.
-

## **I. 2 SARTA DE VARILLA DE SUCCIÓN.**

La función de la sarta de varillas de succión es: transmitir el movimiento de bombeo superficial y la potencia, a la bomba subsuperficial. También incluye, si es necesario, la sarta de tubería de producción, dentro de la que operan las varillas de succión y la cual conduce hasta la superficie a los fluidos bombeados.

Las varillas de succión disponibles en el mercado son de cinco diferentes diámetros estándar. Su diseño consiste esencialmente en determinar la sarta más ligera, y por lo tanto, la más económica, que pueda utilizarse sin exceder el esfuerzo de trabajo de las propias varillas.

El máximo esfuerzo de trabajo para las varillas depende de su composición química y propiedades mecánicas, además de la naturaleza de fluido bombeado, es decir, si éste es o no corrosivo. Como regla general, es deseable mantener el esfuerzo de las varillas por abajo de las 30,000 lb/pg<sup>2</sup>, sin embargo, la experiencia en diferentes áreas productoras puede indicar límites más bajos.

Cuando las bombas están colocadas a profundidades mayores de 3,500 pies, generalmente es deseable usar sargas telescopiadas, es decir, consistentes en diferentes diámetros de varillas. Las varillas de diámetro más pequeño se colocan en el fondo de la sarta, inmediatamente arriba del émbolo, ya que la carga en las varillas es más grande, se usan mayores diámetros. A menores profundidades donde la carga en las varillas es más grande, se usan mayores diámetros. Este arreglo resulta con una carga más pequeña en el equipo superficial, que la que se obtendría con una sarta de un solo diámetro, y representa un ahorro en el costo de las varillas de succión.

### **I. 2. 1 Características del acero de las varillas de succión.**

#### **I. 2. 1. 1 Composición metálica de la sarta de varillas de succión.**

El principal componente de la sarta de varillas de succión es el acero. Muchas varillas contienen arriba de 90% de acero en su composición, pero esto les da una consistencia suave y débil. Por lo que es recomendable agregar otros elementos para proporcionar al acero la fuerza necesaria que debe tener, así como otras propiedades.

Los diferentes materiales que pueden ser agregados para lograr una cierta aleación con el acero, son los siguientes:

- **Carbón.** Este elemento es agregado para incrementar la fuerza, la dureza y la susceptibilidad para el tratamiento con calor. Sin embargo, al incrementarse el contenido de carbón, la resistencia a la corrosión, la ductibilidad y el impacto a la resistencia tienden a incrementarse.

- **Manganeso.** Este elemento hace al acero menos quebradizo y actúa como un desoxidante para reducir la formación de óxidos de acero, los cuales tienden a debilitar la aleación. Algunas varillas contienen arriba del 1% de manganeso.
- **Silicón.** Es muy parecido al manganeso, es útil como desoxidante en la refinación de aceros de alto grado. Algunas varillas contienen alrededor del 0.15 al 0.35% de este elemento.
- **Níquel.** Es agregado para combatir las condiciones corrosivas encontradas en los pozos de aceite, también tiene un efecto de endurecimiento sobre el acero para evitar la disolución del hierro.
- **Vanadio.** Incrementa el endurecimiento del acero aún cuando se presente en pequeñas cantidades. Fomenta una estructura granular buena y retarda el ablandamiento del acero cuando se somete a altas temperaturas.
- **Cobre.** Es agregado para resistir los medios ambientales corrosivos. Los aceros que contienen más del 0.6% de cobre, tienen una tendencia muy pronunciada hacia el endurecimiento precipitado.
- **Boro.** Es usado para incrementar el endurecimiento del acero. Es muy poderoso y únicamente se agrega en porcentajes del 1%.
- **Cromo.** Este contribuye al endurecimiento del acero y mejora la resistencia a la corrosión del acero en el aire y en otros medios ambientales, aunque el níquel es más efectivo.
- **Molibdeno.** Es uno de los agentes más potentes que se agrega como elemento de aleación, aunque no es tan efectivo como el carbón. Es un refuerzo en la sarta de varillas para evitar su respuesta al tratamiento con calor.

### **I. 1. 2 Clases de varilla.**

- **Clase K.** Estas varillas de níquel - molibdeno son resistentes a la corrosión y su resistencia mínima a la tensión es 82,000 lb/pg<sup>2</sup>.
- **Clase C.** Son varillas de aleación de carbón - manganeso son para trabajo pesado y medio, su inhibición contra la corrosión es muy efectiva y su resistencia mínima a la tensión es 90,000 lb/pg<sup>2</sup>. La mayoría de los pozos usan este tipo de varillas.
- **Clase D.** Son varillas de aleación níquel - cromo - molibdeno su resistencia mínima a la tensión es 115,000 lb/pg<sup>2</sup>. Estas varillas se usan donde las varillas de tipo C quedan en punto crítico, generalmente en pozos de altos volúmenes de producción y que no manejan ácido sulfhídrico.

### **1.2.1.3 Límite de inversión de esfuerzo sobre la varilla pulida.**

Se ha asumido la ley de Hooke para determinar el límite elástico en las sarta, esto es para cuando el esfuerzo de tensión aplicado da como resultado la deformación (elongación) de la sarta, el esfuerzo de tensión al cual esta falla ocurre es cuando el material llega a su límite proporcional.

El límite proporcional no puede ser usado convencionalmente; sin embargo, puede ser usado como un criterio para establecer el esfuerzo de tensión máxima de trabajo permisible de la sarta, entonces se repite el ciclo de transmisión de esfuerzo de cargas en las varillas dando como resultado la fatiga y falla de las mismas, lo cual ocurre generalmente abajo del límite proporcional.

Podemos considerar el límite de la duración, al máximo esfuerzo de tensión cuando puede ser aplicado para un número infinito de cargas o esfuerzos de tensión de inversión.

Sin embargo, se ha determinado el límite de la duración de un material, el cual, obviamente, no puede hacerse para soportar un número infinito de cargas.

Para el acero, se ha encontrado que el límite de duración puede ser tomado como un máximo esfuerzo de tensión, el cual permite 10,000,000 (diez millones) de inversiones antes de que falle el material.

El límite de duración de la sarta depende:

- Los componentes (carbón, manganeso, silicón, níquel, cromo y molibdeno) que presenta el acero.
- De los agentes corrosivos (ácido sulfhídrico, dióxido de carbono, oxígeno) que se presentan en los fluidos del pozo.
- El rango de esfuerzos de tensión en las varillas.

### **1.3 EQUIPO SUPERFICIAL DE BOMBEO MECÁNICO.**

Su función es: transferir energía del motor principal a la sarta de varillas de succión. Para hacer esto, el equipo debe cambiar el movimiento rotatorio del motor principal, a un movimiento reciprocante en las varillas de succión y debe reducir la velocidad del motor principal a una velocidad adecuada de bombeo. La reducción de velocidad se logra en el reductor de engranes, y al resto del equipo le concierne el cambio de movimiento rotatorio en reciprocante.

La unión directa entre las sarta de varillas de succión y el equipo superficial, es la varilla pulida. La varilla pulida está disponible en tres tamaños y para cualquier instalación en particular, ese tamaño depende del diámetro de la tubería de producción, y del diámetro de las varillas de succión en la parte superior de la sarta. La varilla pulida pasa a través

---

de un estopero y el fluido que ha sido elevado para a la línea de flujo a través de una conexión tipo "T".

Cerca del extremo superior de la varilla pulida hay una mordaza (grampa), Fig. I.3, que está soportada por una placa (carrier bar). Ésta a su vez, está soportada por cables flexibles (brida) que pasan sobre la cabeza de caballo colocada en el extremo del balancín. El diseño apropiado de estos componentes asegura el viaje vertical de la varilla pulida a través del estopero, reduciendo el desgaste de éste. Además, se mantiene un buen sello para evitar fugas de fluidos en la superficie.

El balancín está soportado cerca de su centro de gravedad por el poste Sampson (Fig. I.3). El movimiento se transmite al balancín por medio de la biela, la cual, a su vez, recibe el movimiento de la manivela. La distancia de la flecha de la manivela al cojinete de la biela, define la longitud de carrera de la varilla pulida. La mayoría de las unidades tienen tres o más posibles localizaciones para el cojinete de la biela, a lo largo de la manivela y por lo tanto, un número correspondiente de posibles longitudes de carrera de la varilla pulida. En la Fig. I.6 se presentan tres tipos de unidades de bombeo mecánico.

#### **I. 4 EL REDUCTOR DE ENGRANES.**

Su función es reducir la velocidad del motor principal a una velocidad de bombeo adecuada (Fig. I.3). Es necesario determinar exactamente la probable torsión máxima a la que estará sujeto el reducto de engranes, ya que el API usa la torsión máxima como base para el rango de las unidades de bombeo. La designación del API para una unidad es simplemente la torsión máxima permisible en el reductor de engranes en miles de pulgadas-libras. Por ejemplo, una unidad API tamaño 114, tiene un rango de torsión máximo de 114,000 pg-lb. El API tiene estandarizados 16 rangos de torsión máxima, que varían desde 6.4 hasta 1,824 miles de pg-lb.

La polea del reductor de engranes es el miembro que recibe la potencia del motor principal a través de bandas. La relación del diámetro de la polea del reductor de engranes al diámetro de la polea del motor, y la reducción de velocidad en el reductor de engranes, determinan la reducción total de velocidad del motor principal hasta la varilla pulida. Los tamaños disponibles de poleas de la unidad y el número y tipo de bandas que deben usarse, pueden determinarse de la literatura del fabricante de unidades de bombeo.



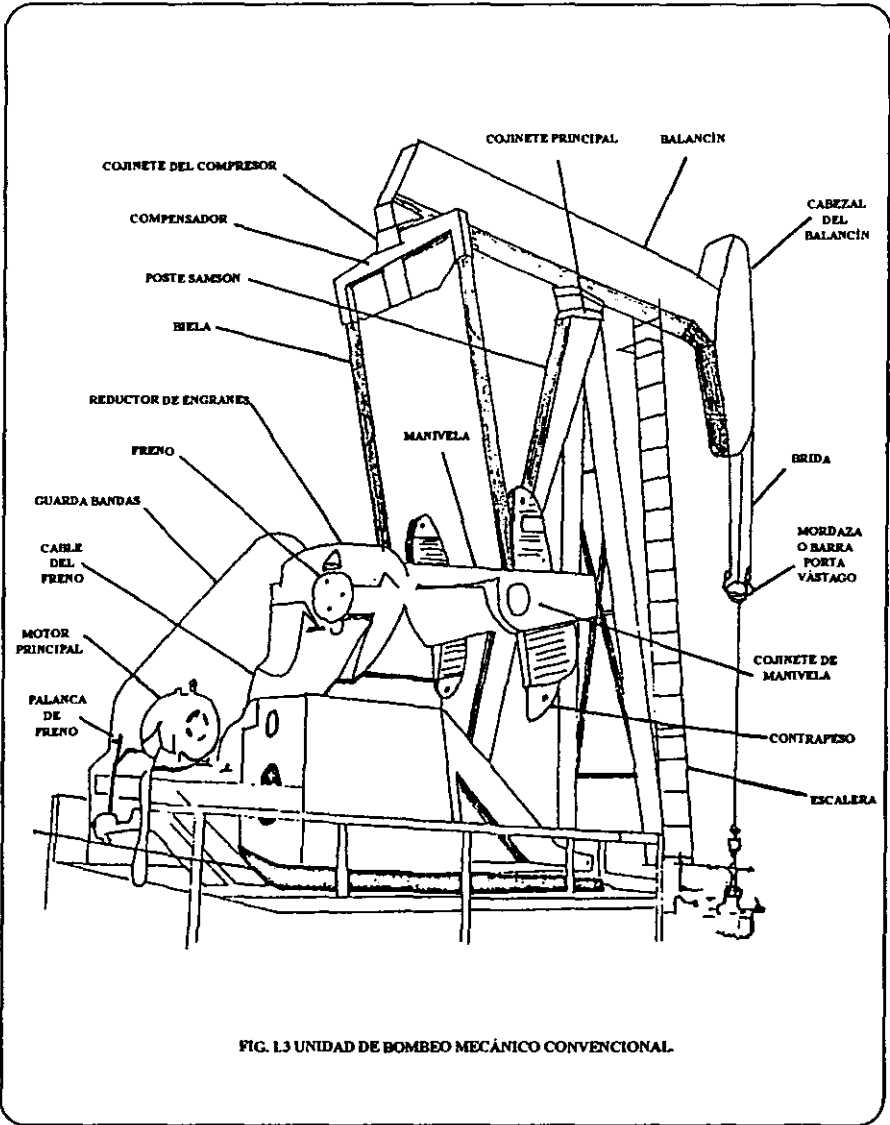


FIG. 1.3 UNIDAD DE BOMBEO MECÁNICO CONVENCIONAL.

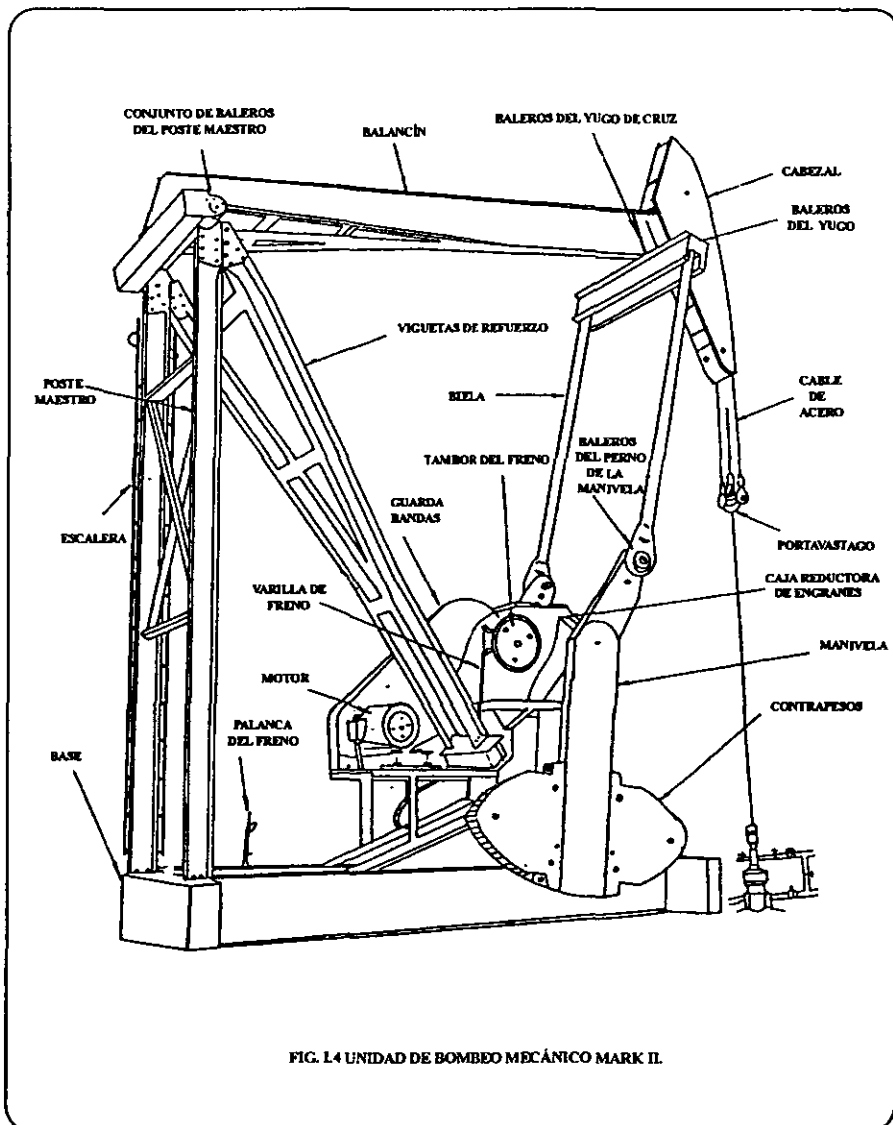


FIG. 14 UNIDAD DE BOMBEO MECÁNICO MARK II.

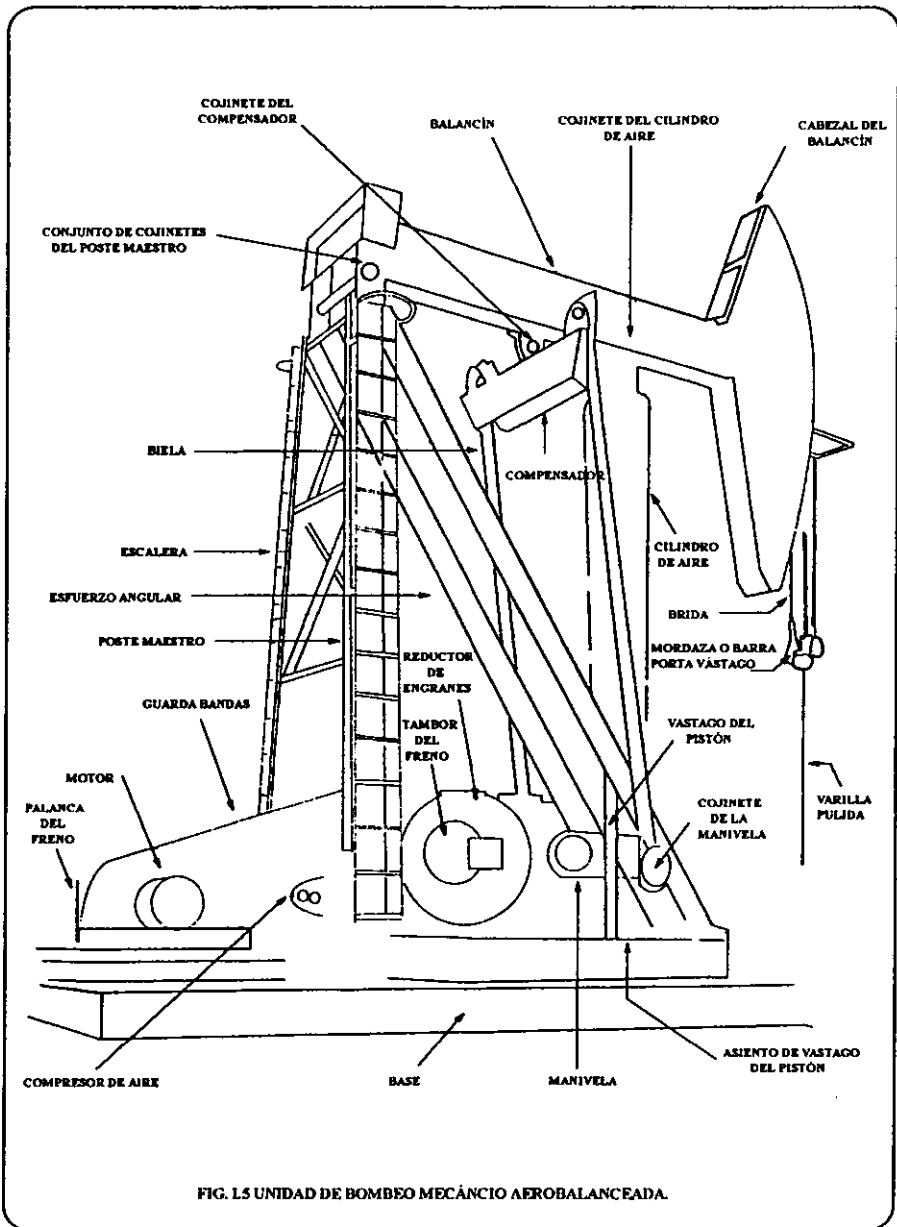


FIG. 15 UNIDAD DE BOMBEO MECÁNICO AEROBALANCEADA.

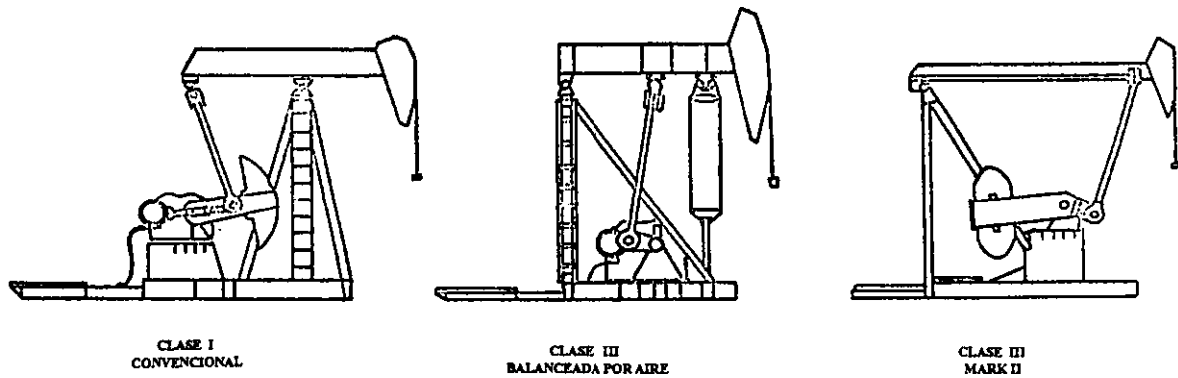


FIG. 1.6 UNIDADES DE BOMBEO MECÁNICO.

## **1.5 EL MOTOR PRINCIPAL.**

La función del motor principal es: proporcionar a la instalación energía mecánica que eventualmente será transmitida a la bomba y usada para elevar el fluido. El motor principal seleccionado para una unidad dada, debe por supuesto, tener suficiente potencia para elevar el fluido al ritmo deseado desde el nivel de trabajo de fluido en el pozo. El motor principal puede ser una máquina de combustión interna (gas natural o diesel) o puede ser un motor eléctrico.

La selección del tipo de motor principal depende : de los recursos locales, del suministro y costo de combustible (diesel, gas natural o energía eléctrica), de la capacidad para el mantenimiento y de la existencia de personal experimentado.

El uso de motores eléctricos facilita el análisis del comportamiento de la unidad de bombeo en dos aspectos:

- 1) La capacidad para medir exactamente la energía eléctrica proporcionada a la unidad, puede lograrse sin interferir con la operación del pozo, usando un tacómetro para medir la variación en la velocidad del motor en un ciclo completo de bombeo.
- 2) Tienen un bajo costo inicial, menor costo de mantenimiento y son más fáciles de ajustar a un sistema automático.

Por otra parte, las máquinas de gas tienen la ventaja de un control de velocidad más flexible y puedan operar en un rango más amplio de condiciones de carga. El costo del combustible puede ser inferior al de la energía eléctrica, aunque conforme se incrementan los costos de combustible, esta condición puede invertirse.

Cualquier diseño para la instalación del bombeo mecánico, debe considerar el comportamiento de todos los elementos del sistema y las interacciones entre ellos. Sin embargo, aún existen aspectos de ingeniería de este sistema de producción artificial, que no han sido resueltos satisfactoriamente, por lo que es necesario comprender el proceso de bombeo, debido también a la tendencia de bombear pozos cada vez más profundos.

### **1.5.1 Motores de combustión interna y eléctricos.**

#### **1.5.1.1 Motores de combustión interna.**

Se llama motor de combustión interna a todo motor en el cual la materia que trabaja es producto de la combustión del aire y del combustible; esta combustión generalmente se lleva a cabo en el cilindro de trabajo, pero pueden también tener lugar en una cámara exterior.

Entre los motores de combustión interna, se tienen:

- a) Motores diesel.
- b) Motores de gasolina o motor de explosión.

**a) MOTORES DIESEL.**

Se llama motor diesel a todo motor de combustión interna en el cual el combustible se inyecta cuando la compresión está a punto de terminarse, y el combustible entra en ignición únicamente debido al calor producido por la compresión del aire comburente. En este tipo de motores sólo se aspira aire inicialmente y se comprime unas 16 veces su volumen inicial, quedando por lo tanto, contenido este aire en muy poco espacio. Al hallarse de esta forma comprimido, el aire aumenta mucho su densidad aumentando también la presión y la temperatura, llegando a alcanzar valores de 600°C. Al final de esta compresión, cuando el cilindro está aproximadamente en el punto muerto superior, se inyecta dentro del cilindro un combustible pesado, que puede ser aceite crudo, residuos de refinería o aceites destilados, el cual al entrar en contacto con el aire muy caliente que se halla comprimido, produce la combustión, quemándose las partículas de combustible a medida que van entrando en la cámara. Al mismo tiempo que esto ocurre el émbolo se va moviendo, aumentando el volumen de la cámara de combustión.

**b) MOTOR DE GASOLINA O MOTOR DE EXPLOSIÓN.**

En este tipo de motores, se aspira una mezcla de aire - comburante, esta mezcla se comprime unas 6 veces su volumen inicial y la combustión se provoca mediante una chispa eléctrica que salta y enciende la mezcla.

**L 5. 1. 2 Motor eléctrico.**

Es una máquina que convierte la energía eléctrica en movimiento rotatorio o energía mecánica. Con objeto de que efectúe un trabajo útil. Los motores elementales funcionan a base de la interacción de dos campos magnéticos: uno se produce alrededor de un conductor que lleva corriente y otro es un campo magnético fijo. Un motor práctico debe producir movimiento rotatorio continuo. Esto lo hace originando una fuerza de giro o par, sobre un conductor que lleva corriente, al cual se le ha dado forma de espiral. Cuando mayor sea el par, más trabajo útil puede desempeñar el motor. Entre los motores eléctricos se tienen:

- a) Motor de corriente continua.
- b) Motor de inducción de corriente alterna.

**a) MOTOR DE CORRIENTE CONTINUA.**

Los campos magnéticos en estos motores son producidos por devanados estacionarios llamado estator y por devanados rotatorios en el núcleo del rotor. El circuito de un extremo a otro de los devanados del inducido en el motor típico de corriente continua, se completa mediante escobillas de carbón estacionarias. Las escobillas están en contacto con los segmentos del colector, que se conectan en los devanados del rotor. Cuando se suministra potencia a la armadura a través de las escobillas, también se origina un flujo magnético alrededor de la armadura. Este flujo es el que interactúa con el magnético donde está suspendida la armadura para producir el par que hace funcionar el motor.

**b) MOTOR DE INDUCCIÓN DE CORRIENTE ALTERNA.**

Es el tipo más empleado de motores de corriente alterna, debido a su robustez y simplicidad, a la ausencia de colector y a las características de funcionamiento tan adecuadas para el trabajo a velocidad constante. El motor funciona basándose en el principio de que, cuando un flujo magnético corta a un conductor cerrado, se induce corriente en él. Éstos reaccionan con el flujo y crean una fuerza en la dirección del movimiento del campo magnético de acuerdo con el principio de la acción motriz, si gira el flujo y corta a un disco o cilindro conductor se desarrolla un par y el disco o cilindro tiende a girar en el mismo sentido que el flujo al conductor, anulándose las corrientes inducidas y por lo tanto, el par. Deberá pues, haber deslizamiento entre el campo giratorio y el conductor. En el motor de inducción existe un órgano fijo llamado estator y otro giratorio llamado rotor.

**I. 5. 2 Principio de flotación de Arquímedes.**

El principio de flotación es una consecuencia de las leyes de la mecánica de los fluidos. Cuando un cuerpo está total o parcialmente sumergido en un fluido (líquido o gas) en reposo, el fluido ejerce una presión hidrostática proporcional a la profundidad de cada punto que esté en contacto con el fluido. Las presiones ejercida sobre las caras laterales se neutralizan mutuamente. En cambio, la presión es mayor en las partes sumergidas a mayor profundidad que la presión aplicada sobre la cara superior del cuerpo. La resultante de todas las fuerzas es una fuerza de flotación. Esta fuerza actúa verticalmente hacia arriba y es llamada "el empuje sobre un cuerpo sumergido".

La magnitud y el sentido de esta fuerza de flotación puede encontrarse de la siguiente manera: la presión sobre cualquier parte de la superficie del cuerpo, no depende del material del que esté hecho. Suponiendo que el cuerpo o una parte de él está sumergido, se reemplaza por un fluido igual al que lo rodea, este fluido experimentará la presión que actuaba sobre el cuerpo sumergido y permanecerá en reposo, por lo que la fuerza de flotación que actúa en sentido ascendente en el cuerpo, será igual a su peso y actuará verticalmente hacia arriba a través de su centro de gravedad. De aquí se determina el principio de flotación o de Arquímedes el cual dice: Todo cuerpo total o parcialmente sumergido en un fluido recibe un empuje vertical ascendente con una fuerza de flotación que es igual al peso del fluido desalojado por dicho cuerpo.

Una vez determinada la fuerza de flotación y según su magnitud, se tiene:

- a) Cuando el peso del cuerpo es menor que el empuje ascendente, y se encuentra en el fondo, el cuerpo sube a la superficie y flota, es decir, desaloja menor cantidad de líquido que su volumen.
- b) Cuando el peso del cuerpo es igual al empuje ascendente, el cuerpo queda en equilibrio dentro del líquido.
- c) Cuando el peso del cuerpo es mayor que el empuje ascendente, éste se hunde pero aparentemente disminuye su peso.



FALTA PAGINA

No.

20

## CAPÍTULO II

MOVIMIENTO BÁSICO DE BOMBEO EN UN SISTEMA NO ELÁSTICO SIMPLE**II.1 PATRÓN TÍPICO DE CARGAS EN LA VARILLA PULIDA.**

Las fuerzas que intervienen en un sistema de varillas elásticas en movimiento son complejas, por lo que, a fin de entender los conceptos básicos del bombeo con varillas de succión, es conveniente empezar por dividir el movimiento en sus dos componentes más simples y considerar que en la carrera ascendente la carga de varillas y fluido, está concentrada en una masa no elástica, como una enorme pelota y que en la carrera descendente, la carga de varillas sola, equivale a una pelota de menor tamaño o peso.

Por ejemplo, se supone momentáneamente que la sarta de varillas está concentrada en una masa de 6,000 lb y la carga de fluido en una segunda masa de 4,000 lb, para un total de 10,000 lb de carga en la carrera ascendente, despreciando las cargas por fricción. Ahora se aplica una fuerza ascendente de 10,000 lb en la varilla pulida, contra las 10,000 lb del peso concentrado de varillas y fluido. Entonces, el sistema permanece en equilibrio, debido a que la varilla pulida jala hacia arriba con la misma fuerza con que las varillas y fluido jalan hacia abajo. Las fuerzas simplemente permanecen estáticas.

Sin embargo, si la fuerza aplicada en la varilla pulida es cualquier valor mayor que las 10,000 lb, la masa concentrada de varilla y fluido empezarán a moverse hacia arriba con una cierta aceleración, debido a la mayor fuerza o jalón de la varilla pulida. Entonces, si se aplica un 10% adicional a la fuerza con que jala la varilla pulida, es decir  $10,000 + 1,000 = 11,000$  lb, la carga de varillas y fluido se moverá hacia arriba con una cierta aceleración. Este componente de fuerza adicional ascendente se llama factor de impulso o factor de aceleración ( $\alpha$ ) y se expresa como uno (1.0) más algún porcentaje de la carga estática. En el caso anterior, agregar un 10% a la carga estática de varillas y fluido, equivale a multiplicar dicha carga por 1.2, lo que significa que la fuerza total ascendente en la varilla pulida es el peso estático de varillas y fluido, más un 20% de fuerza adicional de la carga estática, a fin de acelerar a las varillas y fluido hacia arriba con una cierta velocidad de bombeo. Para bombear más rápidamente es necesario aplicar una fuerza ascendente igual al peso estático de varillas y fluidos más 30% ó 40% de dicho peso para obtener un impulso o factor de aceleración de 1.3 ó 1.4, respectivamente.

El producto del peso estático de las varillas y fluidos por el factor de impulso, da como resultado, aproximadamente, la carga máxima (carga pico) aplicada en la varilla pulida por una masa concentrada, como se considera en un sistema de bombeo mecánico en un pozo somero con cargas ligeras.

**II. 1. 1 Patrón típico de cargas en la varilla pulida durante un ciclo de bombeo dividido en cuatro zonas de movimiento.**

Todos los sistemas de bombeo mecánico que operan a una velocidad finita, tienen como característica común el patrón típico de cargas, ilustrado en la Fig. II. 1, despreciando los efectos de las fuerzas de fricción y armónicas.

Iniciando en el fondo de la carrera de la varilla pulida y moviéndose hacia arriba, se tiene:

Zona 1.- Es la parte de la carrera donde la máxima carga de varillas y fluido se levantan del fondo con máxima aceleración. Esta zona se extiende desde el fondo, hasta algún punto cerca de la mitad de la carrera ascendente. En esta zona, el componente de la fuerza de inercia se suma a la carga estática de la masa de varillas y fluido. Debido a que la máxima aceleración hacia arriba ocurre en esta zona, normalmente el producto de la carga compuesta de varillas y fluido por la máxima aceleración, da como resultado la carga pico o carga máxima en la varilla pulida.

Zona 2.- Es la parte de la carrera ascendente que se extiende desde cerca del punto medio hasta el tope de la carrera. En esta zona, aún se tiene la máxima masa de varillas y fluido, pero se está desacelerando; consecuentemente, el componente de inercia de la masa de varillas y fluido, se está restando del total del peso estático.

Zona 3.- Se inicia en la parte superior de la carrera descendente, desplazándose hacia abajo hasta algún punto cerca de la mitad de la carrera. En esta zona únicamente se tiene el peso de las varillas flotando, menos el componente de inercia. Normalmente es en esta zona donde ocurre la máxima aceleración hacia abajo.

Zona 4.- Se inicia en algún lugar cerca de la mitad de la carrera descendente y se extiende hasta el fondo de la carrera. En esta zona las varilla flotando se desaceleran en su preparación para detenerse en el fondo de la carrera, entonces, el componente de inercia se suma al peso de las varillas.

Todo lo anterior es una simplificación de un tema complejo, debido a que se supuso una masa no elástica de varillas y fluidos, considerando inercia simple y despreciando las fuerzas de fricción y armónicas que están involucradas.<sup>7</sup>

Como conclusiones se puede determinar que:

- 1) Se tiene el máximo peso sobre la varilla pulida siempre que se inicia la carrera ascendente.
- 2) Se tiene el mínimo peso sobre la varilla pulida siempre que se inicia la carrera descendente.

Esta simplificación en la práctica, no es completamente verdadera, debido a que en una columna elástica de varillas y fluido, las fuerzas armónicas constantemente se suman y restan a las fuerzas estáticas y de inercia, de tal forma, que las cargas exactas en la varilla pulida pueden predecirse únicamente utilizando modelos matemáticos complejos.

En un pozo con bombeo mecánico de profundidad somera a media, donde las cargas de varillas y fluido actúan como una masa concentrada, el patrón típico de cargas se considera aproximadamente verdadero. En pozos profundos, aunque dicho patrón puede ser verdadero en muchos casos, hay ocasiones en que las fuerzas armónicas modifican las cargas básicas de inercia y estáticas para producir un desplazamiento de fuerzas con un patrón de comportamiento muy complejo. Sin embargo, en cualquiera de los casos, el concepto de las cuatro zonas es muy importante para entender apropiadamente el desplazamiento de las fuerzas en un sistema de bombeo mecánico.

## **II. 2 DIVISIÓN DE TRABAJO EN UN SISTEMA DE PRODUCCIÓN ARTIFICIAL.**

Prácticamente en todas las aplicaciones de bombeo mecánico, el fluido se produce por la combinación de dos fuerzas separadas:

- 1) Energía del yacimiento.
- 2) Energía suministrada por el sistema de producción artificial.

La división de trabajo en el que un porcentaje es aportado por el yacimiento y otro, por el sistema de bombeo, cambia continuamente y en ocasiones, radicalmente. Por ejemplo, para un pozo en particular, supóngase que en un momento dado, el 60% de la energía necesaria para elevar el fluido y vencer la fricción, es proporcionada por el yacimiento, y que el 40% restante es proporcionada por el sistema de producción artificial. Varias horas después, en el mismo pozo, se bombea sin haber variado la velocidad de bombeo, ni la longitud de carrera, y teniéndose además la misma cantidad de fluidos producidos, ocurre exactamente lo contrario, es decir, 60% de la energía requerida es la contribución del sistema de bombeo y el 40% es del yacimiento. De lo anterior se establece lo siguiente: la energía requerida para elevar el fluido y vencer la fricción, es igual a la energía proporcionada por el yacimiento, más la energía suministrada por el sistema de producción artificial.

La carta dinamométrica tomada en la varilla pulida, registra con exactitud cuánta energía proporciona la unidad de bombeo para elevar la columna de fluidos y vencer la fricción en el instante de tomar la carta. Sin embargo, la energía que proporciona el yacimiento se puede determinar únicamente si se tiene la información para calcularla, como: nivel del fluido, su gradiente, presión anular, etc.

Consecuentemente, si no se reconoce esta división de trabajo, es difícil evaluar el verdadero comportamiento del sistema de bombeo mecánico.

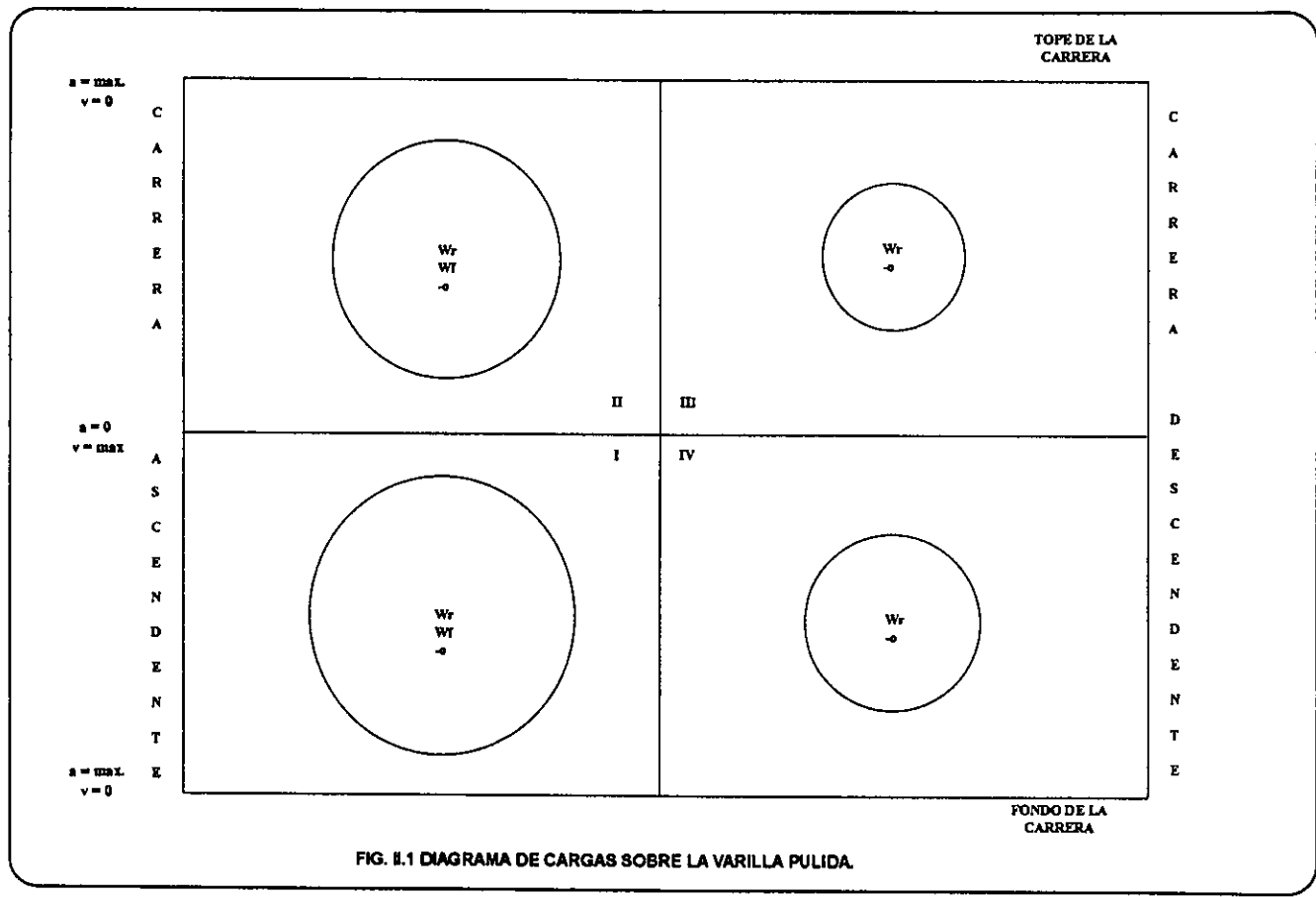


FIG. II.1 DIAGRAMA DE CARGAS SOBRE LA VARILLA PULIDA.

### II. 3 CLASIFICACIÓN DE LAS UNIDADES DE BOMBEO MECÁNICO.

La unidad de bombeo es un mecanismo que imparte movimiento recíprocante a la varilla pulida. En la actualidad existen varios tipos de unidades de bombeo. Los componentes en casi todas las unidades son los mismos; lo que varía es el diseño.

Los diferentes tipos de unidades de bombeo se clasifican de acuerdo con la distribución y localización de los elementos que integran el equipo superficial. De acuerdo con esto se distinguen geometrías diferentes que se clasifican, en :

a) CLASE I.

b) CLASE III.

a) CLASE I.

Este tipo de unidades tiene el reductor de engranes colocado en la parte trasera con apoyo a la mitad del balancín, está representada por la unidad convencional. En la Fig. II.2. a, se aprecia el apoyo (F) cerca del centro, el esfuerzo del motor principal (E) aplicado en el extremo del balancín y la resistencia de la carga del pozo (R) está aplicada en el extremo opuesto del balancín.

- La unidad de bombeo convencional, ya sea con contrapesos rotativos o contrapesos en el extremo del balancín, ha sido el tipo de unidad más usado en los campos petroleros. La rotación de los contrapesos hace que el balancín pivotee en el eje del rodamiento central, moviendo la varilla pulida hacia arriba y hacia abajo a través de sus diferentes conexiones. Los contrapesos localizados en la manivela, son bloques pesados de hierro fundido. Estos contrapesos pueden moverse a lo largo de la manivela para producir mayor o menor efecto de contrapeso.

b) CLASE III.

Este tipo de unidad tiene el reductor de engranes colocado al frente y está representada por las unidades Mark II y aerobalanceada. En las Fig. II.2.b y II.2.c, puede observarse que para ambas unidades el esfuerzo (E) y la resistencia (R) se aplican en el mismo extremo del balancín con relación al apoyo (F), que se encuentra en el otro extremo.

- Unidad aerobalanceada. Aparte de las ventajas de diseño y eficiencia que tiene este tipo de unidad, tiene más aplicaciones, principalmente para el bombeo profundo, en bombeo de altos volúmenes con carreras largas, en bombeo de crudos pesados, etc. En muchos casos no hay más alternativa que el uso de estas unidades, por que sería impracticable el uso de unidades con contrabalanceo rotativo aún en los tamaños más grandes. Por ejemplo, la unidad convencional de mayor tamaño que se construye hoy en día, es la C-192D-365-168. En el tipo de unidad Mark II, la más grande es la M-1824D-427-216. En cambio, la unidad aerobalanceada se fabrica hasta el tamaño A-2560D-470-240. Esta unidad tiene 240 pg de carrera máxima con un torque de

2,560,000 lb-pg, o sea, casi el doble de capacidad de torque que la más grande unidad Mark II.

- Unidad Mark II. Esta es la llamada unidad con montaje frontal, en la cual se distinguen las siguientes características de diseño:
  - a) El compensador, que está colocado directamente encima del reductor, se desplaza hacia adelante cerca de la cabeza del balancín. Esto produce una carrera ascendente y descendente de  $195^\circ$  y  $165^\circ$ , respectivamente. Así mismo, la carrera ascendente de  $195^\circ$  reduce la aceleración cuando la carga es máxima y por lo tanto se reduce la carga máxima en la varilla pulida. Otra ventaja de colocar el compensador hacia adelante, es que se obtiene una ventaja mecánica al levantar la carga y se reduce la ventaja mecánica durante la carrera descendente, es decir, el factor máximo de torque durante la carrera ascendente se disminuye y durante la carrera descendente se incrementa.
  - b) Los contrapesos están colocados en forma descentrada (con un cierto ángulo) en la manivela. Esto produce un torque de contrabalanceo que al principio de la carrera ascendente se “retarda” del torque del pozo, por  $7\frac{1}{2}^\circ$  aproximadamente. En forma similar, al inicio de la carrera descendente, el torque de contrabalanceo queda “adelantado” aproximadamente  $7\frac{1}{2}^\circ$ .

Con las modificaciones anteriores, se consigue que la unidad trabaje igual durante la carrera ascendente y descendente de la varilla pulida y al mismo tiempo se reduzcan las carreras. Además, se obtiene un sistema de UNITORQUE que produce una reducción del torque máximo requerido hasta en un 40%.

La carrera descendente y la desaceleración más rápida de esta unidad, resulta en una mayor carrera efectiva del émbolo. Esta característica requiere que en muchas ocasiones se reduzca ligeramente la velocidad de bombeo, cuando la carga mínima en la varilla pulida cae abajo de cero, durante la inversión del movimiento en el fondo de la carrera. La carrera descendente más lenta de la unidad convencional, generalmente produce una menor carrera efectiva del émbolo. La unidad Mark II reduce la carga máxima más de lo que reduce la carga mínima, lo que significa que normalmente se tendrá un rango menor de cargas que con la unidad convencional, lo que tiende a aumentar la vida de las varillas y a reducir la pérdida de producción debida al menor mantenimiento por fallas de varillas. Esto se reflejará en un ahorro en costos operacionales, otra reducción que se tiene en este tipo de unidades, es en el costo de electricidad, ya que como la demanda de torque es más uniforme generalmente se requiere el uso de un motor más pequeño, el cual, si es eléctrico, requerirá menor energía.



(A) UNIDAD CONVENCIONAL



(B) UNIDAD MARK II



(C) UNIDAD AEROBALANCEADA

FIG. 11.2 CLASIFICACIÓN DE UNIDADES DE BOMBEO MECÁNICO.



## II. 4 COMPARACIÓN DEL MOVIMIENTO ENTRE UNIDADES MARK II Y CONVENCIONAL.

Las diferentes distribuciones de palancas y localización de los cojinetes en el balancín con relación a la flecha de la manivela, dan como resultado las distintas geometrías. Para ilustrar la diferencia, en la Fig. II.3 se presenta un modelo de la unidad clase III, con el cojinete desplazado de la vertical con respecto a la flecha de la manivela y otro modelo de unidad convencional, con el cojinete directamente arriba de la flecha de la manivela.

Ambas unidades están en posición de iniciar la carrera ascendente.

En la Fig. II.4, se aprecia que al iniciar la carrera ascendente, el movimiento de la varilla pulida de la unidad clase III se queda atrás de la unidad convencional, dando por resultado una menor aceleración desde el fondo, cuando se está elevando la máxima masa de varillas y fluido. Esta aceleración reducida de la primera unidad producirá, en la mayoría de los casos, una menor carga pico sobre la varilla pulida en comparación con la producida por la unidad convencional. En el caso de que la máxima carga pico soportada por la varilla pulida, sea excesiva en cualquiera de las unidades, la velocidad de bombeo debe reducirse.

En la Fig. II.5, a los 90° de rotación de la manivela, la unidad convencional ha pasado su periodo de aceleración ascendente. A continuación se reduce su velocidad preparándose para detenerse en la parte superior de la carrera. La unidad clase III no iniciará su desaceleración hasta que haya pasado la marca de los 90°.

A los 135° de desplazamiento de la manivela, en la Fig. II. 6, la carrera de la unidad clase III aún viene atrasada con respecto a la unidad clase I.

La unidad convencional alcanza la parte superior de la carrera a los 180°, como se muestra en la Fig. II.7, entonces empieza a descender. La unidad clase III no llegará al tope de la carrera ascendente hasta que la manivela se haya desplazado 195° de rotación, que es el punto señalado en el círculo a la izquierda de la biela.

En la Fig. II.8, a los 225°, se muestra la unidad clase III cuando ha iniciado la carrera descendente. La unidad convencional ha realizado casi una cuarta parte de su viaje en descenso, de manera que la unidad clase III debe acelerarse para alcanzar a la convencional al terminar el ciclo.

A los 270°, en la Fig. II.9, la unidad clase III ha rebasado la carrera de la convencional y rápidamente empieza a reducir su velocidad.

La longitud de la carrera de las dos unidades, casi es la misma a los 315° de desplazamiento de la manivela Fig. II.10.

Al completarse el ciclo de la manivela, las dos unidades llegan simultáneamente al fondo de la carrera descendente, como se muestra en la Fig. II.11.

La carrera descendente y la desaceleración más rápidas de la unidad clase III generalmente resulta en una mayor carrera efectiva del émbolo de la bomba en el fondo del pozo. Esta característica requiere, que en muchas ocasiones, se reduzca ligeramente la velocidad de bombeo, cuando la carga mínima en la varilla pulida cae abajo de cero, durante la inversión del movimiento en el fondo de la carrera. La carrera descendente más lenta de la unidad convencional, generalmente produce una menor carrera efectiva del émbolo.

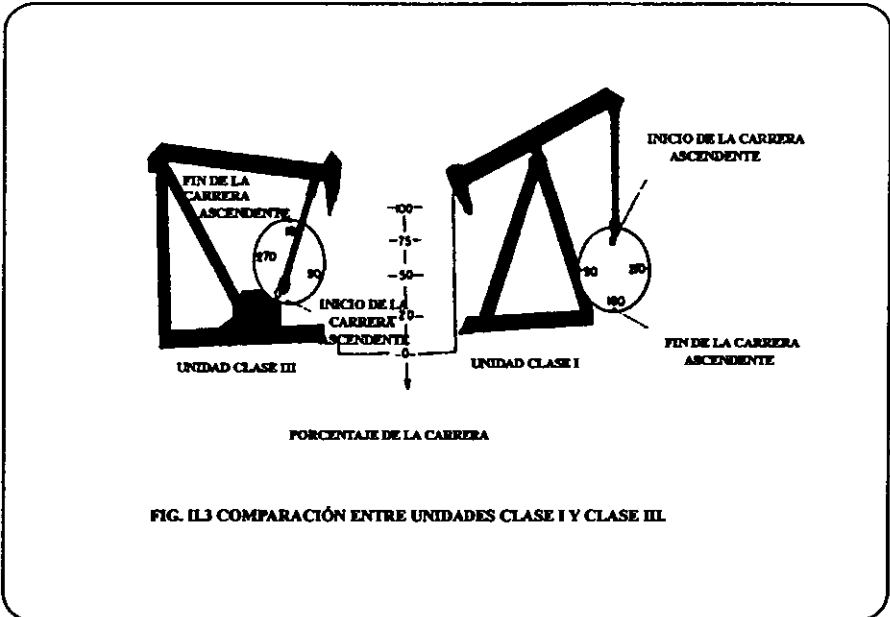


FIG. II.3 COMPARACIÓN ENTRE UNIDADES CLASE I Y CLASE III.

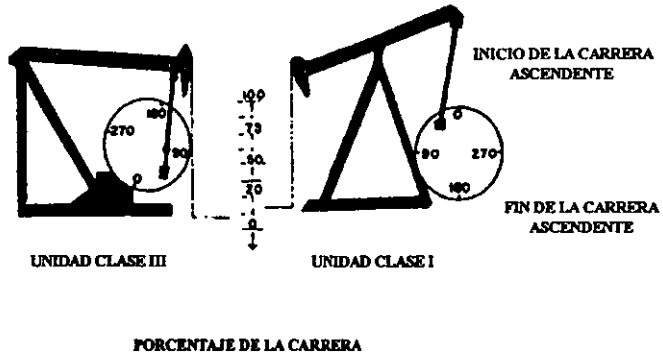


FIG. II. 4 REPRESENTACIÓN AL INICIO DEL MOVIMIENTO.

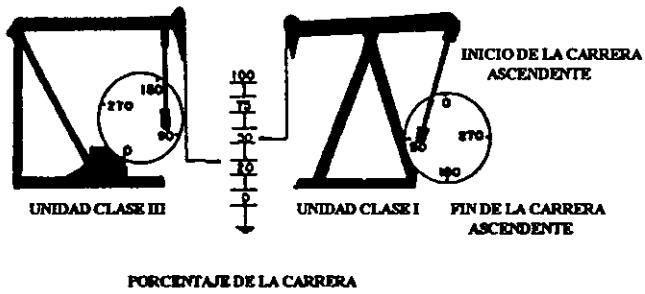


FIG. II. 5 REPRESENTACIÓN DEL MOVIMIENTO A LOS 90°.

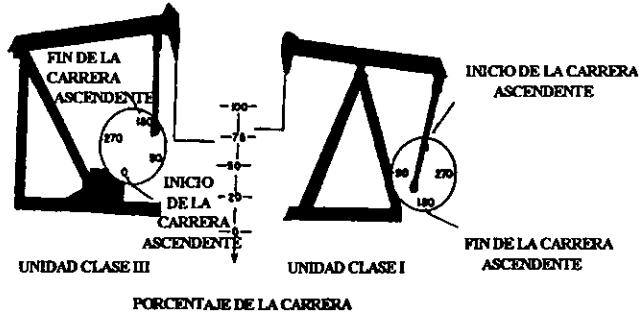


FIG. II.6 REPRESENTACIÓN DEL MOVIMIENTO DE LA MANIVELA A LOS 135°.

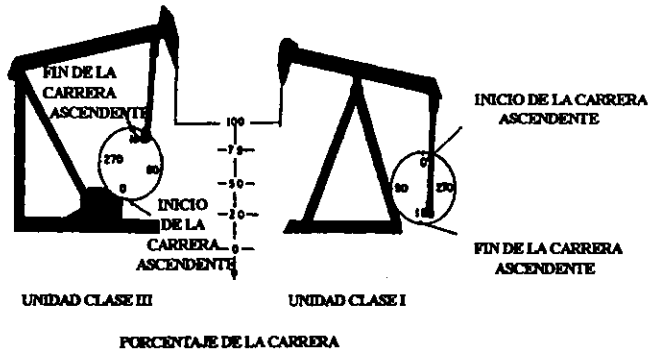


FIG. II.7 REPRESENTACIÓN DEL MOVIMIENTO DE LA MANIVELA A LOS 180°.

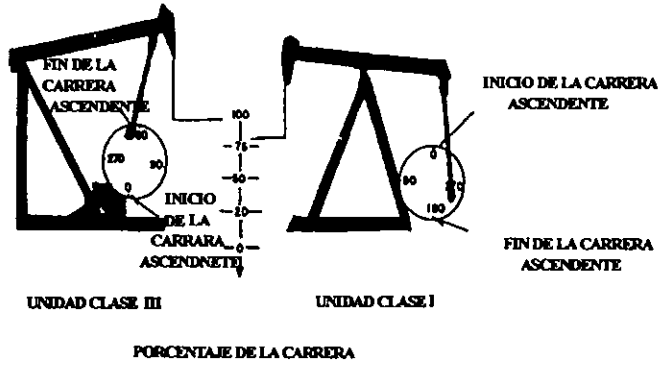


FIG. 118 REPRESENTACIÓN DEL MOVIMIENTO DE LA MANIVELA A LOS 225°.

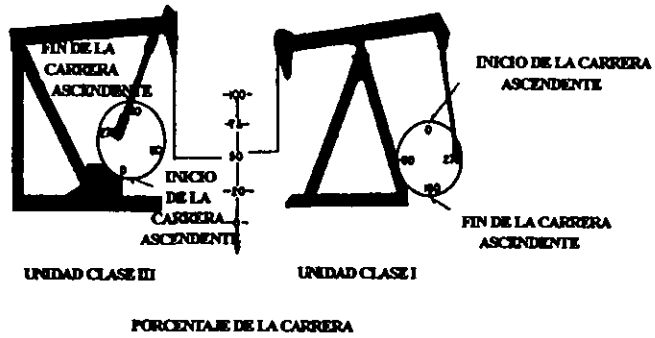


FIG. 119 REPRESENTACIÓN DEL MOVIMIENTO DE LA MANIVELA A LOS 270°.

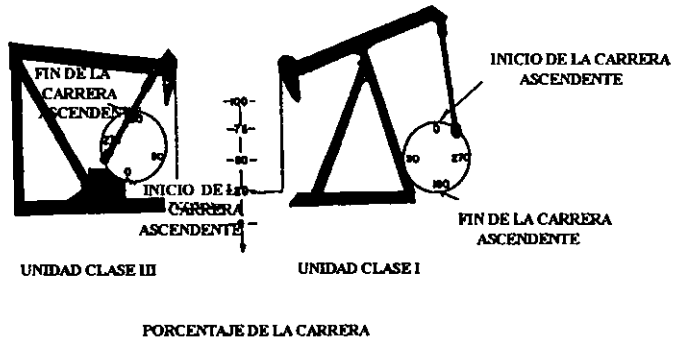


FIG. II.10 REPRESENTACIÓN DEL MOVIMIENTO DE LA MANIVELA A LOS 315°.

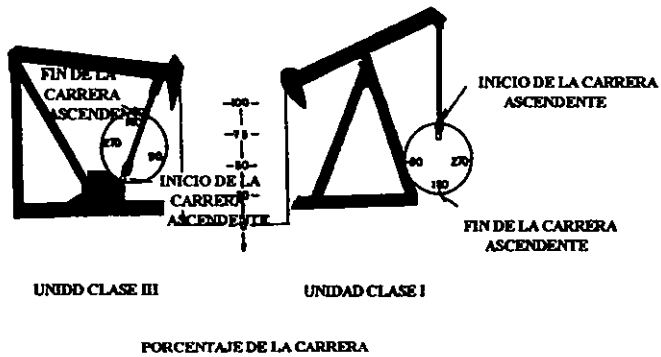


FIG. II.11 REPRESENTACIÓN AL FINAL DEL MOVIMIENTO.

**II. 4. 1. Rango de cargas.**

**II. 4. 1. 1 Rango de cargas en la unidad convencional.**

Suponiendo un factor de impulso de 1.4, es decir, el componente de inercia sobre la carga de la varilla pulida es 40% del peso estático de varillas y fluido.

Entonces, se tiene que :

$$PPRL = (W_r + W_f) (1 + \alpha) \qquad \text{CARGA PICO}$$

$$PPRL = (6,000 + 4,000) (1.4) = 14,000 \text{ lb.}$$

$$MPRL = (W_r) (1 - \alpha) \qquad \text{CARGA MÍNIMA}$$

$$MPRL = (6,000) (1 - 0.4) = 3,600 \text{ lb.}$$

$$R_{c1} = 14,000 - 3,600 = 10,400 \text{ lb} \qquad \text{RANGO DE CARGAS}$$

**II. 4. 1. 2 Rango de cargas en la unidad Mark II.**

Debido a que la unidad Mark II se mueve hacia arriba con 40% menos aceleración que la unidad convencional, su factor de impulso es  $(1 + 0.6 \alpha)$  y en la carrera descendente es  $(1 - 1.4 \alpha)$ .

Teniéndose :

$$PPRL = (W_r + W_f) (1 + 0.6 \alpha) \qquad \text{CARGA PICO}$$

$$PPRL = (6,000 + 4,000) (1.24) = 12,400 \text{ lb.}$$

$$MPRL = (W_r) (1 - 1.4 \alpha) \qquad \text{CARGA MÍNIMA}$$

$$MPRL = (6,000) (1 - 0.4 * 0.4) = 2,640 \text{ lb.}$$

$$R_{c2} = 12,400 - 2,640 = 9,760 \text{ lb} \qquad \text{RANGO DE CARGAS}$$

La diferencia en el rango de cargas entre las dos unidades es:

$$R_{c1} - R_{c2} = 640 \text{ lb, menor rango en la unidad Mark II}$$

El menor rango de cargas de la unidad Mark II tiende a aumentar la vida de las varillas y a reducir la pérdida de producción debida al menor mantenimiento por fallas de varillas.

La unidad Mark II reduce la carga pico más de lo que reduce la carga mínima, lo que significa que normalmente tendrá un menor rango de cargas. Sin embargo, en aplicaciones en las que dicho rango no se reduce, la carrera descendente más rápida da como resultado una alternativa deseable que puede visualizarse fácilmente en el diagrama de Goodman (Fig. II.12) mediante el siguiente ejemplo.

Un rango de cargas de 10,000 lb resultante de una carga pico de 18,000 lb que cae hasta una carga mínima de 8,000 lb es más benéfico para la sarta de varillas, que un rango de cargas de 10,000 lb resultante de una carga pico de 20,000 lb y una carga mínima de 10,000 lb.

## II. 5 SELECCIÓN DEL TAMAÑO DE LA BOMBA.

Para una profundidad de colocación de la bomba y un volumen de producción dado, existe un tamaño apropiado de bomba que es el resultado de mantener una carrera efectiva del émbolo y una velocidad de operación moderada.

El factor más importante a considerar en la selección de una bomba es el volumen de fluido que es capaz de desplazar por cada pulgada de carrera de émbolo, el cual depende del diámetro de la bomba.

El desplazamiento teórico de la bomba en el fondo (PD) es determinado por:

$$PD = A_p (pg^2) S_p \left[ \frac{pg}{\text{embolada}} \right] N \left[ \frac{\text{embolada}}{\text{min.}} \right] \left[ \frac{1440 \text{ min./día}}{9,702 \text{ pg/bl}} \right]$$

$$PD = 0.1484 A_p S_p N \quad (\text{BPD}) \quad \dots(2.5.1)$$

donde :

$A_p$  - Área de la sección transversal del émbolo,  $pg^2$ .

$S_p$  - Carrera efectiva del émbolo, pg.

$N$  - Velocidad de bombeo, embolada/min. (spm).

Otra forma de calcular el desplazamiento teórico de la bomba es mediante una constante de bombeo,  $K$ , la cual es obtenida de acuerdo con el tamaño del émbolo y es determinada por la siguiente ecuación:

$$K = 0.1484 A_p \quad \dots(2.5.2)$$

$$PD = K S_p N \quad \dots(2.5.3)$$

El valor de  $K$ , se puede obtener directamente de la Tabla 1, Apéndice, con el diámetro del émbolo.



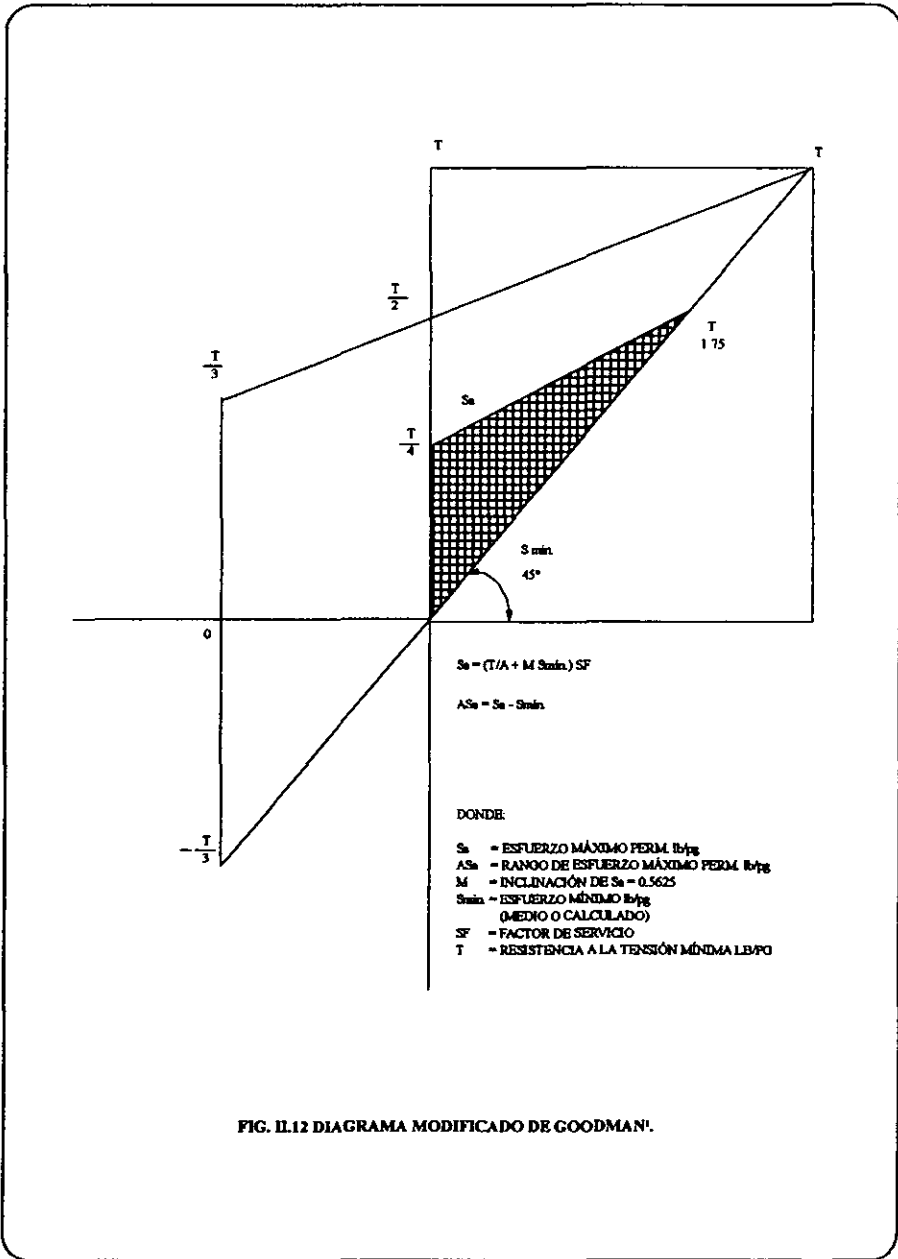


FIG. II.12 DIAGRAMA MODIFICADO DE GOODMAN<sup>1</sup>.

El gasto de producción en la superficie,  $q$ , es menor que el desplazamiento teórico de la bomba, debido a la eficiencia volumétrica de la bomba ( $E_v$ ), la cual es calculada como la relación de gastos :

$$E_v = q / PD \quad \dots(2.5.4)$$

$$q = E_v PD \quad \dots(2.5.5)$$

La eficiencia volumétrica es un factor muy importante a considerar en la solución de los problemas, desafortunadamente se conoce hasta que se define el gasto de producción deseado.

La liberación de gas es un factor muy significativo en la estimación de la eficiencia volumétrica, ya que, por ejemplo, en pozos con alta relación gas-liquido se tienen eficiencias muy bajas como del 25 al 50%, en aquéllos donde existe una buena separación del gas de formación se tendrán eficiencias del 50 al 70%, en pozos con una buena separación y buena sumergencia de la bomba las eficiencias serán del orden del al 80% y para pozos sin gas pero con un alto nivel de fluidos las eficiencias volumétricas pueden aproximarse al 100%.

Generalmente, la eficiencia volumétrica de la bomba es estimada mediante la experiencia local.

Para la selección del tamaño óptimo del émbolo a un gasto de producción deseado y una cierta profundidad, es importante considerar que se deben obtener altas eficiencias y prevenir cargas innecesarias en la sarta de varillas y el equipo superficial.

Para realizar una selección preliminar del tamaño del émbolo, cuando la carrera de la varilla pulida es menor de 74 pg, se puede usar la Tabla 5, Apéndice.

Otra forma de realizar una selección inicial del diámetro del émbolo, es a partir de la ecuación (2.5.1), en la cual el  $A_p = (\pi/4) d_p^2$ , sustituyendo queda:

$$PD = 0.1484 (\pi/4) d_p^2 S_p N$$

$$PD = 0.1166 d_p^2 S_p N \quad \dots(2.5.6)$$

Si se considera que la carrera efectiva del émbolo es alrededor del 80% o más de la carrera de la varilla pulida, es decir, la relación  $S_p/S = 0.8$ , entonces la ecuación 2.5.6 se puede escribir como :

$$d_p^2 = \frac{PD}{0.1166 (0.8 S) N} = \frac{10.72 PD}{S N}$$

$$d_p = \sqrt{\frac{10.72 \text{ PD}}{S N}} \quad \dots(2.5.7)$$

donde :

- S - Carrera de la varilla pulida, pg.
- $d_p$  - Diámetro del émbolo, pg.

Al utilizar la ecuación (2.5.7), se debe considerar la geometría de la unidad, ya que de acuerdo con ésta, se tienen diferentes velocidades de bombeo. Las Figuras 1, 2 y 3 que se presentan en el Apéndice, se pueden usar para estimar la velocidad máxima de la bomba en una unidad convencional, aerobalanceada y Mark II, respectivamente.

## II. 5. 1 Ejemplos para la selección del tamaño de la bomba.

### II. 5. 1. 1

Calcular la constante de bombeo para un diámetro de émbolo de 2 pg. Si:

$$K = 0.1484 A_p$$

$$A_p = \frac{\pi d_p^2}{4}$$

Entonces :

$$K = 0.1484 \left[ \frac{\pi d_p^2}{4} \right] = 0.1484 \left[ \frac{\pi (2)^2}{4} \right]$$

$$K = 0.466 \text{ BPD/pg/spm}$$

Otra forma de resolver este problema, es mediante la Tabla 1 del Apéndice, donde de acuerdo con el diámetro del émbolo se obtiene el área correspondiente a éste y el valor de la constante, de tal forma que para este diámetro, se tiene que:

$$K = 0.466 \text{ BPD/pg/spm}$$

**II. 5. 1. 2**

Un pozo equipado con una bomba cuyo émbolo es de 1 ½ pg, con velocidad de bombeo de 20 spm y una carrera efectiva del émbolo de 55 pg., produce en la superficie 210 BPD de un fluido cuya densidad relativa es igual a 0.85. Calcular el desplazamiento total de la bomba y su eficiencia volumétrica.

$$PD = K S_p N$$

De la Tabla 1, *Apéndice*, para émbolo de 1 ½ pg,  $K = 0.262 \text{ BPD/pg/spm.}$ , entonces :

$$PD = 0.262 * 55 * 20$$

$$PD = 288 \text{ BPD en la bomba.}$$

La eficiencia volumétrica ( $E_v$ ) es:

$$E_v = (q / Pd) 100$$

$$E_v = (210 / 288) 100$$

$$E_v = 72.91\%$$

**II. 5. 1. 3**

Si el desplazamiento total de la bomba es de 250 BPD y la eficiencia es del 75%. Calcular el gasto de producción en la superficie.

$$E_v = (q / PD) 100 ; q = PD * E_v / 100$$

$$q = 250 \text{ BPD } (75 / 100)$$

$$q = 187.5 \text{ BPD en la superficie.}$$

**II. 5. 1. 4**

Una bomba será instalada en un pozo cuyo nivel dinámico está a 400 pies y se desea que produzca 400 BPD de fluido en la superficie. La experiencia local indica que la eficiencia de la bomba es del 80%.

¿Qué tamaño de bomba recomendaría para este pozo?.

Para una selección preliminar, se usa la Tabla 2, *Apéndice*, en la que con los datos dados, se recomienda un tamaño de bomba de 2 pg ó 2 ¼ pg.

Además, la determinación del tamaño exacto depende de otros factores y otras consideraciones.

## II. 6 DISEÑO DE LA SARTA DE VARILLAS.

Como las varillas no sólo sostienen el peso del fluido sino también su propio peso, es claro que la carga en la sarta de varillas se incrementa progresivamente desde el fondo del pozo hacia la superficie, por lo que a mayores profundidades de bombeo (más de 3,500 pies), es más usual colocar una sarta de varillas telescopiadas. Estas sartas consisten en varillas de dos o más tamaños y de diferentes longitud, con los tamaños más grandes hacia la superficie donde las cargas sobre la sarta son mayores. El uso de sartas telescopiadas da como resultado una disminución de cargas y costos, así como para prever una distribución más uniforme de los esfuerzos en las varillas.

Existen dos métodos para diseñar una sarta de varillas telescopiadas, los cuales son:

- a) Esfuerzo máximo. Consiste en asignar a cada sección de la sarta un esfuerzo máximo, si se pasa de este valor máximo, se selecciona una varilla de mayor tamaño.
- b) Esfuerzos iguales. Éste es el método más usado y consiste en diseñar la sarta de varillas de tal manera que los esfuerzos sean iguales en la parte superior de cada sección. La Tabla 3, *Apéndice*, muestra los valores y porcentajes de las varillas que deben usarse según el tamaño de la bomba. Estos porcentajes pueden calcularse también con las ecuaciones que resultan de considerar este método, estas ecuaciones han sido obtenidas y se presentan en la Tabla 3 del *Apéndice*. Una vez definido el porcentaje de cada sección de varilla, se calcula la longitud de cada una de ellas considerando que (Fig. II.13) :

$$R_i = L_i / L \quad \dots(2.6.1)$$

es decir:

$$L_i = R_i L$$

Además, se debe considerar que:

$$\sum L_i = L \quad , \quad i = 1, 2, 3, \dots, n \quad \dots(2.6.2)$$

donde:

$R_i$  - Porcentaje fraccional de cada sección de varilla.

$L$  - Longitud total de la sarta de varillas, pies.

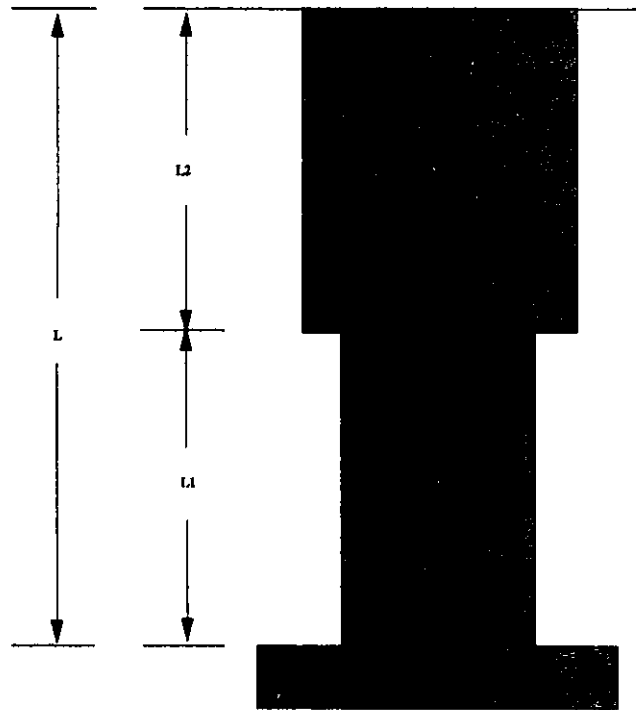
$L_i$  - Longitud de cada sección de varilla, pies.

**CONCEPTO:**

**ESFUERZOS IGUALES EN LA PARTE  
SUPERIOR DE CADA TRAMO.**

**SE SUPONE:**

1. CONDICIONES ESTÁTICAS.
2. CARGA DE FLUIDO ACTUANDO SOBRE  
EL ÁREA TOTAL DEL ÉMBOLO.
3. NIVEL DE TRABAJO DEL FLUIDO A LA  
PROFUNDIDAD DE LA BOMBA.
4. DENSIDAD RELATIVA DEL FLUIDO = 1.0



**FIG. 11.13 DISEÑO DE SARTAS DE VARILLAS.**

La carga máxima ( $W_{\max.}$ ) y mínima ( $W_{\min.}$ ) que se espera durante el ciclo de bombeo en la sarta de varillas deben ser determinadas correctamente para poder seleccionar el equipo superficial adecuado que pueda manejar estas cargas.

La cuantificación de las cargas en la varilla pulida serán más o menos reales, dependiendo de los datos con los que se disponga. Para el cálculo de estas cargas, se han propuesto diferentes expresiones, en el presente trabajo se enuncian las que son más confiables y que pueden utilizarse en un amplio rango de velocidades de bombeo.

Dentro del ciclo de bombeo se presentan cinco factores que contribuyen a formar la carga total de la varilla pulida. Estos factores son :

- 1) El peso muerto de la sarta de varillas.
- 2) La carga por aceleración de la sarta de varillas.
- 3) La fuerza de flotación, cuando la sarta de varillas está sumergida en el fluido de producción.
- 4) La carga del fluido.
- 5) Las fuerzas de fricción.

#### II. 6. 1 El peso muerto de la sarta de varillas.

El peso muerto de la sarta de varillas ( $W_r$ ) está dado por :

$$W_r = \sum m_i L_i \quad , \quad i = 1, 2, 3, \dots, n \quad \dots(2.6.3)$$

donde :

$m_i$  - Peso unitario de cada sección de la sarta, lb/pie.

#### II. 6. 2 La carga por aceleración de la sarta de varillas.

Las cargas máximas y mínimas por aceleración están dadas por :

Carga máxima por aceleración =  $W_r \alpha$

Carga mínima por aceleración =  $- W_r \alpha$

donde:

$\alpha$  - Factor de aceleración.

El factor de aceleración es calculado mediante la ecuación de Mills:

$$\alpha = \frac{S N^2}{70,500} \quad \dots(2.6.4)$$

**II. 6. 3 Fuerza de flotación de las varillas.**

La fuerza de flotación, cuando la sarta de varillas está sumergida en el fluido de producción.

Considerando que la densidad de las varillas es de 490 lb/pie<sup>3</sup>, el volumen de la sarta de varillas y consecuentemente el volumen de fluido desplazado (V<sub>d</sub>) por la sarta, es:

$$V_d = W_r/490 \text{ lb/pie}^3$$

La densidad del fluido desplazado en función de la densidad relativa, es: 62.4 γ lb/pie

donde:

γ - Densidad relativa del fluido.

La fuerza de flotación de las varillas (F<sub>f</sub>), es decir, el peso del fluido desplazado es entonces:

$$F_f = - (W_r/490) (62.4 \gamma)$$

$$F_f = - 0.127 W_r \gamma \quad \dots(2.6.5)$$

El signo negativo de la ecuación anterior indica que la fuerza de flotación es siempre ascendente.

**II. 6. 4 La carga del fluido.**

La carga del fluido para determinar las cargas en la varilla, será el peso del fluido que es soportado por el área neta del émbolo. De acuerdo con esto, el volumen de la columna de fluido (V<sub>c</sub>), teniendo como base el área del émbolo y la longitud total de la sarta de varillas, será:

$$V_c = L A_p/144 \text{ pie}^3$$

El volumen del fluido (V<sub>f</sub>) va a ser la diferencia entre el volumen de la columna de fluido sobre el émbolo menos el volumen desplazado por la sarta (V<sub>d</sub>), es decir:

$$V_f = (L A_p / 144) - (W_r/490)$$



Entonces, la carga del fluido ( $W_f$ ) será:

$$W_f = 62.4 \gamma [ (L A_p / 144) - (W_r / 490) ]$$

$$W_r = 0.433 \gamma (L A_p - 0.294 W_r) \quad \dots(2.6.6)$$

Una observación a este punto es que la carga del fluido sobre la varilla pulida es únicamente durante la carrera ascendente.

### II. 6. 5 La fuerza de fricción.

La carga por fricción ( $F_{fric}$ ) en instalaciones que ya están en operación se puede estimar de pruebas dinámométricas. Dado que no se tiene un dato exacto sobre ella, generalmente se desprecia.

Para levantar una carga dada, la varilla pulida ejerce una fuerza ascendente mayor que el peso muerto de las varillas y el fluido juntos, y está compuesta de dos partes: (1) el peso muerto de las varillas y el del fluido, (2) un componente adicional de fuerzas. Esta fuerza adicional es el llamado factor de aceleración ( $\alpha$ ), el cual es expresado como una fracción o porcentaje del peso muerto de las varillas y del fluido.

La carga máxima se tiene cuando se inicia la carrera ascendente, que es cuando la carga (fluido más varillas) se comienza a levantar con una aceleración máxima.

Las ecuaciones de Mills para determinar la carga máxima y mínima de la varilla pulida, son las siguientes:

- Para unidad convencional (Clase I).

$$W_{máx.} = W_r + W_f (1 + \alpha) - F_r + F_{fric} \quad \dots(2.6.7)$$

$$W_{mín.} = W_r (1 - \alpha) - F_r - F_{fric} \quad \dots(2.6.8)$$

Sólo para propósitos de derivación en el desarrollo de la ecuación del efecto de contrabalanceo ideal, las fuerzas de flotación y de fricción son consideradas, pero comúnmente son despreciadas, en el cálculo de la carga máxima y en el cálculo de la carga mínima, se desprecia únicamente la fuerza de fricción, entonces:

$$W_{máx.} = W_r + W_f (1 + \alpha) \quad (lb) \quad \dots(2.6.9)$$

$$W_{mín.} = W_r (1 - \alpha - 0.127 \gamma) \quad (lb) \quad \dots(2.6.10)$$

- Para unidad aerobalanceada (Clase III).

$$W_{\text{máx.}} = m W_f + W_r (1 + 0.7 \alpha) \quad (\text{lb}) \quad \dots(2.6.11)$$

El 0.7 es por que esta unidad utiliza únicamente el 70% de la aceleración para revertir la carrera de la varilla pulida comparada con la unidad convencional.

$$W_{\text{mín.}} = W_r (1 - 1.3 \alpha - 0.127 \gamma) \quad (\text{lb}) \quad \dots(2.6.12)$$

- Para unidad Mark II (Clase III).

$$W_{\text{máx.}} = W_f + W_r (1 + 0.6 \alpha) \quad (\text{lb}) \quad \dots(2.6.13)$$

$$W_{\text{mín.}} = W_r (1 - 1.4 \alpha - 0.127 \gamma) \quad (\text{lb}) \quad \dots(2.6.14)$$

Otras ecuaciones planteadas para calcular la carga máxima, son las de:

- Ecuación de Slonneger (método API).

$$W_{\text{máx.}} = (W_r + W_f) \left[ 1 + \frac{S N}{5,400} \right] \quad \dots(2.6.15)$$

donde:

$$W_f = 0.433 \gamma L A_p \quad \dots(2.6.16)$$

- Ecuación de Langer - Lamberger.

$$W_{\text{máx.}} = W_r (1 - 0.127 \gamma) + W_d + 0.75 S N (17 A_r \text{ Tan } w + AN) \quad \dots(2.6.17)$$

donde:

$W_d$  - Carga diferencial de fluido,  $W_d = 0.433 \gamma D A_p$ , lb.

$D$  - Profundidad del nivel dinámico, pie.

$A_r$  - Área transversal de la varilla,  $\text{pg}^2$ .

$W = (0.0004 L N)^\circ$ .

$AN$  - Área neta del émbolo,  $AN = A_p - A_r$ ,  $\text{pg}^2$ .

Levantar una carga máxima con alta aceleración ocasiona una mayor carga estructural, lo que a su vez produce una mayor tensión en las varillas. Es por esta razón que se debe checar que la tensión máxima prevista no sea mayor que la tensión máxima de trabajo permisible.

La tensión máxima en la parte superior de toda la sarta de varillas (de un solo diámetro o telescopiadas) va a ser calculada dividiendo la carga máxima de la varilla pulida entre el área de la sección transversal de la varilla superior.

$$S_{m\acute{a}x.} = \frac{W_{m\acute{a}x.}}{A_{top}} \quad \dots(2.6.18)$$

donde:

$A_{top}$  - Área de la varilla superior,  $pg^2$ .

El criterio de comparar la tensión máxima a la que estará sometida la sarta de varillas diseñada, es tan importante que si ésta es mayor que la tensión de trabajo permisible (usualmente es de 30,000  $lb/pg^2$ ), la sarta de varillas tendrá que ser rediseñada.

La tensión a la cual ocurren fallas en la varilla es el llamado límite proporcional del material, este límite no es un criterio para establecer la tensión máxima de trabajo permisible para las varillas, ya que se tienen ciertas fallas por fatiga, las cuales generalmente ocurren a tensiones por debajo del límite proporcional. Entonces se considera el endurecimiento límite como la tensión máxima que puede aplicarse a un miembro. El límite de endurecimiento para las varillas depende de : (1) Los componentes presentes en el acero. (2) Los agentes corrosivos presentes en el fluido. (3) El rango de tensión al que están sujetas las varillas. La tabla 17 del *Apéndice*, resume los grados de acero más usados dando su composición y su límite de endurecimiento.

## II. 6. 6 Ejemplos del diseño de la sarta de varillas.<sup>3</sup>

### II. 6. 6. 1

Una bomba con émbolo de 2  $pg$  será colocada a 6,050 pies usando una sarta de varillas telescopiadas compuesta por una sección de 3/4  $pg$ , 7/8  $pg$  y 1  $pg$ . Cada varilla de succión es de 25 pies de longitud. Determinar la longitud de cada sección de la sarta de varillas para que se logre cubrir la profundidad de colocación de la bomba. De acuerdo con la Tabla 3 del *Apéndice*, se tiene que la varilla que maneja la combinación de 3/4, 7/8 y 1  $pg$ , es la No. 86 y además, para un émbolo de 2  $pg$ , se tiene que:

$R_1 = 33.9 \%$	varilla de 3/4 $pg$ .
$R_2 = 33.2 \%$	varilla de 7/8 $pg$
$R_3 = 32.8 \%$	varilla de 1 $pg$ .

Entonces:

$$L_1 = 6,050 (0.339) = 2,050.9 \text{ pies.}$$

$$L_2 = 6,050 (0.332) = 2,008.6 \text{ pies.}$$

$$L_3 = 6,050 (0.328) = 1,984.4 \text{ pies.}$$

Pero considerando que la longitud de cada varilla es 25 pies, entonces la longitud de cada sección será de:

$$\begin{aligned} L_1 &= 2,050 \text{ pies.} \\ L_2 &= 2,000 \text{ pies.} \\ L_3 &= 2,000 \text{ pies.} \end{aligned}$$

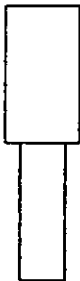
### II. 6. 6. 2

Para la sarta de varilla de succión de cierto pozo, se desea usar varilla telescopiada de dos diámetros, una de 3/4 pg y otra de 5/8 pg.

Se tiene que:

$$W_f = 0.433 L A_p \gamma$$

Considerando que la sarta es de dos secciones cuya longitud total es  $L = L_1 + L_2$



$$L_2 \text{ (pie); } A_2 \text{ (pg}^2\text{); } m_2 \text{ (lb/pie); } R_2 = L_2/L; L_2 = R_2 L$$

$$L_1 \text{ (pie); } A_1 \text{ (pg}^2\text{); } m_1 \text{ (lb/pie); } R_1 = L_1/L; L_1 = R_1 L$$

El esfuerzo va a estar constituido por el peso del fluido más el peso de la varilla aplicado en el área de la varilla en cuestión.

El esfuerzo en la parte superior de la sección inferior, es:

$$E_1 = \frac{0.433 L A_p + L_1 m_1}{A_1} = \frac{0.433 L A_p + R_1 L m_1}{A_1}$$

Considerando, que el esfuerzo en la parte superior de la sección superior es:

$$E_2 = \frac{0.433 L A_p + L_1 m_1 + L_2 m_2}{A_2} = \frac{0.433 L A_p + R_1 L m_1 + R_2 L m_2}{A_2}$$

Si se aplica el concepto de que "Los esfuerzos en la parte superior de cada sección son iguales":  $E_1 = E_2$

$$\frac{L (0.433 A_p + R_1 m)}{A_1} = \frac{L (0.433 A_p + R_1 m_1 + R_2 m_2)}{A_2}$$

$$\frac{0.433 A_p + R_1 m_1}{A_1} = \frac{0.433 A_p + R_1 m_1 + R_2 m_2}{A_2} \quad \dots(1)$$

Para la sarta de varillas del problema, se tiene que de acuerdo a la Tabla 4, *Apéndice* :

$$A_1 = 0.307 \text{ pg}^2 \quad ; \quad m_1 = 1.16 \text{ lb/pie}$$

$$A_2 = 0.442 \text{ pg}^2 \quad ; \quad m_2 = 1.63 \text{ lb/pie}$$

Sustituyendo estos datos en la ecuación (1) se tiene :

$$\frac{0.433 A_p + R_1 (1.16)}{0.307} = \frac{0.433 A_p + R_1 (1.16) + R_2 (1.63)}{0.442}$$

$$1.410 A_p + R_1 (3.778) = 0.979 A_p + R_1 (2.624) + R_2 (3.688)$$

$$3.788 R_1 - 2.624 R_1 = 3.688 R_2 + 0.979 A_p + 1.410 A_p$$

$$1.154 R_1 = 3.688 R_2 - 0.431 A_p$$

Tomando en cuenta que:

$$R_1 + R_2 = 1 \quad ; \quad R_2 = 1 - R_1 \quad \dots(2)$$

$$1.154 R_1 = 3.688 (1 - R_1) - 0.431 A_p$$

$$(1.154 + 3.688) R_1 = 3.688 - 0.431 A_p$$

$$R_1 = \frac{3.688 - 0.431 A_p}{4.842}$$

$$R_1 = 0.762 - 0.0890 A_p \quad \dots(3)$$

Sustituyendo (2) en (3), se tiene que :

$$R_2 = 1 - (0.762 - 0.0890 A_p)$$

$$R_2 = 0.238 + 0.0890 A_p$$

### II. 6. 6. 3

Una bomba con un diámetro de émbolo de 2 pg, será colocada a 6,050 pies usando una sarta de varillas telescopiadas consistente en varillas de 3/4 pg, 7/8 pg y 1 pg. Las varillas de succión están disponibles en tramos de 25 pies. Determinar la longitud de cada sección de la sarta de varillas telescopiadas.

Si:

$$R_i = L_i / L \quad ; \quad L_i = R_i L \quad \dots(1)$$

De acuerdo con la Tabla 3, Apéndice, se tiene que las relaciones de longitud que corresponden a esta combinación de varillas, son:

$$\begin{aligned} R_1 &= 0.644 - 0.0894 A_p \\ R_2 &= 0.181 + 0.0478 A_p \\ R_3 &= 0.155 + 0.0416 A_p \end{aligned}$$

Para este diámetro de émbolo, según la Tabla 1, Apéndice, el valor de  $A_p = 3.142 \text{ pg}^2$ .

Entonces, de acuerdo con la ecuación (1):

$$\begin{aligned} L_1 &= (0.664 - 0.0894 * 3.142) 6,050 = 2,317.8 \text{ pies} \\ L_2 &= (0.181 + 0.0478 * 3.142) 6,050 = 2,003.7 \text{ pies} \\ L_3 &= (0.155 + 0.0416 * 3.142) 6,050 = 1,728.5 \text{ pies} \end{aligned}$$

Estas longitudes se requieren en múltiplos de 25 pies, ya que esa es la longitud de cada tramo de varilla disponible, entonces:

$$\begin{aligned} L_1 &= 2,325 \text{ pies} \\ L_2 &= 2,000 \text{ pies} \\ L_3 &= 1,725 \text{ pies} \end{aligned}$$

### II. 6. 6. 4

El peso unitario de una varilla de succión es de 2.88 lb/pie. Calcular la carga máxima de 2,000 pies de varilla, si la velocidad de bombeo es de 18 spm y la carrera de la varilla pulida es de 74 pg.

La carga máxima de la varilla, está dada por:

$$\begin{aligned} W_{r,máx.} &= W_r (1 + \alpha) \\ W_r &= 2.88 \text{ lb/pie} * 2,000 \text{ pies} \\ W_r &= 5,760 \text{ lb} \end{aligned}$$

$$\alpha = \frac{S N^2}{70,500} = \frac{74 (18)^2}{70,500}$$

$$\alpha = 0.340$$

Entonces, la carga máxima de la varilla será:

$$W_{r \text{ máx.}} = 5,760 (1 + 0.340)$$

$$W_{r \text{ máx.}} = 7,718.4 \text{ lb}$$

### II. 6. 6. 5

Para las longitudes de cada una de las secciones de sarta de varilla definidas en el problema II. 6.1.1, determinar si la tensión máxima a la que está sometida la sarta de varillas es menor o igual a la tensión permisible de trabajo (considerar que ésta es igual a 3,000 lb/pg<sup>2</sup>). Considerar un fluido con densidad relativa de 0.89, una velocidad de bombeo de 18 spm y una longitud de carrera de la varilla pulida de 54 pg.

Si:

$$S_{\text{máx.}} = \frac{W_{\text{máx.}}}{A_{\text{top}}}$$

$$W_{\text{máx.}} = W_f + W_r (1 + \alpha)$$

$$W_f = 0.433 \gamma (L A_p - 0.294 W_r)$$

$$W_r = m_1 L_1 + m_2 L_2 + m_3 L_3$$

$$\alpha = \frac{S N^2}{70,500}$$

Entonces, de acuerdo con la Tabla 4, *Apéndice*, el peso de cada una de las varillas, en el aire ( $m_i$ ) es de :

$$m_1 = 1.63 \text{ lb/pie}$$

$$m_2 = 2.16 \text{ lb/pie}$$

$$m_3 = 2.88 \text{ lb/pie}$$

Para varilla de 3/4 pg

Para varilla de 7/8 pg

Para varilla de 1 pg

$$W_r = (1.63) (2,050) + (2.16) (2,000) + (2.88) (2,000)$$

$$W_r = 13,422 \text{ lb}$$

$$A_p = \frac{\pi d_p^2}{4} = \frac{\pi (2)^2}{4} = 3.142 \text{ pg}^2$$

$$W_f = 0.433 (0.89) [6,050 (3.142) - 0.294 (13,422)]$$

$$W_f = 5,805 \text{ lb}$$

$$\alpha = \frac{54 (18)^2}{70,500} = 0.248$$

(también se puede determinar  $\alpha$  con la Tabla 5, Apéndice)

Finalmente:

$$W_{\text{máx.}} = 5,805 + 13,422 (1 + 0.248)$$

$$W_{\text{máx.}} = 22,556 \text{ lb}$$

$$A_{\text{top}} = 0.785 \text{ pg}^2 \text{ (según la Tabla 4, Apéndice)}$$

$$S_{\text{máx.}} = \frac{22,556 \text{ lb}}{0.785 \text{ pg}^2} = 28,734 \text{ lb/pg}^2$$

La tensión máxima a la que está sometida la sarta de varillas es menor a la tensión permisible de trabajo.

#### II. 6. 6. 6

Las varillas de succión usadas en el problema II. 6.1.3 son de acero con aleación de níquel - molibdeno. La presencia de ácido sulfhídrico en el fluido del pozo causa una severa corrosión, siendo ésta la causa de limitar la tensión de trabajo a un máximo de 22,000 lb/pg<sup>2</sup> como una recomendación del fabricante (Tabla 17, Apéndice). Si la velocidad de bombeo es de 18 spm, la carrera de la varilla pulida es de 54 pg y el fluido del pozo tiene una densidad relativa de 0.89, calcular la tensión máxima bajo estas condiciones de operación y compararla con la tensión máxima recomendada.

$$S_{\text{máx.}} = \frac{W_{\text{máx.}}}{A_{\text{top}}}$$

$$W_{\text{máx.}} = W_f + W_r (1 + \alpha)$$

$$W_r = L_1 m_1 + L_2 m_2 + L_3 m_3$$



Según la Tabla 4, Apéndice, las masas unitarias de cada sección, son:

$$m_1 = 1.63 \text{ lb/pie}$$

$$m_2 = 2.16 \text{ lb/pie}$$

$$m_3 = 2.88 \text{ lb/pie}$$

Entonces, de acuerdo a las longitudes obtenidas en el problema II. 6.1.3, el peso de la sarta será de :

$$W_r = (1.63) (2,325) + (2.16) (2,000) + (2.88) (1,725)$$

$$W_r = 13,078 \text{ lb}$$

El peso de los fluidos será de:

$$W_f = 0.433 \gamma (L A_p - 0.294 W_r)$$

$$W_f = 0.433 (0.89) [6,050 (3.142) - 0.294 (13,078) ]$$

$$W_f = 5,844 \text{ lb}$$

$$\alpha = \frac{S N^2}{70,500} = \frac{54 (18)^2}{70,500} = 0.248$$

De la Tabla 4, Apéndice, se tiene que  $A_{top} = 0.785 \text{ pg}^2$ .

Finalmente :

$$W_{m\acute{a}x.} = 5,844 + 13,078 (1 + 0.248)$$

$$W_{m\acute{a}x.} = 22,165 \text{ lb}$$

$$S_{m\acute{a}x.} = \frac{22,165 \text{ lb}}{0.785 \text{ pg}^2} = 28,236 \text{ lb/pg}^2$$

De acuerdo con el resultado anterior, la tensión máxima de trabajo es mayor a la tensión máxima recomendada, por lo que se recomienda rediseñar la sarta de varillas.

## II. 7 DIAGRAMA MODIFICADO DE GOODMAN.

En cuanto al diseño de la sarta de varillas, se debe tomar en cuenta un factor que influye sobre el nivel de resistencia del acero llamado límite de resistencia a la fatiga, este factor es el rango de esfuerzos bajo el cual pueden operar las varillas dentro del límite de esfuerzos permisibles. Para esto, en el reglamento API RP 11BR (5ª. Edición, marzo de 1969) se desarrolló la construcción del diagrama modificado de Goodman, el cual relaciona la carga máxima en la varilla pulida con el rango de cargas permisible, es decir, la diferencia entre la carga máxima y mínima.

Para la tensión máxima, la ecuación 2.6.18 da los valores reales en la varilla superior de la sarta, dicho cálculo está basado en la carga máxima que se tiene en esa varilla entre el área de su sección transversal. Este valor nunca debe exceder el rango de tensión permisible. El cálculo de la tensión mínima se realiza con la misma ecuación pero considerando la carga mínima.

Aunque hay situaciones en que se necesitan usar otros grados de varilla, generalmente se usan varillas API grado C. Las varillas API Grado D, se usan cuando la capacidad de la varilla API grado C, se excede y cuando no hay ácido sulfhídrico presente.

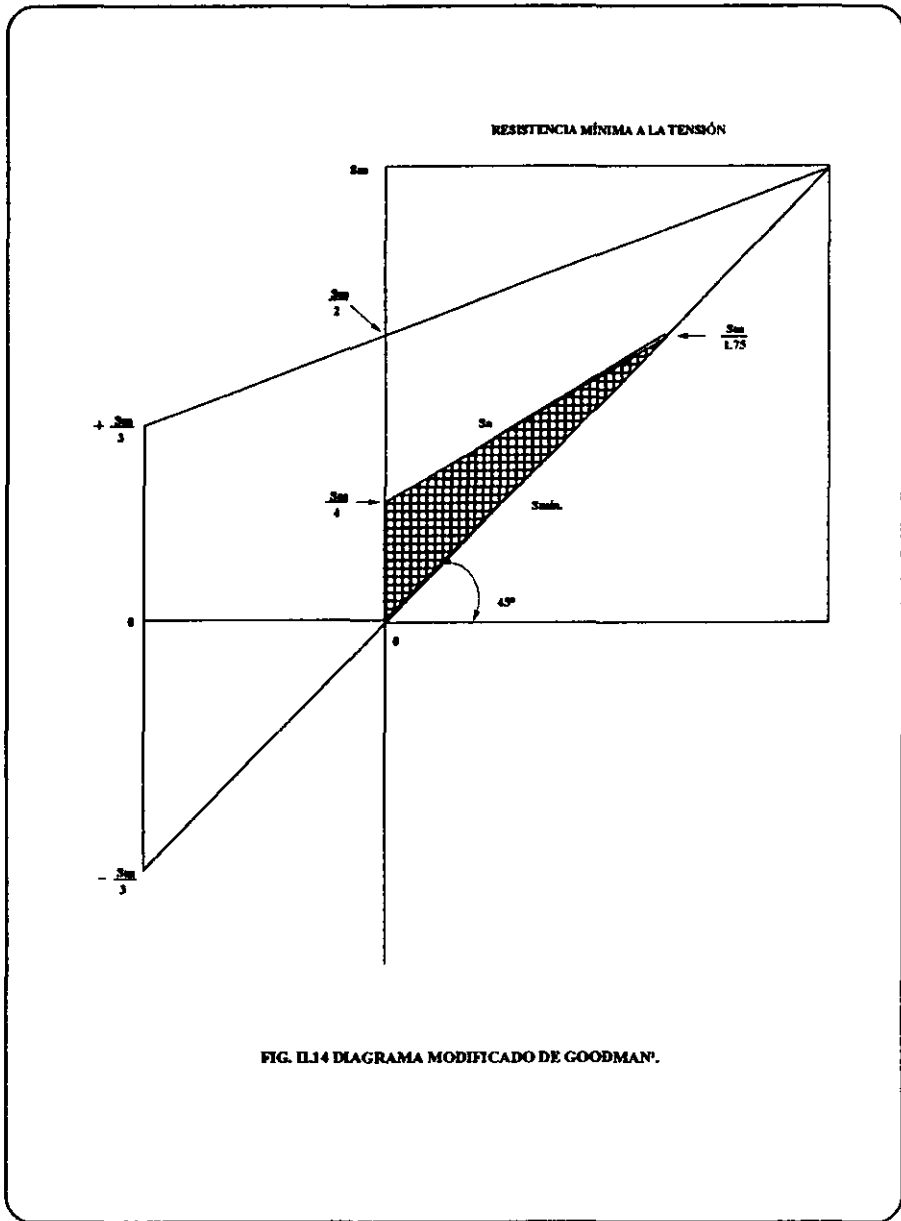
Las varillas API grado C deben tener una resistencia mínima a la tensión de 90,000 lb/pg<sup>2</sup> y las varillas API grado D deben tener una resistencia mínima a la tensión de 115,000 lb/pg<sup>2</sup>.

La Fig. II.14 ilustra los componentes del diagrama modificado de Goodman.

Una descripción del diagrama de la Fig. II.14 , sería la siguiente: el punto  $S_m / 4$ , representa el máximo esfuerzo al cual la varilla puede estar constantemente sometida ( $S_m$  es la resistencia mínima a la tensión), la línea de esfuerzo mínimo comienza en la línea de esfuerzo cero y forma 45° con la línea horizontal, la línea de esfuerzo máximo se traza a partir de  $S_m / 4$  hasta cruzar la línea de esfuerzo mínimo en el punto  $S_m / 1.75$ , que es el punto común entre las líneas de esfuerzo máximo y mínimo. Estas condiciones se deben cumplir para todos los diagramas modificados de Goodman que se tracen, de acuerdo con el grado de varilla utilizada y el tipo de fluido manejado.

Observando este diagrama se puede concluir que cuando el esfuerzo máximo en la varilla pulida es menor, el rango de cargas permisible dentro del cual las varillas pueden operar con seguridad es mayor; de acuerdo a esto, en la selección de las varillas de succión el rango de carga recibirá tanta consideración como la carga máxima.

Las Figuras 4 y 5 del *Apéndice*, muestran los diagramas para las varillas API grado C y grado D respectivamente, éstas representan una herramienta muy útil para checar el rango de esfuerzos permisibles.



**FIG. II.14 DIAGRAMA MODIFICADO DE GOODMAN.**

De acuerdo con la tensión mínima que tiene cada grado de varilla, la tensión máxima permisible para una varilla API grado C, será calculada con la siguiente relación:

$$S_a = \frac{S_m}{4} + M S_{\min.} \quad FS$$

$$S_a = \frac{90,000}{4} + 0.5625 S_{\min.} \quad FS$$

$$S_a = (22,500 + 0.5625 S_{\min.}) FS \quad \dots(2.7.1)$$

y para las varillas API Grado D, la relación será:

$$S_a = \frac{115,000}{4} + 0.5625 S_{\min.} \quad FS$$

$$S_a = (28,750 + 0.5625 S_{\min.}) FS \quad \dots(2.7.2)$$

donde:

- $S_a$  - Tensión máxima permisible, lb/pg<sup>2</sup>.
- $S_{\min}$  - Tensión mínima de la varilla (calculada o medida), lb/pg<sup>2</sup>.
- FS - Factor de servicio, este valor depende del tipo de fluido manejado, ya sea que se tengan fluidos no corrosivos, agua salada o ácido sulfhídrico. Consultar la Tabla 18, *Apéndice*.
- M - Pendiente de la curva  $S_a$  (M = 0.5625).
- $S_m$  - Resistencia mínima a la tensión, depende del grado de varilla que se utilice y se modifica de acuerdo al fluido manejado, de tal forma que su valor es el que se obtiene de multiplicar el valor de  $S_m$ , ya sea 90,000 ó 115,000 lb/pg<sup>2</sup> por el factor de servicio considerado

El rango de tensión máxima permisible ( $\Delta S_a$ ), para una cierta sarta de varillas, será obtenido de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$\Delta S_a = S_a - S_{\min.} \quad \dots(2.7.3)$$

### II. 7. 1 Ejemplo de uso del diagrama modificado de Goodman.

Usando la relación del diagrama modificado de Goodman determine la tensión máxima permisible y el rango de tensiones para la sarta de varillas API grado C y grado D, usando los datos del problema II. 6.1.5. Considerar un factor de servicio para un medio no corrosivo. ¿Es la tensión máxima permisible adecuada para este sistema?.

- Varilla API grado C.

$$S_a = (22,500 + 0.5625 S_{\min.}) FS$$

$$S_{\min.} = \frac{W_{\min.}}{A_{\text{top}}}$$

De acuerdo con los datos del problema II. 6.1.5 si se trata de una unidad convencional:

$$W_{\min.} = W_r (1 - \alpha - 0.127 \gamma)$$

$$W_{\min.} = 13,422 [1 - 0.248 - 0.127 (0.89)]$$

$$W_{\min.} = 8,576 \text{ lb}$$

$$S_{\min.} = \frac{8,576}{0.785} = 10,925 \text{ lb/pg}^2$$

dado que se maneja fluido no corrosivo, FS = 1.0, entonces la tensión máxima permisible es de :

$$S_a = [22,500 + 0.5625 (10,925)] 1.0$$

$$S_a = 28,645 \text{ lb/pg}^2$$

y el rango de tensión para esta sarta es de :

$$\Delta S_a = S_a - S_{\min.}$$

$$\Delta S_a = 28,645 - 10,925 = 17,720 \text{ lb/pg}^2$$

Considerando que para este problema la tensión máxima a la que está sometida la sarta de varillas es de 28,734 lb/pg<sup>2</sup>, con éste valor y el de S<sub>min.</sub> Se localiza un punto en la Fig. 4, *Apéndice* y se observa que cae justo en el límite de rango permisible, por lo que se concluye que la instalación con este grado de varilla se debe manejar con cierta reserva.

• Varilla API grado D.

$$S_a = (28,750 + 0.5625 S_{\min.}) FS$$

$$S_a = [28,750 + 0.5625 (10,925)] 1.0$$

$$S_a = 34,895 \text{ lb/pg}^2$$

$$\Delta S_a = S_a - S_{\min.}$$

$$\Delta S_a = 34,895 - 10,925 = 23,970 \text{ lb/pg}^2$$

Con el valor de tensión máxima de 28,734 lb/pg<sup>2</sup> y el de S<sub>min.</sub> Se localiza un punto en la Fig. 5, Apéndice y se observa que cae dentro del rango permisible, por lo que se concluye que la tensión máxima permisible es adecuada para este sistema.

## II. 8 EFECTOS DE LA GEOMETRÍA DE LAS UNIDADES DE BOMBEO MECÁNICO.

Despreciando las fuerzas armónicas en la sarta de varillas, y suponiendo que la unidad está bombeando todo el fluido disponible del pozo a una cierta velocidad de bombeo, existen tres factores que controlan el movimiento de la carrera descendente y la velocidad de bombeo:

- 1) Longitud de carrera.
- 2) Fuerzas que retardan la carrera descendente.
- 3) Geometría de la unidad.

Cuando la unidad está elevando al fluido hay varios factores importantes que deben reconocerse. Primeramente, el ciclo de bombeo se divide en dos partes: productivo y no productivo. La parte productiva del ciclo ocurre durante la carrera ascendente, cuando se eleva la columna de fluido y el no productivo, durante la carrera descendente que tiene como función principal, regresar a las varillas y al émbolo a su posición en el fondo, de modo que la columna de fluido pueda ser elevada nuevamente. El regreso más rápido de las varillas en esta parte del ciclo no productivo, hace que la carrera ascendente productiva se presente más pronto.

La carrera ascendente es productiva por dos razones:

- 1) Es el tiempo durante el cual la columna de fluido se eleva.
- 2) Es el tiempo durante el cual el fluido del pozo entra al barril de la bomba.

Por lo tanto, la producción es posible tanto por la elevación de la columna de fluido durante la carrera ascendente, como por el tiempo que dura ésta mientras que la bomba se carga. Es decir, mayor tiempo en la carrera ascendente, mayor tiempo de llenado y más cantidad de fluido que entra al barril para que sea elevado.

Frecuentemente los operadores piensan que la unidad de bombeo eleva a las varillas y fluido durante la carrera ascendente y luego forza a las varillas hacia abajo durante la carrera descendente. La forma en que realmente trabaja la unidad es: durante la carrera ascendente eleva las varillas y el fluido; durante la carrera descendente, la fuerza de gravedad jala a las varillas hacia abajo en contra de las fuerzas de fricción y la flotación. Esto es fácil de entender debido a que los cables de acero en la cabeza de caballo trabajan únicamente a tensión y no son capaces de empujar las varillas hacia abajo.

En la unidad de bombeo mecánico hay cuatro características importantes de movimiento:

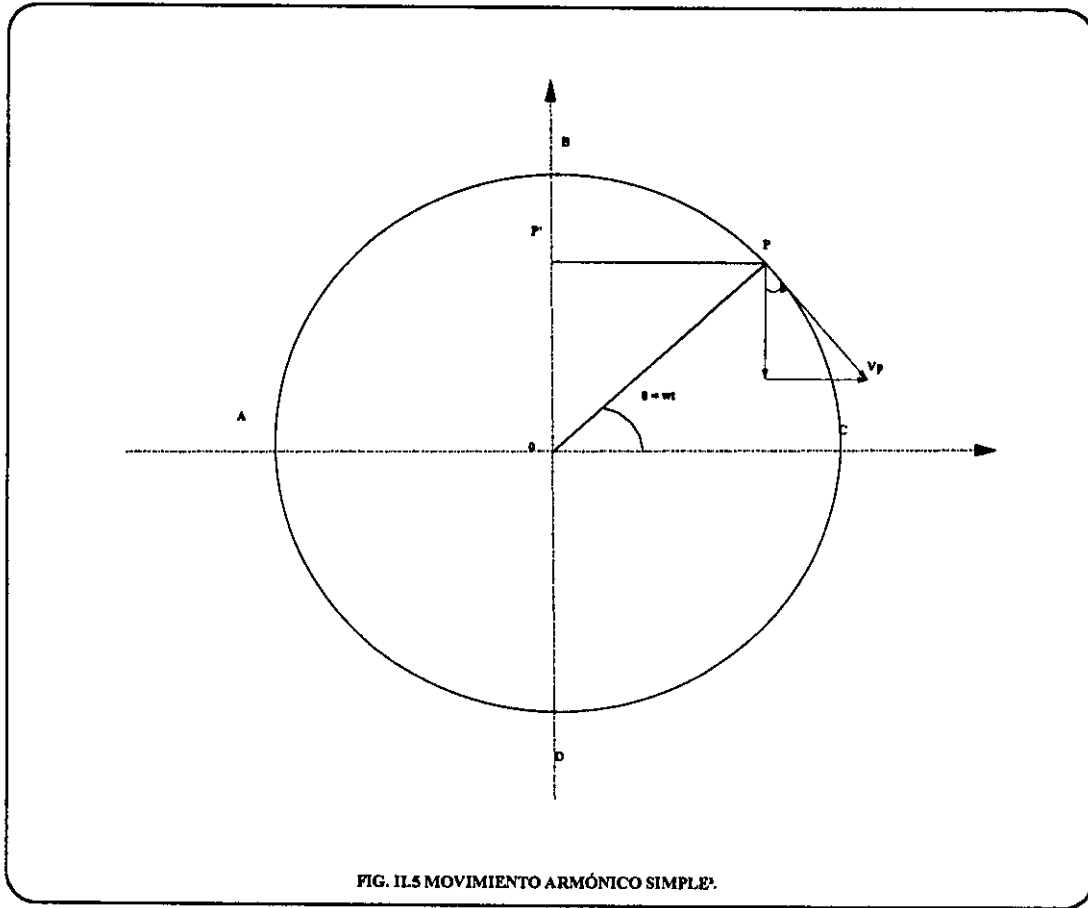
- 1) Aceleración máxima desde el fondo para elevar la carga total de varillas y fluido.
- 2) El tiempo que dura la carrera ascendente, mismo durante el que se llena el barril de la bomba.
- 3) Aceleración máxima al iniciar la carrera descendente.
- 4) Velocidad máxima en la carrera descendente. Debe tomarse como referencia que la velocidad angular de la manivela es constante.

## II.9 MOVIMIENTO ARMÓNICO SIMPLE.

En cuanto al bombeo mecánico se refiere, es importante aclarar la forma en que se lleva a cabo el movimiento que permite el bombeo óptimo. El movimiento que describe el ciclo de la manivela mostrado en la Fig. II.15 es un movimiento uniforme y periódico llamado movimiento armónico simple. Es un movimiento periódico ya que se repite idénticamente el movimiento de un cuerpo en una sucesión de intervalos iguales de tiempo, siguiendo una circunferencia y recorriendo la misma trayectoria una y otra vez con la misma velocidad.

Supóngase que una proyección perpendicular  $P' - P$  es dibujada desde el eje vertical  $D - B$  en la circunferencia donde termina en punto  $P$  y si el punto  $P$  viaja alrededor de la manivela un ciclo con una velocidad angular constante, el punto  $P'$  se mueve hacia abajo en el eje vertical  $D - B$  periódicamente con un movimiento armónico simple.

Con este tipo de movimiento, el punto  $P'$  inicia en forma descendente del tope hacia abajo y en forma ascendente desde el fondo hacia arriba con el mismo valor de aceleración máxima. La aceleración de  $P'$  al alcanzar la posición  $O$  a la mitad de eje vertical es cero, debido a que cambia de aceleración a desaceleración.





La velocidad de  $P'$  es cero en ambos casos, en el tope y en el fondo de su viaje (puntos B y D), pero en el punto O es la máxima y su aceleración es cero.

La manivela se conecta a un miembro rígido llamado biela como lo muestra la Fig. II.16 el cual transmite movimiento al balancín para efectuar el movimiento de bombeo. La conexión superior de la biela ( $v$ ) llamada ecualizador (Yoke transversal), se mueve verticalmente hacia arriba y hacia abajo en un línea recta, dicho movimiento no es un movimiento armónico simple aún cuando la manivela gira a una velocidad angular constante.

Como el punto P describe un movimiento uniforme alrededor del ciclo de la manivela, el ecualizador describe un movimiento recíprocante que puede diferir substancialmente del movimiento armónico simple del punto  $P'$ . Esto es debido a la angulosidad del mecanismo biela - manivela. El ángulo más pequeño entre la manivela y la biela es cuando la manivela está horizontal, que es una de las más grandes divergencias del movimiento del ecualizador desde que el movimiento armónico simple fue descrito por el punto  $P'$ . Por eso, sólo una longitud infinita de la biela podrá desarrollar un movimiento armónico simple del ecualizador.

En la Fig. II.16 cuando el perno de la manivela (P) se mueve alrededor del ciclo de A a B y de ahí a C, el ecualizador se mueve verticalmente desde  $a'$  a  $b'$  y regresa a  $a'$ , lo cual corresponde al viaje del perno de la manivela (P) de C a D y re regreso a A. Esto es debido a que el viaje del ecualizador está en función de los componentes verticales de la manivela (DP) y la biela (PV). En los dos cuadrantes superiores del ciclo de la manivela, los componentes verticales viajeros de la manivela y de la biela son sumados en los dos cuadrantes inferiores restados. Esta modificación del movimiento armónico simple de la manivela - biela, puede tener un efecto importante sobre la velocidad y las características de aceleración del ecualizador transmitidas al balancín. Esto es, debido a que el punto P viaja en el ciclo a una velocidad angular constante, el tiempo necesario para cubrir cada uno de los cuatro cuadrantes es el mismo. Sin embargo, la distancia que el ecualizador desarrolla de  $b'$  a  $a'$  es mucho más larga que de  $a'$  a  $d'$ , aún así, las velocidades del fondo y del tope del ciclo son cero, además, la aceleración es substancialmente mayor de  $b'$  a  $a'$  que de  $d'$  a  $a'$ .

Esta anomalía cinemática tiene consecuencias importantes. Dado que el perno de la manivela cubre los dos cuadrantes superiores del ciclo, el ecualizador se mueve hasta el tope de su carrera con una desaceleración máxima relativamente alta y comienza a descender con una aceleración máxima igualmente alta. Pero como también el perno de la manivela cubre los dos cuadrante inferiores del ciclo, el ecualizador desacelera hacia el fondo de la carrera con un valor máximo relativamente menor, mientras que la aceleración hacia arriba tiene un valor similar al anterior, con lo que se reduce la aceleración máxima relativamente menor, mientras que la aceleración hacia arriba tiene un valor similar al anterior, con lo que se reduce la aceleración del ecualizador juega un papel muy importante en la selección de la varilla, en la estructura de la misma y en los valores de los rangos de carga de la varilla para diferentes geotermias de bomba.

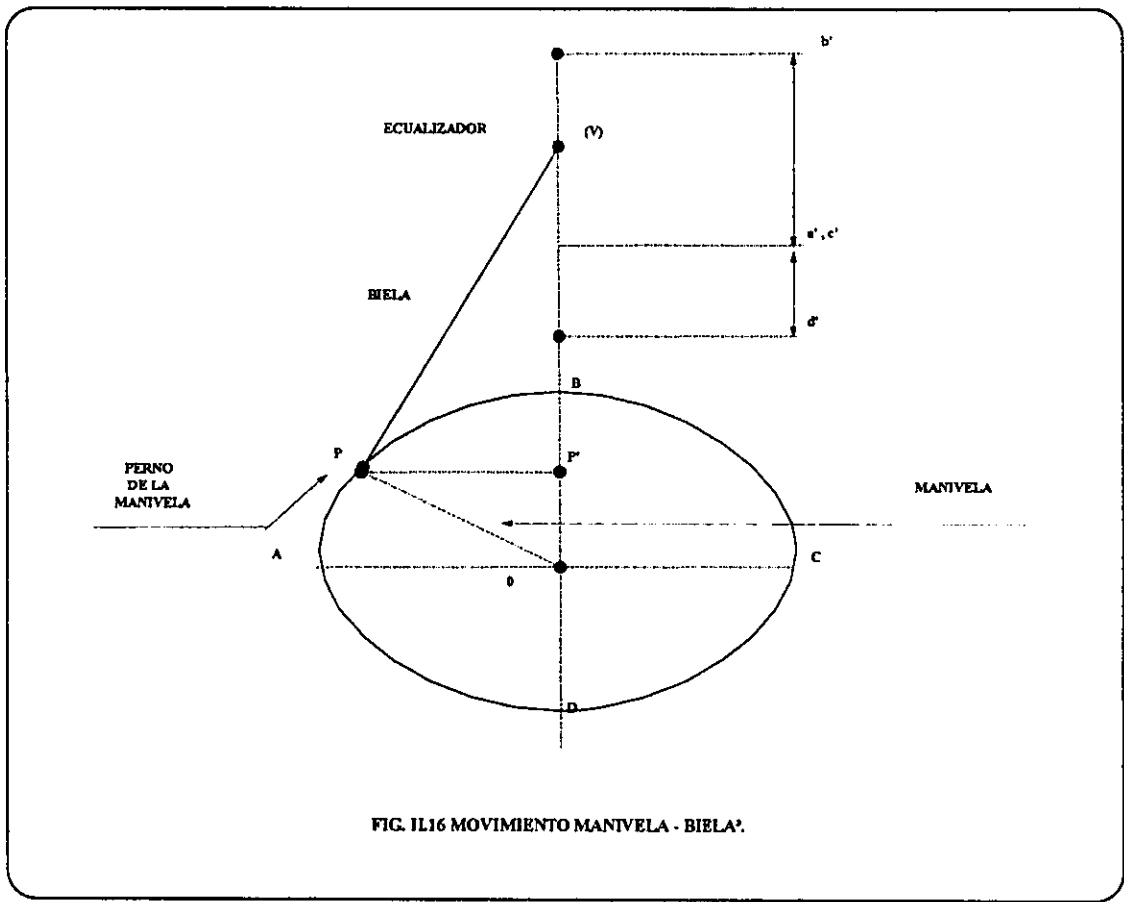


FIG. 1116 MOVIMIENTO MANTVELA - BIELA.

## **II. 10 ACELERACIÓN EN LA VARILLA PULIDA.**

Debido a la colocación de la manivela y la biela, las dos clases de geometría tienen características de aceleración en la varilla pulida, que son totalmente opuestas.

La velocidad angular constante de la manivela, en la unidad convencional (Clase I), hace que la inversión de movimiento de la varilla pulida en el fondo, se realice con aceleración relativamente alta y la inversión de movimiento en la parte superior, con aceleración relativamente baja.

En las unidades Mark II y balanceadas por aire (Clase III), las características de aceleración son opuestas. Esta geometría hace que el sistema realice la inversión de movimiento en el fondo con baja aceleración y en la parte superior con un poco más de aceleración que en la unidad convencional.

Como conclusión, el movimiento reciprocante de las unidades de bombeo mecánico Clase I y Clase III, presenta valores máximos de aceleración al inicio de la carrera ascendente y de la descendente, lo cual puede entenderse fácilmente al compararlo con el movimiento armónico simple.

Supóngase que la varilla pulida se está moviendo hacia arriba y hacia abajo con movimiento armónico simple. Esto significa que la máxima aceleración se presenta cuando se inicia el movimiento ascendente de la varilla pulida y, la máxima aceleración se presenta nuevamente al inicio del movimiento descendente con valores iguales. En el movimiento armónico simple, la máxima velocidad en la carrera ascendente es igual a la máxima velocidad en la carrera descendente y se presenta a la mitad de la carrera y el tiempo en que se realizan ambas carreras es exactamente el mismo.

Sin embargo, el movimiento armónico simple no se logra y no es necesariamente deseable. En la unidad convencional, la manivela gira con velocidad angular constante, acelera hacia arriba con la máxima carga de varillas y fluido más rápido, que en el movimiento armónico simple, pero en el punto superior de la carrera, la aceleración hacia abajo es menor que en el movimiento armónico simple.

En las unidades balanceadas por aire y Mark II, las características de movimiento se invierten. Estas mueven la máxima carga de varillas y fluido hacia arriba con aceleración menor que el movimiento armónico simple, mientras que en la parte superior de la carrera, el movimiento hacia abajo tiene mayor aceleración que el movimiento armónico simple.

Regresando al concepto de la masa concentrada, la carga pico en la varilla pulida está controlada por la magnitud de la aceleración en el fondo de la carrera ascendente. Mayor aceleración, mayor carga pico, y en consecuencia, se incrementa el esfuerzo en las varillas y la carga en la estructura de la unidad. En el levantamiento de la máxima carga de varillas y fluido desde el fondo, al componente de inercia se suma el peso estático. Al invertirse el movimiento en la parte superior de la carrera, el componente de inercia se resta del peso de las varillas flotando.

Es decir, el valor de la carga pico en la varilla pulida y en la estructura, se tiene al invertirse el movimiento en el fondo de la carrera, mientras que el valor mínimo de carga se tienen al invertir el movimiento en la parte superior de la carrera.

FALTA PAGINA

No.

64

CAPÍTULO III

CONTRABALANCEO Y TORSIÓN EN LA UNIDAD DE BOMBEO MECÁNICO

**III. 1 CONTRABALANCEO EN LA UNIDAD DE BOMBEO MECÁNICO.**

Uno de los aspectos más importantes del diseño de una instalación de bombeo mecánico, es la selección del contrabalanceo necesario para reducir el tamaño del motor primario y los requerimientos de torsión en el reductor de engranes.

En un sistema de bombeo mecánico, se requiere que el trabajo de la varilla pulida para elevar la columna de fluido, sea ejecutado únicamente durante la primera mitad del ciclo de la manivela, es decir, en la carrera ascendente. Si la unidad no estuviera contrabalanceada, el trabajo total requerido sería realizado por el motor primario durante la carrera ascendente, al estar elevando las varillas y el fluido, mientras que en la segunda mitad del ciclo, en la carrera descendente, el motor quedaría muerto conforme la fuerza de gravedad jala a las varillas y al émbolo de la bomba hacia abajo, para regresarlos a su posición inicial.

Entonces, en una unidad no contrabalanceada, todo el trabajo del motor primario sería realizado durante la carrera ascendente y sería nulo en la carrera descendente, por lo que se requeriría un motor primario y un reductor de engranes relativamente grandes para producir fluidos en una forma eficiente.

A fin de reducir el tamaño del motor y del reductor de engranes se colocan contrapesos en el sistema con un peso aproximadamente igual al peso de las varillas más la mitad del peso del fluido. Durante la carrera ascendente, al elevar el peso combinado de varillas y fluido, el motor recibe ayuda del efecto de contrabalanceo, lo que resulta en una fuerza desbalanceada equivalente a la mitad del peso del fluido que es el único peso que se requiere elevar.

Lo anterior se representa con la ecuación:

$$(W_r + W_f) - \left[ W_r + \frac{W_f}{2} \right] = \frac{W_f}{2} \quad \dots(3.1.3)$$

En la carrera descendente, el efecto de contrabalanceo se opone al regreso de las varillas flotando y nuevamente el resultado es una fuerza desbalanceada, equivalente a la mitad del peso del fluido. Esto se representa con la ecuación:

Contrabalanceo - Carga en la carrera descendente = Fuerza desbalanceada.

$$W_r + \frac{W_f}{2} - W_r = \frac{W_f}{2} \quad \dots(3.1.2)$$



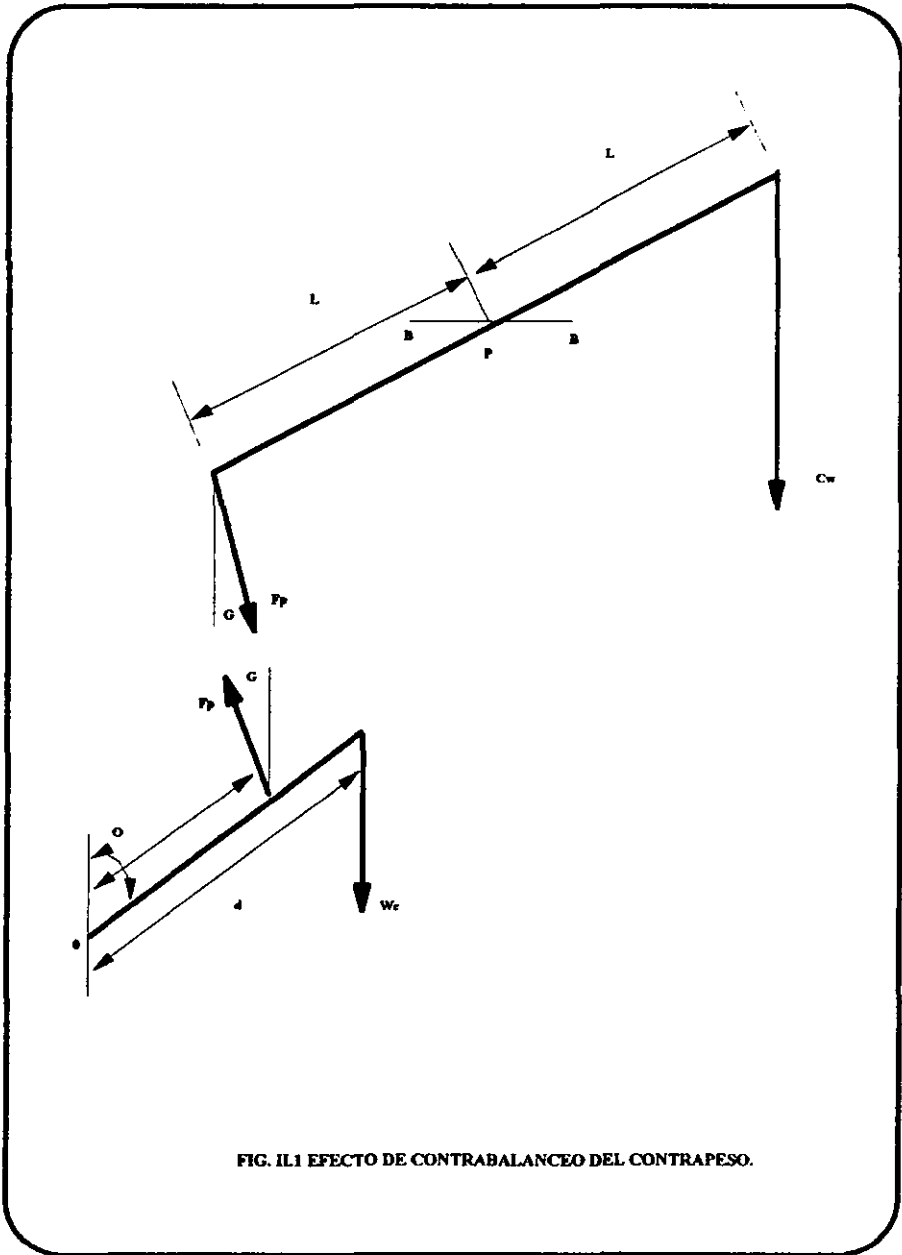


FIG. 11.1 EFECTO DE CONTRABALANCEO DEL CONTRAPESO.



Tomando momentos respecto a punto P:

$$C_w (2 \cos \beta) = (F_p \cos \gamma) (1 \cos \beta) + (F_p \operatorname{Sen} \gamma) (1 \operatorname{Sen} \beta)$$

$$F_p = \frac{C_w 2 \cos \beta}{1 [( \cos \gamma) ( \cos \beta) + ( \operatorname{Sen} \gamma) ( \operatorname{Sen} \beta)]} \quad \dots(3.1.6)$$

Tomando momentos respecto al punto O:

$$W_c (d \operatorname{Sen} \theta) = (F_p \cos \gamma) (r \operatorname{Sen} \theta) + (F_p \operatorname{Sen} \gamma) (r \cos \theta)$$

$$F_p = \frac{W_c d \operatorname{Sen} \theta}{r [( \cos \gamma) ( \operatorname{Sen} \theta) + ( \operatorname{Sen} \gamma) ( \cos \theta)]} \quad \dots(3.1.7)$$

Si se supone que  $\gamma$  siempre es muy pequeña, dado que la longitud de la biela es mucho mayor que  $r$ , entonces:  $\cos \gamma = 1$  ;  $\operatorname{Sen} \gamma = 0$ .

Simplificando e igualando las ecuaciones (3.1.6) y (3.1.7), se tendrá la relación entre el contrapeso y el efecto de contrabalanceo.

$$C_w = W_c \begin{bmatrix} \lambda_1 \\ \lambda_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d \\ r \end{bmatrix} \quad \dots(3.1.8)$$

El efecto total de contrabalanceo en la varilla pulida ( C ) es la suma del contrabalanceo estructural ( $C_s$ ) más el contrabalanceo estructural debido al contrapeso:

$$C = C_s + W_c \begin{bmatrix} \lambda_1 \\ \lambda_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d \\ r \end{bmatrix} \quad \dots(3.1.9)$$

De acuerdo con la ecuación anterior, la distancia de la flecha del reductor de engranes al centro de gravedad del contrapeso es:

$$d = \frac{r (C - C_s)}{W_c} \quad \dots(3.1.10)$$

y la longitud de la manivela ( j ) será:

$$j = d + x + y \quad \dots(3.1.11)$$

donde:

- x - Es la distancia del centro de gravedad al filo exterior del contrapeso.
  - y - Es la distancia del filo exterior del contrapeso al final de la manivela.
- Este valor determina la posición del contrapeso a fin de obtener el efecto de contrabalanceo ideal.

La torsión se define como la fuerza que actúa en el extremo de un brazo de palanca, multiplicada por la longitud del brazo la cual tiende a producir una rotación y un trabajo. Cuando este concepto se aplica a las unidades de bombeo mecánico, la torsión se refiere al número de pulgadas - libras de fuerza aplicada a la manivela por la flecha del reductor de engranes, esta torsión es producida por el jalón de la biela, debido a las cargas del pozo y a un efecto opuesto del contrabalanceo.

Básicamente, la torsión neta en la flecha del reductor de engranes es la diferencia entre la torsión impuesta por la carga del pozo y la impuesta por el contrabalanceo en cualquier posición de la manivela.

Como se mencionó anteriormente, en una unidad apropiadamente contrabalanceada, los contrapesos ayudan al motor primario suministrando suficiente torsión extra para elevar teóricamente, el peso total de las varillas más la mitad del peso de la columna de fluido. El contrabalanceo apropiado también reduce los cambios de torsión, que pueden ocurrir durante la porción media de la carrera ascendente y de la descendente.

Si el contrabalanceo estructural se desprecia y la geometría de la instalación superficial no se considera ( $\lambda_1 = \lambda_2$ ), recordando además que  $r = S / 2$ , la ecuación (3.1.9) se reduce a:

$$C = 2 W_c (d/S) \quad \dots(3.1.12)$$

La torsión en el reductor de engranes, torsión neta alrededor del punto 0, es: Fig. III. 2.

$$T = W \text{ Sen } \theta - W_c d \text{ Sen } \theta \quad \dots(3.1.13)$$

donde W es el peso de las varilla en cualquier momento de la carrera.

Si de la ecuación 3.1.12 se tiene que:

$$W_c d = C S/2$$

y esto se sustituye en la ecuación 3.1.13:

$$T = W (S/2) \text{ Sen } \theta - C (S/2) \text{ Sen } \theta$$

$$T = (W - C) (S/2) \text{ Sen } \theta \quad \dots(3.1.14)$$

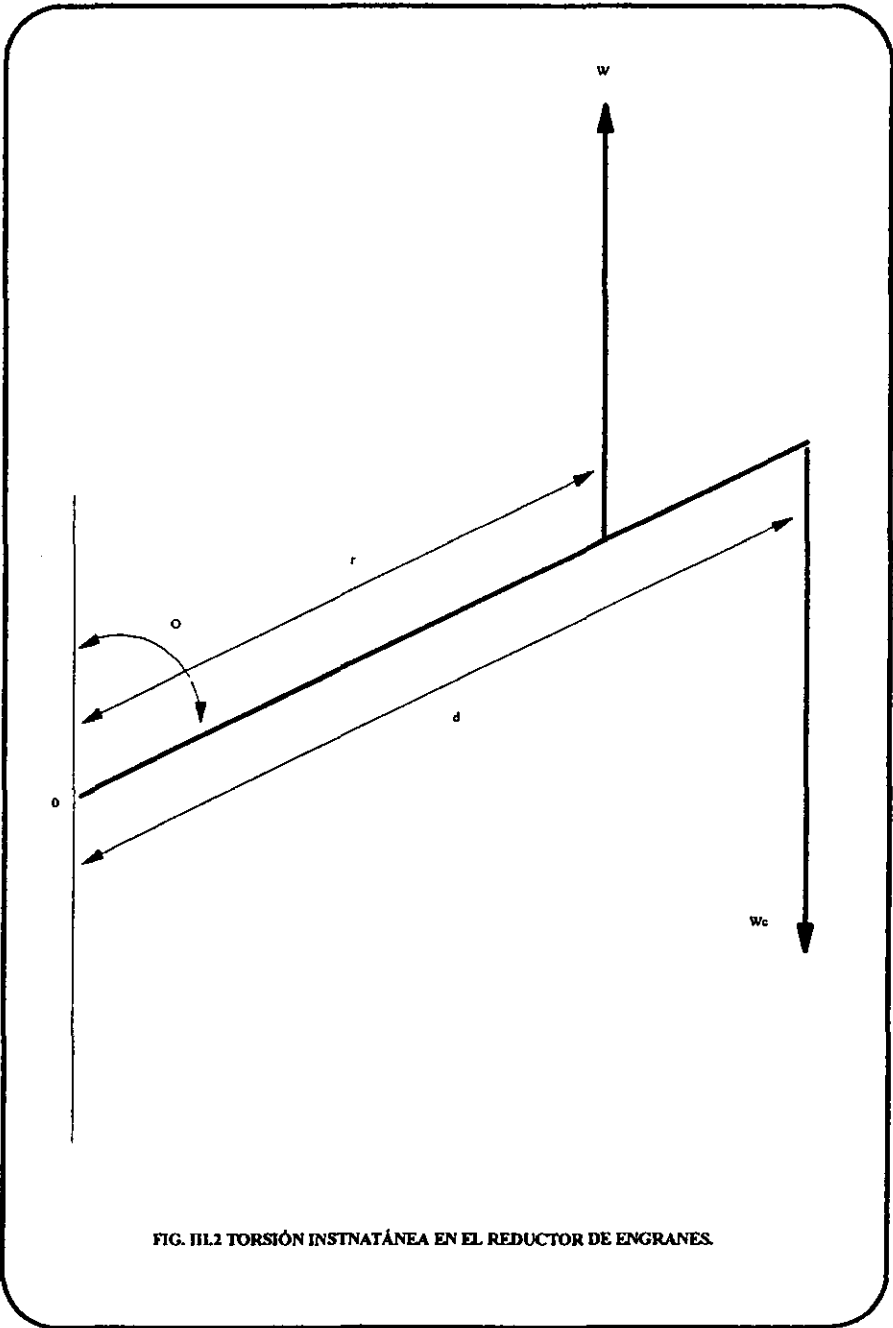


FIG. III.2 TORSIÓN INSTANTÁNEA EN EL REDUCTOR DE ENGRANES.

La ecuación anterior es una aproximación a la torsión instantánea en el reductor de engranes.

Los valores más altos posibles para  $W$  y  $\text{Sen } \theta$  son respectivamente: La carga máxima en la varilla pulida,  $W_{\text{máx}}$  y  $\text{Sen } 90^\circ = 1.0$ .

Entonces la torsión máxima ( $T_p$ ) es :

$$T_p = (W_{\text{máx}} - C) (S/2) \quad \dots(3.1.15)$$

Generalmente una unidad puede estar fuera de contrabalanceo del 5 al 10 % del valor ideal, entonces considerando que el contrabalanceo es el 95 % del ideal, la expresión para predecir la torsión máxima, es:

$$T_p = (W_{\text{máx}} - 0.95 C_i) (S/2) \quad \dots(3.1.16)$$

La ecuación anterior es la ecuación propuesta por Mills.

Otras ecuaciones planteadas para el cálculo del torque máximo, son las siguientes:

- Método API.

$$T_p = WN (S/2) \quad \dots(3.1.16)$$

donde :

$WN$  - Es la carga neta de la varilla pulida la cual se calcula con :

$$WN = 0.4 W_{\text{máx}}$$

$W_{\text{máx}}$  - Es la carga máxima calculada con la ecuación 2.6.15

$W_f$  - Es la carga del fluido calculada con la ecuación 2.6.16

- Expresiones de torque en función de la geometría de la unidad. La siguiente ecuación de una aproximación del torque para cualquier geometría: convencional, aerobalanceada y Mark II.

$$T_p = \frac{0.5 [W_{\text{máx}} (TF_1) - W_{\text{mín}} (TF_2)]}{0.93} \quad \dots(3.1.19)$$

donde:

$TF_1$  - Factor de torque máximo en la carrera ascendente, consultar su valor en la Tabla 8, Apéndice.

$TF_2$  - Factor de torque máximo en la carrera descendente, consultar su valor en la Tabla 8, Apéndice.

El factor 0.93 se refiere a que se considera un 7 % de pérdidas mecánicas debidas a la fricción en el cojinete.

Si  $TF_1 = TF_2$  (en cuanto a la simetría de la unidad convencional y aerobalanceada) y el efecto de contrabalanceo ideal es aproximadamente un medio de la suma de las cargas máxima y mínima, la ecuación (3.1.19) se puede escribir como:

$$TP = \frac{(W_{m\acute{a}x.} - C_i) (TF_{m\acute{a}x.})}{0.93} \quad \dots(3.1.20)$$

donde :

$TF_{m\acute{a}x.}$  - Factor de torque máximo, consultar su valor en la Tabla 7, Apéndice.

En cuanto a la reducción de velocidad del motor primario a la flecha del reductor de engranes, se tiene que la potencia es transmitida de la polea del motor de diámetro ( $d_e$ ) a la polea de la unidad de diámetro ( $d_u$ ), por medio de bandas. Si la velocidad del motor es  $N_e$ , la velocidad de la banda ( $v_b$ ) es:

$$v_b = \pi d_e N_e \quad (\text{pg/min.}) \quad \dots(3.1.21)$$

La velocidad de la polea de la unidad ( $N_u$ ) es:

$$N_u = \frac{v_b}{\pi d_u} = N_e (d_e/d_u) \quad \dots(3.1.22)$$

Si la relación de engranes en el reductor de engranes es  $Z$ , la velocidad de bombeo será<sup>6</sup>:

$$N = N_u / Z = \frac{N_e d_e}{Z d_u} \quad \dots(3.1.23)$$

### III. 1.1 Ejemplos de cálculo.

#### III. 1. 1. 1

Considerando un sistema de bombeo con los siguientes datos:

Peso muerto de la varilla  $W_r = 10,000 \text{ lb}$

Peso del fluido  $W_f = 4,000 \text{ lb}$

Entonces el contrabalanceo es:

$$\text{Contrabalanceo} = \frac{W_r}{2} + W_r$$

$$\text{Contrabalanceo} = \frac{4,000}{2} + 10,000$$

$$\text{Contrabalanceo} = 12,000 \text{ lb.}$$

Determinar la fuerza desbalanceada durante la carrera ascendente y descendente para unidades de bombeo con balancín a) contrabalanceada y b) no contrabalanceada (despreciando los efectos de fricción y dinámicos).

a) Solución para unidad contrabalanceada.

- Carrera ascendente :

Fuerza desbalanceada = carga en la carrera ascendente - contrabalanceo

Fuerza desbalanceada =  $(W_r + W_f)$  - contrabalanceo

Fuerza desbalanceada =  $(10,000 + 4,000)$  - 12,000

Fuerza desbalanceada = 2,000 lb

- Carrera descendente :

Fuerza desbalanceada = carga en la carrera descendente - contrabalanceo

Fuerza desbalanceada = 12,000 - 10,000

Fuerza desbalanceada = 2,000 lb

De tal manera que para una unidad de contrabalanceo apropiada, la fuerza desbalanceada es igual durante la carrera ascendente y la carrera descendente, siendo ésta equivalente a la mitad del peso del fluido.

b) Solución para unidad no contrabalanceada.

- Carrera ascendente:

Fuerza desbalanceada = carga en la carrera ascendente - contrabalanceo

Fuerza desbalanceada =  $(W_r + W_f)$  - contrabalanceo

Fuerza desbalanceada =  $(1,000 + 4,000)$  - 0

Fuerza desbalanceada = 14,000 lb

- Carrera descendente:

Fuerza desbalanceada = carga en la carrera descendente - contrabalanceo

Fuerza desbalanceada = 0 - 10,000

Fuerza desbalanceada = - 10,000 lb

El peso del contrabalanceo, almacena energía durante la carrera descendente cuando la demanda de potencia es baja y libera energía durante la carrera ascendente, efectuando parte del trabajo de elevación del fluido y varillas.

### III. 1. 1. 2

Estimar las cargas máxima y mínima en la varilla pulida, los requerimientos de contrabalanceo y el máximo torque para una unidad convencional y una unidad Mark II con las siguientes condiciones:

Profundidad de la bomba = 5,900 pies

Producción deseada = 150 BPD

Eficiencia volumétrica = 80 %

Longitud de carrera de la varilla pulida = 64 pg

Velocidad de bombeo = 16.5 spm

Diámetro del émbolo = 1 ¼ pg

Varilla número 76 API

Densidad relativa del fluido = 1.0

a) Unidad convencional.

- Carga máxima en la varilla pulida.

$$W_{max} = W_r + W_r (1 + \alpha)$$

$$W_r = 0.433 \gamma (L A_p - 0.294 W_r)$$

$$W_r = L m$$

Según la Tabla 3 del Apéndice,  $m = 1.814 \text{ lb/pie}$

$$W_r = (5,900 \text{ pies}) (1.814 \text{ lb/pie})$$

$$W_r = 10,703 \text{ lb}$$

$$A_p = \frac{\pi d_p^2}{4} = \frac{\pi (1.25)^2}{4} = 1.227 \text{ pg}^2$$

$$W_r = 0.433 (1.0) (5900 * 1.227 - 0.294 * 10,703)$$

$$W_r = 17,72 \text{ lb}$$

$$\alpha = \frac{S N^2}{70,500} = \frac{64 (16.5)^2}{70,500}$$

$$\alpha = 0.247$$

Entonces:

$$W_{\text{máx.}} = 1,772 + (10,703) (1 + 0.247)$$

$$W_{\text{máx.}} = 15,119 \text{ lb}$$

- Carga mínima en la varilla pulida.

$$W_{\text{mín.}} = W_r (1 - \alpha - 0.127 \gamma)$$

$$W_{\text{mín.}} = 10,703 (1 - 0.247 - 0.127 * 1.0)$$

$$W_{\text{mín.}} = 6,700 \text{ lb}$$

- Contrabalanceo ideal.

$$C_i = 0.5 (W_{\text{máx.}} + W_{\text{mín.}})$$

$$C_i = 0.5 (15,119 + 6,700)$$

$$C_i = 10,910 \text{ lb}$$

- Torque máximo.

$$T_p = \frac{(W_{\text{máx.}} - C_i) (TF_{\text{máx.}})}{0.93}$$

Según la Tabla 7, *Apéndice*, para la longitud de carrera de 64 pg y una unidad convencional se tiene un factor de torque máximo de  $TF_{\text{máx.}} = 34$ .

$$T_p = \frac{(15,119 - 10,910) (34)}{0.93}$$

$$T_p = 153,877 \text{ lb - pg}$$



**b) Unidad Mark II.**

- Carga máxima en la varilla pulida.

$$\begin{aligned}
 W_{\text{máx.}} &= W_r + W_r (1 + 0.6 \alpha) \\
 W_{\text{máx.}} &= 1,772 + (10,703)(1 + 0.6 * .247) \\
 W_{\text{máx.}} &= 14,061 \text{ lb.}
 \end{aligned}$$

- Carga mínima en la varilla pulida.

$$\begin{aligned}
 W_{\text{mín.}} &= W_r (1 - 1.4 * 0.247 - 0.127 * 1.0) \\
 W_{\text{mín.}} &= 10,703 (1 - 1.4 * 0.247 - 0.127 * 1.0) \\
 W_{\text{mín.}} &= 5,643 \text{ lb.}
 \end{aligned}$$

- Contrabalanceo ideal.

$$\begin{aligned}
 C_i &= 0.5 (W_{\text{máx.}} + W_{\text{mín.}}) \\
 C_i &= 0.5 (14,061 + 5,643) = 9,852 \text{ lb.}
 \end{aligned}$$

- Torque máximo.

$$T_p = \frac{0.5 (W_{\text{máx.}} TF_1 - W_{\text{mín.}} TF_2)}{0.93}$$

Según la Tabla 8 del Apéndice, para la longitud de carrera y una unidad Mark II, se tiene:

$$TF_1 = 29 ; \quad TF_2 = 37$$

$$T_p = \frac{0.5 (14,061 * 29 - 5,643 * 37)}{0.93}$$

$$T_p = 106,977 \text{ lb - pg.}$$

**III. 1. 1. 3**

Las cargas máxima y mínima para una instalación de bombeo mecánico son determinadas por una carta dinamométrica, siendo 15,500 lb y 3,500 lb, respectivamente. El pozo tiene una bomba cuyo émbolo es de 2 pg, para una varilla de 7/8 pg, una longitud de tubería de 5,000 pies anclada. Los contrapesos de la unidad son de 600 lb. Las dimensiones de la unidad son: d = 40 pg, r = 28 pg,  $\lambda_1 = \lambda_2$ . El efecto de contrabalanceo total es de 10,000 lb.

Determinar lo siguiente:

a) Contrabalanceo estructural,  $C_s$ .

$$C = C_s + W_c (d/r) (\lambda_1/\lambda_2)$$

$$C_s = C - W_c (d/r) = 10,000 - 6,000 (40 / 28)$$

$$C_s = 1,430 \text{ lb.}$$

b) Efecto de contrabalanceo ideal,  $C_i$ .

$$C_i = 0.5 (W_{\text{máx.}} + W_{\text{mín.}})$$

$$C_i = 0.5 (15,500 + 3,500)$$

$$C_i = 9,500 \text{ lb.}$$

### III. 1. 1.4

Un pozo de bombeo mecánico tiene una bomba cuyo émbolo es de 1 ¾ pg instalado a 4,560 pies con una sarta de varillas de succión de 3/4 pg. Si la tubería está anclada y se tiene una velocidad de bombeo de 20.5 spm, una carrera de varilla pulida de 64 pg y una producción de 355 BPD de fluido cuya densidad relativa es de 0.87.

a) Calcular la carrera efectiva del émbolo.

Considerando que se trata de una sarta de un solo diámetro:

$$S_p = S + \frac{40.8 L^2 \alpha}{E} - \frac{5.20 \gamma D A_p L}{E} \left[ \frac{1}{A_t} + \frac{1}{A_r} \right]$$

Además, como la TP está anclada, no existen los alargamientos de TP, por lo cual la ecuación se manejará despreciando los términos que involucran  $A_t$  y considerando que la bomba ha sido probada en el nivel dinámico, es decir que  $D = L = 4,560$  pies, entonces:

$$S_p = S + \frac{L^2}{E} 40.8 \alpha - \frac{5.20 \gamma A_p}{A_r}$$

$$\alpha = \frac{S N^2}{70,500} = \frac{64 (20.5)^2}{70,500} = 0.381$$

Según la Tabla 1, Apéndice, se tiene que  $A_p = 2.405 \text{ pg}^2$  y de la Tabla 4 se tiene que  $A_r = 0.442 \text{ pg}^2$ .

Entonces :

$$S_p = 64 + \left[ \frac{(4,560)^2}{30 * 10^6} \right] 40.8 * 0.381 - \frac{5.20 * 0.87 * 2.405}{0.442}$$

$$S_p = 57.71 \text{ pg.}$$

b) Calcule las cargas máximas y mínima de la varilla pulida.

$$W_{\text{máx}} = W_f + W_r (1 + \alpha)$$

$$W_f = 0.433 \gamma (L A_p - 0.294 W_r)$$

$$W_r = L m.$$

Según la Tabla 4 del Apéndice,  $m = 1.63 \text{ lb/pie}$ .

$$W_r = (4,560 \text{ pies}) (1.63 \text{ lb/pie})$$

$$W_r = 33,085 \text{ lb.}$$

Entonces:

$$W_f = 0.433 (0.87) (4,560 * 2.405 - 0.294 * 7433)$$

$$W_f = 3,308 \text{ lb.}$$

Finalmente:

$$W_{\text{máx}} = 3,308 + (7,433) (1 + 0.381)$$

$$W_{\text{máx}} = 13,573 \text{ lb.}$$

$$W_{\text{mín}} = W_r (1 - \alpha - 0.127 \gamma)$$

$$W_{\text{mín}} = 7,433 (1 - 0.381 - 0.127 * 0.87)$$

$$W_{\text{mín}} = 3,780 \text{ lb.}$$

c) Calcular la eficiencia volumétrica para esta bomba. Si se tiene que:

$$E_v = q / PD$$

$$PD = K S_p N$$

De la Tabla 1, Apéndice y de acuerdo con el diámetro del émbolo, se tiene que:

$$K = 0.357 \text{ BPD} / \text{pg} / \text{spm}$$

Entonces:

$$\begin{aligned} PD &= 0.357 * 57.71 * 20.5 \\ PD &= 422 \text{ BPD.} \end{aligned}$$

Finalmente:

$$\begin{aligned} E_v &= 355 \text{ BPD} / 422 \text{ BPD} \\ E_v &= 84 \% \end{aligned}$$

d) Si se tiene instalado en este pozo un equipo superficial que incluye una unidad de bombeo Lufkin C - 160D - 64 - 23, una manivela 6460R y un contrapeso 3C<sub>r</sub>. Para este equipo el efecto de contrabalanceo estructural (C<sub>e</sub>) dado por el fabricante es de + 671 lb y la longitud de la manivela es de 59.5 pg. Si el contrapeso (W<sub>c</sub>) 3CR es de 5,250 lb y tiene su centro de gravedad a 7.05 pg desde su borde.

¿Cuál debe ser la posición del contrapeso a fin de obtener el efecto de contrabalanceo ideal?

Para esta unidad se tiene que el contrabalanceo ideal (C<sub>i</sub>) es de :

$$\begin{aligned} C_i &= 0.5 W_r + W_r (1 - 0.127 \gamma) \\ C_i &= 0.5 * 3,308 + 7,433 (1 - 0.127 * 0.87) \\ C_i &= 8,266 \text{ lb.} \end{aligned}$$

Además, se tiene que:

$$r = \lambda_1 = \lambda_2 = S / 2 = 64 / 2 = 32 \text{ pg.}$$

Si se sabe que:

$$d = \frac{r (C_i - C_e)}{W_c}$$

y usando los datos de la unidad de bombeo instalada:

$$d = \frac{32 (8,266 - 671)}{5,250}$$

$$d = 46.3 \text{ pg}$$

**ESTA TESIS NO DEBE  
SALIR DE LA BIBLIOTECA**

En función de la longitud de la manivela, la distancia del filo exterior del contrapeso al final de la manivela será de:

$$y = j - d - x$$

$$59.5 - 46.3 - 7.05 = 6.2 \text{ pg.}$$

e) Considerando que la unidad del inciso anterior está contrabalanceada con el 95 % del valor ideal, o sea, que la unidad está fuera de contrabalanceo el 5 % del valor ideal. Calcular el torque máximo sobre la caja de engranes usando la ecuación de Mills y decir si la unidad descrita puede manejar este torque satisfactoriamente.

El torque máximo es definido con:

$$T_p = (W_{m\acute{a}x} - 0.95 C_i) (S / 2)$$

$$W_{m\acute{a}x} = W_f + W_r (1 + \alpha)$$

$$W_{m\acute{a}x} = 3,308 + 7,433 (1 + 0.381)$$

$$W_{m\acute{a}x} = 13,573 \text{ lb.}$$

Si el contrabalanceo ideal es de 8,266 lb entonces, el torque máximo será:

$$T_p = (13,573 - 0.95 * 8,266) (64 / 2)$$

$$T_p = 18,3000 \text{ lb - pg.}$$

Si la unidad descrita está en un rango de 160,000 lb - pg, el reductor de engranes probablemente fallará si se sujeta al torque máximo de 183,000 lb - pg.

f) Calcular el torque máximo usando el método API:

$$T_p = WN (S / 2)$$

$$WN = 0.4 W_{m\acute{a}x}$$

Para este método se tiene que:

$$W_{m\acute{a}x} = (W_f + W_r) \left( 1 + \frac{SN}{5,400} \right)$$

La carga debida al fluido producido para este método es:

$$W_f = 0.433 \gamma L A_p$$

$$W_f = 0.433 * 0.87 * 4,560 * 2.405$$

$$W_f = 4,131 \text{ lb.}$$

$$W_{\text{máx.}} = (7,433 + 4131) \cdot 1 + \frac{64 \cdot 20.5}{54,000}$$

$$W_{\text{máx.}} = 14,374 \text{ lb.}$$

$$WN = 0.4 \cdot 14,374$$

$$WN = 5,750 \text{ lb.}$$

Finalmente :

$$T_p = 5,750 (64 / 2)$$

$$T_p = 18,3987 \text{ lb - pg}$$

### III. 2. TORSIÓN EN LA UNIDAD DE BOMBEO MECÁNICO.

El contrabalanceo ideal difícilmente se logra, dado el hecho de que la geometría en éste es fija y trabaja en contra de la carga en la varilla pulida, la cual, continuamente varía debido a las ondas armónicas de esfuerzo y a la naturaleza elástica de la sarta de varillas.

Cuando los contrapesos están en la parte superior de su ciclo, contribuyen a que la torsión sea cero al iniciar el proceso de elevación (Fig. III.3). La torsión suministrada por los contrapesos se incrementa conforme éstos se mueven hacia la posición de 90°, en la que se tiene la torsión máxima efectiva. A partir de esta posición, la torsión efectiva disminuye hasta que los contrapesos llegan a los 180° de desplazamiento, en donde la torsión vuelve a ser de cero.

En la segunda parte del ciclo, que es la carrera descendente, la torsión impuesta por los contrapesos se considera positiva, debido a que éstos deben ser elevados. Entonces es cuando en el sistema se almacena energía que será utilizada posteriormente en la carrera ascendente del ciclo. La torsión efectiva suministrada por los contrapesos en cualquier posición del ciclo de bombeo, se ilustra en la gráfica de la Fig. III.4.

En el eje horizontal de la gráfica se tiene el grado de rotación de la manivela y de los contrapesos.

El grado de rotación de ambos es idéntico debido a que giran con una sola pieza sobre el mismo brazo de palanca en las unidades clase I. En el eje vertical se tiene la torsión suministrada por los contrapesos en miles de pulgadas - libras. Nótese que aproximadamente a la mitad de este eje se tiene la línea de torsión cero. La carrera ascendente es la parte de la curva de torsión que está por abajo de la línea cero, y se considera negativa debido a que se está reduciendo el trabajo que debe realizar el motor principal para elevar la carga existente sobre la varilla pulida. La curva de torsión por arriba de la línea cero, corresponde a la carrera descendente y es positiva como se consideró anteriormente.

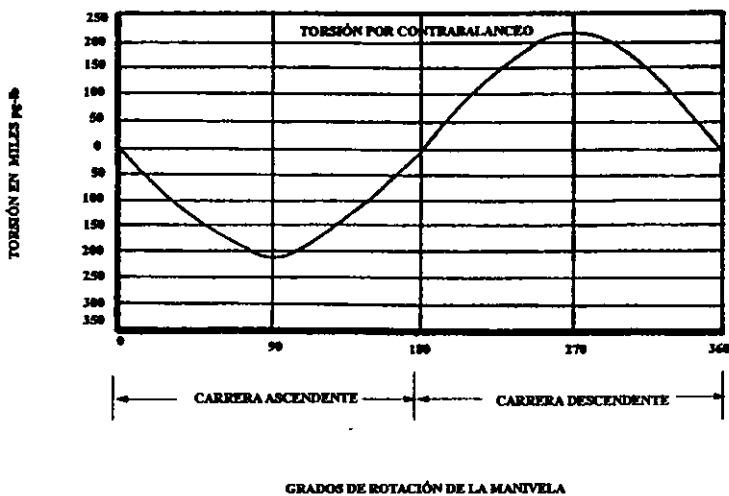


FIG. III.3 CURVA DE TORSIÓN EN UNA UNIDAD CONVENCIONAL.

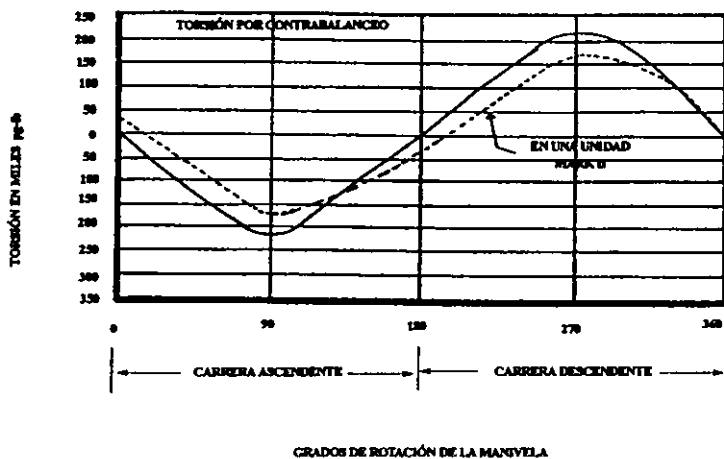


FIG. III.4 CURVA DE TORSIÓN EN UNA UNIDAD CONVENCIONAL.

En las unidades clase III, el contrabalanceo está colocado afuera de la línea central de la manivela, así que cuando se encuentra en la posición del fondo de la carrera, el contrapeso aún está siendo elevado para almacenar energía potencial. Esto da como resultado que la curva de torsión de las unidades clase III, sea diferente de la curva para la unidad convencional.

La comparación de las curvas de torsión para las dos clases de unidades, se muestran en la Fig. III.4, donde se aprecia que el contrapeso colocado fuera de la línea central de la manivela, mueve a la curva de torsión, de la unidad clase III, 30° a la derecha de la curva graficada para la unidad convencional. Esta diferencial de torsión por contrabalanceo se refleja en la torsión neta impuesta sobre el reductor de engranes, y consecuentemente, en la demanda de potencia del motor principal.

La comparación de la torsión neta impuesta sobre el reductor de engranes de unidades de bombeo mecánico de idéntico tamaño y operando bajo las mismas condiciones en un solo pozo, es una forma de diferenciar el comportamiento de dichas unidades. Para calcular la torsión neta, se deben obtener las cargas sobre la varilla pulida de cada una de las unidades bajo condiciones de operación.

Los datos de carga sobre la varilla pulida, se obtienen mediante un dinamómetro que se instala en el equipo superficial para construir una carta dinamométrica (Fig. III.5).

### III. 2. 1. Factores de torsión.

Uno de los conceptos más importantes en el sistema de bombeo mecánico es el factor de torsión. La razón de su importancia se debe a que sin él, sería difícil o imposible determinar la carga de torsión exacta que la sarta de varillas impone sobre el reductor de engranes en cualquier posición de la manivela.

La Fig. III.5, es un diagrama real de cargas vs. desplazamiento de la varilla pulida, obtenido durante una prueba de campo con una unidad convencional. Para convertir las cargas registradas en la varilla pulida a datos de torsión por carga, el diagrama se marca cada 15° de desplazamiento de la manivela. Entonces, las cargas sobre la varilla pulida en cada marca se multiplican por el factor de torsión para obtener la torsión por carga impuesta sobre el reductor de engranes en cada uno de esos puntos del ciclo de bombeo.

El factor de torsión utilizado, es la relación de la torsión por carga sobre el reductor de engranes a la carga sobre la varilla pulida. El Instituto Americano del Petróleo (API), requiere que para cada tamaño de unidad existente en el mercado, los fabricantes publiquen una lista de factores de torsión (Fig. III.6).

Los resultados de multiplicar las cargas en la varilla pulida, por los factores de torsión dados por el fabricante, se grafican como se muestra en la Fig. III.7. La curva senoidal corresponde a la torsión por contrabalanceo que se mencionó anteriormente, y la otra curva, representa los valores de torsión por carga para la unidad convencional.



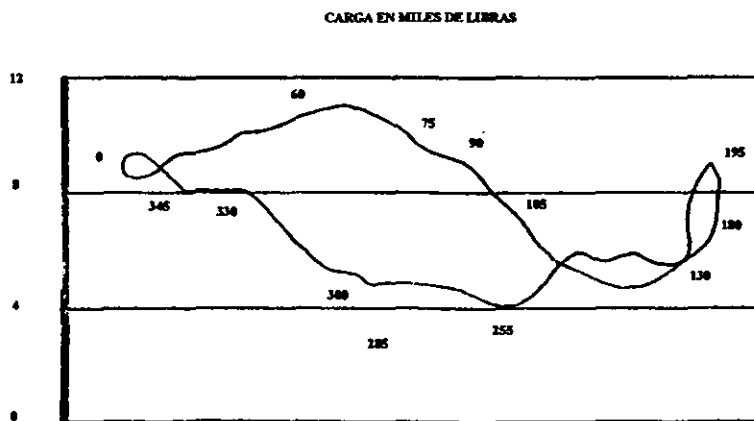


FIG. III.5 CARTA DINAMÓMETRICA SUPERFICIAL.

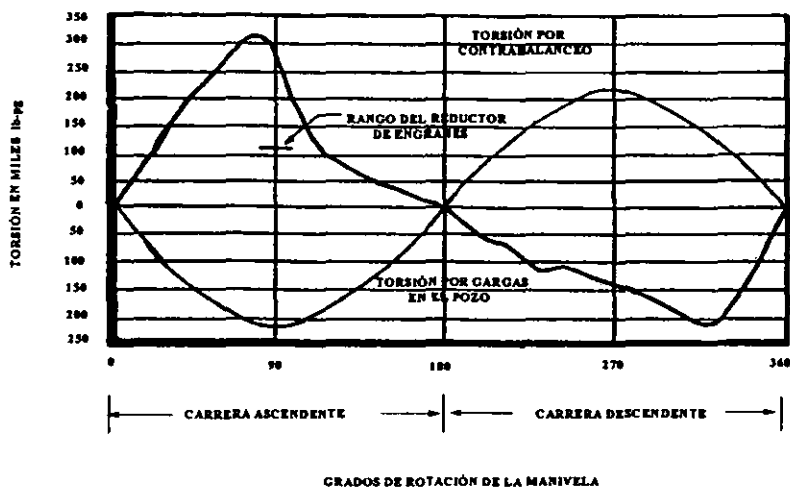


FIG. III.7 CURVA DE TORSIÓN EN UNA UNIDAD CONVENCIONAL.

FACTORES DE TORSIÓN			
POSICIÓN DE LA MANIVELA		PARA POZO DIRIGIDO	PARA CONTRAPESO
1	0	00.00	00.00
2		-09.11	+06.95
3		-16.50	+13.48
4		-22.15	+19.05
5		-25.15	+23.35
6		-27.20	+26.05
7	90	-26.97	+26.95
8		-24.70	+26.05
9		-21.00	+23.35
10		-16.12	+19.05
11		-10.68	+18.48
12		-05.24	+06.95
13	180	00.00	00.00
14		+04.82	-08.95
15		+09.20	-13.48
16		+13.40	-19.05
17		+17.80	-23.35
18		+21.90	-26.05
19	270	+25.80	-26.95
20		+28.50	-26.05
21		+28.90	-23.35
22		+25.80	-19.05
23		+19.15	-19.48
24		-10.01	00.00

-275,013 pg/lb TORSIÓN  
 EN EL REDUCTOR DE ENGRANES  
 10,197 LB CARGA EN LA VARILLA PULIDA

FIG. III.6 FACTORES DE TORSIÓN.

La suma aritmética de los valores de torsión indicados por ambas curvas, da como resultado una tercera curva, que muestra la carga de torsión neta impuesta sobre el reductor de engranes (Fig. III.8). Las áreas negativas en ésta o cualquier otra unidad de bombeo mecánico, indican desgaste parcial de energía del motor principal y son indeseables.

La Fig. III.9, es un diagrama real de cargas vs. desplazamiento de la varilla pulida, obtenido de una unidad clase III, durante la misma prueba de campo mencionada, bajo idénticas condiciones de trabajo.

La diferencia entre esta gráfica y la de la unidad convencional se debe principalmente a las distintas geometrías de las unidades. En consecuencia, la curva de torsión neta para la unidad clase III, es diferente de la curva de torsión neta de la unidad clase I (Fig. III.10), aunque ambas unidades estén efectuando la misma cantidad de trabajo en la varilla pulida.

### III. 3 CARRERA EFECTIVA DEL ÉMBOLO.

El volumen de aceite manejado durante cada carrera del émbolo no depende de la longitud de carrera de la varilla, sino de un movimiento relativo del émbolo en el barril de trabajo. Este movimiento es conocido como la carrera efectiva del émbolo y difiere significativamente de la carrera de la varilla pulida. Esta diferencia se debe a las elongaciones en la varilla ( $e_v$ ) y en la tubería ( $e_t$ ), así como también a la sobrecarga del émbolo ( $e_p$ ) como resultado de la aceleración.

La carrera efectiva del émbolo es la carrera de la varilla pulida disminuida por los efectos de elongación en las varillas y la tubería debida a la carga del fluido, e incrementada por el efecto de la sobrecarga del émbolo como resultado de aceleración, entonces la carrera efectiva del émbolo, es:

$$S_p = S + e_p - (e_t + e_v) \quad \dots(3.3.1)$$

donde, todos los términos involucrados en la ecuación anterior deberán estar expresados en pulgadas.

#### III. 3. 1 Elongaciones de la tubería ( $e_t$ ) y la varilla ( $e_v$ ).

Dado que las válvulas viajera y de pie, abren y cierran durante el ciclo de bombeo, la carga del fluido es transferida alternativamente de la tubería a la sarta de varillas, lo que ocasiona deformaciones elásticas periódicas. Durante la carrera descendente, cuando la válvula de pies está cerrada y la válvula viajera está abierta la carga del fluido está sobre la tubería, lo que provoca una cierta elongación en este miembro. En cambio, al inicio de la carrera ascendente, cuando la válvula viajera está cerrada y la válvula de pie está abierta, se origina una elongación en las varillas.

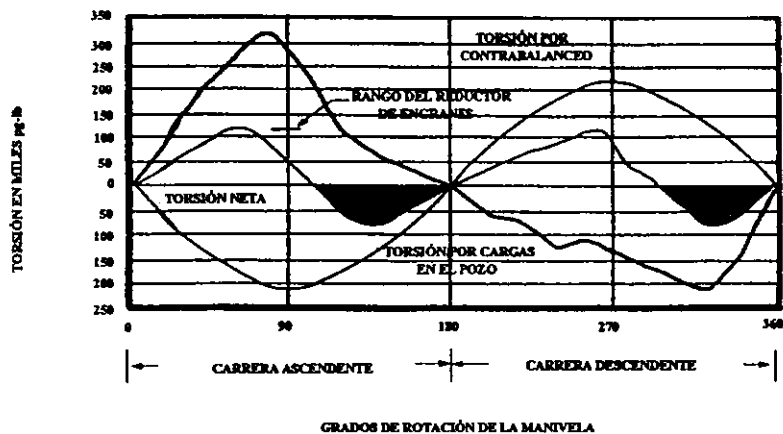


FIG. III.8 CURVA DE TORSIÓN EN UNA UNIDAD CONVENCIONAL.

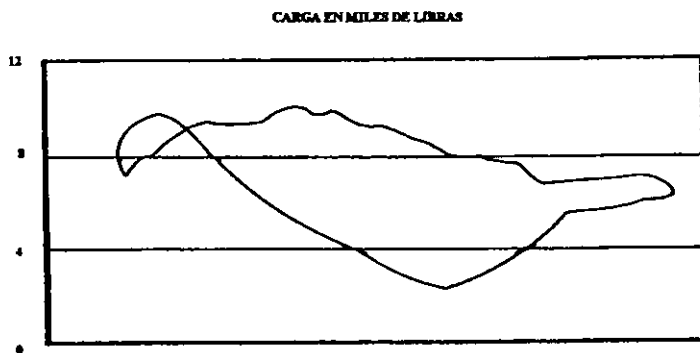


FIG. III.9 CARTA DINAMÓMETRICA SUPERFICIAL OBTENIDA DE UNA UNIDAD CLASE III.

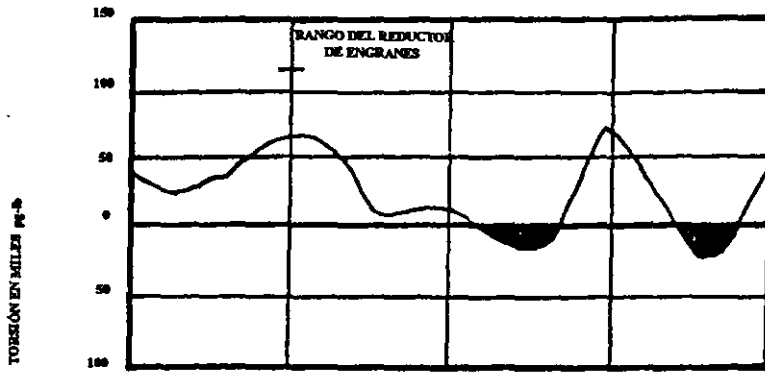
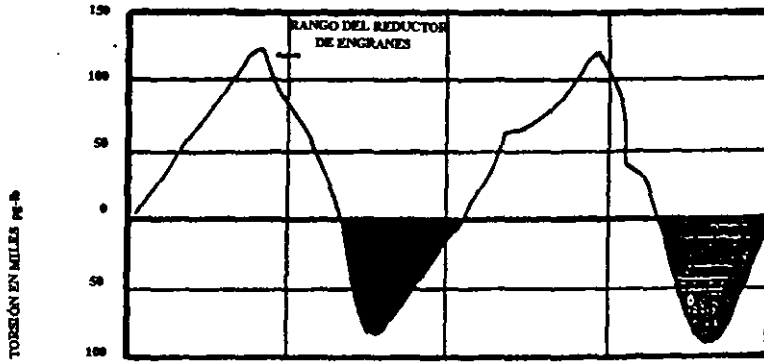


FIG. III 10 CURVAS DE TORSIÓN NETA.

La restauración de la longitud original de la tubería ocasiona que el barril de trabajo se mueva hacia arriba y la elongación de las varillas provoca que el émbolo se mueva hacia abajo. Sin embargo, la carrera efectiva del émbolo disminuye en una cantidad igual a la suma de las elongaciones.

Para una deformación elástica, se tiene una relación constante entre la tensión aplicada al cuerpo de la varilla y el esfuerzo interno de la misma, esta relación es el llamado módulo de elasticidad (E) el cual depende del tipo de material manejado.

$$E = \frac{\text{Tensión}}{\text{Esfuerzo interno}} \quad \dots(3.3.2)$$

Si la tensión es una fuerza (F) aplicada sobre una unidad de área (A),

$$\text{Tensión} = F / A \text{ (lb/pg}^2\text{)} \quad \dots(3.3.3)$$

y el esfuerzo interno es un cambio fraccional en la longitud,

$$\text{Esfuerzo interno} = \frac{e}{12 L} \quad \dots(3.3.4)$$

donde:

e - Elongación del elemento de análisis, pg.

L - Longitud del elemento de análisis, pie.

Sustituyendo las ecuaciones 3.3.3 y 3.3.4 en la ecuación 3.3.2:

$$E = \frac{F / A}{e / 12 L} = \frac{12 F L}{e A} \quad \dots(3.3.5)$$

entonces, la elongación del elemento de análisis será:

$$e = \frac{12 F L}{E A} \quad \dots(3.3.6)$$

donde la fuerza (F) debida a la carga del fluido resulta de la presión diferencial ( $\Delta_p$ ) que se tenga a través del émbolo y que actúa sobre el área total del émbolo ( $A_p$ ).

$$F = \Delta_p A_p \quad \dots(3.3.7)$$

Si se considera que la bomba se coloca a la profundidad del nivel dinámico (D), la presión diferencial será la presión de una columna de fluido de densidad relativa ( $\gamma$ ) a una profundidad L.

$$\Delta_p = 0.433 \gamma L \quad \dots(3.3.8)$$

Para un caso más general. La presión bajo el émbolo debida a la columna de fluido en la T.R., será mayor de (L - D), entonces:

$$\begin{aligned} \Delta_p &= 0.433 \gamma L - 0.433 \gamma (L - D) \\ \Delta_p &= 0.433 \gamma D \quad \dots(3.3.9) \end{aligned}$$

Sustituyendo la ecuación anterior en la ecuación 3.3.7

$$F = 0.433 \gamma D A_p \quad \dots(3.3.10)$$

Sustituyendo la ecuación 3.3.10 en la ecuación 3.3.6:

$$\begin{aligned} e &= \frac{12 (0.433 \gamma D A_p) L}{E A} \\ e &= \frac{5.20 \gamma D A_p L}{E A} \quad \dots(3.3.11) \end{aligned}$$

entonces, de acuerdo con la ecuación anterior, la elongación de la varilla será:

$$e_r = \frac{5.20 \gamma D A_p L}{E A_r} \quad \dots(3.3.12)$$

y la elongación de la tubería será:

$$e_t = \frac{5.20 \gamma D A_p L}{E A_t} \quad \dots(3.3.13)$$

En el caso de una sarta de varillas telescopiadas la ecuación 3.3.12 se aplicará a cada sección, de tal forma que la elongación de las varillas será:

$$e = \frac{5.20 \gamma D A_p}{E} \left[ \frac{L_1}{A_1} + \frac{L_2}{A_2} + \dots \right] \quad \dots(3.3.14)$$

Estos valores de elongación también pueden calcularse con las siguientes fórmulas:

$$e_r = E_r W_f L \quad \dots(3.3.15)$$

$$e_t = E_t W_f L \quad \dots(3.3.16)$$

### III. 3. 2 Sobrecarrera del émbolo.

Además de las elongaciones de la tubería y las varillas se debe considerar la elongación originada por el peso de las varillas flotando en el fluido, debido a la aceleración de las mismas en cada carrera del émbolo, esta elongación es la llamada sobrecarrera del émbolo.

En una sarta el peso de la varilla va aumentando gradualmente desde cero en el fondo hasta  $W_r$  en la parte superior. En promedio, el peso de la sarta que origina la elongación es de  $W_r/2$  y en términos de longitud será de  $L/2$ . De tal forma que la elongación de las varillas como resultado de su propio peso, al final de la carrera descendente ( $e_d$ ) y de acuerdo con la ecuación 3.3.6 será:

$$e_d = \frac{12 (W_r + W_r \alpha) L / 2}{E A_r} \quad \dots(3.3.17)$$

Recordando que en la carrera descendente se tiene la máxima carga por aceleración ( $+W_r \alpha$ ) y que cerca del tope de la carrera ascendente, justo cuando las varillas comienzan a bajar, se tiene la mínima carga por aceleración ( $-W_r \alpha$ ), entonces la elongación de las varillas al final de la carrera ascendente ( $e_u$ ), será:

$$e_u = \frac{12 (W_r + W_r \alpha) L / 2}{E A_r} \quad \dots(3.3.18)$$

La elongación neta, resultante de la aceleración o de la sobrecarrera del émbolo, es:

$$e_n = e_d - e_u = \frac{12 W_r \alpha L}{E A_r} \quad \dots(3.3.19)$$

y si el peso de la sarta es:

$$W_r = \rho_r L A_r / 144 \quad \dots(3.3.20)$$

donde  $\rho_r$  es la densidad del acero de las varillas y es aproximadamente 490 lb/pie<sup>3</sup>.



Sustituyendo la ecuación 3.3.20 en la ecuación 3.3.19:

$$e_p = \frac{12 \alpha L}{E A_r} \left[ \frac{490 L A_r}{144} \right] = \frac{40.8 \alpha L^2}{E} \quad \dots(3.3.21)$$

Finalmente, se tiene la ecuación planteada por Marsh - Coberly, basada en la ecuación 3.3.1 en la cual, sustituyendo las ecuaciones 3.3.12, 3.3.13 y 3.3.21 se tiene que:

$$S_p = S + \frac{40.8 L^2 \alpha}{E} - \frac{5.20 \gamma D A_p L}{E} \left[ \frac{1}{A_t} + \frac{1}{A_r} \right] \quad \dots(3.3.22)$$

Para el caso de tubería anclada, no se tienen enlongaciones en ella y por lo tanto en las ecuaciones anteriores se desprecian los términos que involucran  $A_t$ .

En la ecuación 3.3.22 no se considera el efecto de las vibraciones en la varilla, sin embargo, en la ecuación planteada por Rieniets éste si se considera.

La ecuación de Rieniets es la siguiente:

$$S_p = S \cos \varphi + W_t \frac{B}{J_s} - 2 \frac{W_f}{J_s} - \frac{F}{J_s} \quad \dots(3.3.23)$$

donde:

- F - Es la carga por fricción de la varilla que puede ser obtenida de pruebas dinamométricas pero que generalmente es desconocida en problemas de diseño y muchas veces puede ser despreciada.
- $\varphi$  - Es el ángulo fase entre las vibraciones naturales y forzadas de la sarta de varillas y es calculado con:  
 $\varphi = \arctan \left[ \frac{\Gamma (\tau_1 / \tau_2)}{1 - (\tau_1 / \tau_2)^2} \right]$
- $\Gamma$  - Factor de amortiguamiento.
- $\tau_1 / \tau_2$  - Es la relación de vibraciones tanto naturales como forzadas en la varilla y está dada por:  
 $\tau_1 / \tau_2 = [NL / 15 v]$
- $W_t$  - Es la distribución total de fuerzas que actúan sobre el sistema:  
 $W_t = W_r (1 + \alpha) + 2 W_r \alpha$ .
- B - Es el factor para la distribución de fuerzas y está dado por:  
 $B = [ [1 - (\tau_1 / \tau_2)^2]^2 + \Gamma^2 (\tau_1 / \tau_2)^2 ]^{-1/2}$
- $J_s$  - Es la constante de tirantes y está dada por:  
 $J_s = [0.0833 E / (L_1 / A_1 + L_2 / A_1)]$

Los investigadores Langer - Lamberger también consideran las vibraciones en las varillas y plantean la siguiente ecuación:

$$S_p = S \text{ Sec } w - 50 \cdot 10^{-8} W_d L (1 / A_r + 1 / A_t)$$

donde:

$$w = 0.0004 L N$$

$W_d$  - Carga diferencial del fluido, la cual es la carga del fluido neto sobre el área total del émbolo  $W_d = 0.433 \gamma D A_p$ .

### III. 3. 3. Ejemplos de cálculo.

#### III. 3. 3. 1

Una instalación de bombeo consiste en una bomba de 2 pg y una tubería de 2 ½ pg. Usando una sarta de varillas telescopiadas consistente de 1,675 pies de varilla de 1 pg, 2,100 pies de varilla de 7/8 pg y 2,275 pies de varilla de 3/4 pg. Produciendo aceite de densidad relativa igual a 0.91 a un nivel de fluido de 4,357 pies.

Calcular las pérdidas en la carrera efectiva del émbolo como el resultado de la elongación de la tubería y la varilla.

Entonces, las pérdidas en la carrera ( $L_e$ ) son:

$$L_e = e_t + e_r$$

$$e_t = \frac{5.20 \gamma D A_p L}{E A_t}$$

$$e_r = \frac{5.20 \gamma D A_p}{E} \left[ \frac{L_1}{A_1} + \frac{L_2}{A_2} + \frac{L_3}{A_3} \right]$$

De la Tabla 1, Apéndice, se tiene que  $A_p = 3.142 \text{ pg}^2$

$$L = 1,675 + 2,100 + 2,275 = 6,050 \text{ pies.}$$

De la Tabla 6, Apéndice, se tiene que  $A_t = 1.812 \text{ pg}^2$ .

Entonces :

$$e_t = \frac{5.20 * 0.91 * 4,357 * 3.142 * 6,050}{30 * 10^6 * 1.812}$$

$$e_t = 7.2 \text{ pg.}$$

Para las varillas usadas, según la Tabla 4, Apéndice, se tiene que:

$$\begin{array}{ll} A_1 = 0.442 \text{ pg}^2 & \text{(varilla 3/4 pg)} \\ A_2 = 0.601 \text{ pg}^2 & \text{(varilla 7/8 pg)} \\ A_3 = 0.785 \text{ pg}^2 & \text{(varilla 1 pg)} \end{array}$$

Entonces:

$$e_t = \frac{5.20 * 0.91 * 5357 * 3.142}{30 * 10^6} \left[ \frac{2,275}{0.442} + \frac{2,100}{0.601} + \frac{1,675}{0.785} \right]$$

$$e_t = 28.61 \text{ pg}$$

Finalmente:

$$\begin{array}{l} L_n = 7.2 + 28.61 \\ L_n = 35.81 \text{ pg.} \end{array}$$

### III. 3. 3. 2

Para el pozo del ejemplo anterior, si la carrera de la varilla pulida es de 51 pg. Estime la elongación neta resultante de la aceleración o la sobrecarrera del émbolo, si el pozo es bombeado inicialmente a 20 spm.

Esta elongación, se calcula con:

$$e_p = 40.8 \frac{\alpha L^2}{E}$$

$$\alpha = \frac{S N^2}{70,500}$$

$$e_p = 40.8 \frac{L^2}{E} \frac{S N^2}{70,500}$$

$$e_p = 40.8 \left[ \frac{(6,050)^2}{30 * 10^6} \right] \left[ \frac{51 (20)^2}{70,500} \right]$$

$$e_p = 14.4 \text{ pg.}$$

### III. 3. 3. 3

Una instalación de bombeo mecánico consiste en una bomba de 2 ½ pg para una profundidad de 7,080 pies en una tubería de 2 7/8 pg (2.441 pg de diámetro interior), produciendo aceite con densidad relativa de 0.81 a un nivel de fluido de 5,800 pies en el espacio anular. La unidad utilizada es una sarta de varillas de 3/4 pg y 7/8 pg operada a 16.8 spm, la eficiencia de la bomba es del 75 % y su producción inicial es de 55 BPD.

Determinar:

a) La carrera efectiva del émbolo.

Si:

$$PD = 0.1484 A_p S_p N$$

y además,

$$q = PD E_v / 100 = 0.1484 A_p S_p N E_v / 100$$

entonces:

$$S_p = \frac{q}{0.1484 A_p N E_v}$$

$$A_p = \frac{\pi d_p^2}{4} = \frac{\pi (2.25)^2}{4} = 3.976 \text{ pg}^2$$

$$S_p = \frac{55}{0.1484 (3.976) (16.8) (0.75)}$$

$$S_p = 7.4 \text{ pg.}$$

b) La elongación de la tubería ( $e_t$ ).

$$e_t = \frac{5.20 \gamma D A_p L}{E A_t}$$

$$A_t = 1.812 \text{ pg}^2 \text{ (Tabla 6, Apéndice)}$$

entonces:

$$e_t = \frac{5.20 (0.81) (5,800) (3.976) (7,080)}{30 * 10^6 (1.812)}$$

$$e_t = 12.65 \text{ pg.}$$

Otra forma de calcular la elongación de la tubería es la siguiente:

De acuerdo con la Tabla 6, Apéndice, la constante elástica de la tubería es de  $E_t = 0.221 * 10^6 \text{ pg / lb / pie}$ .

$$\text{Si } e_t = E_t W_f L,$$

entonces:

$$\begin{aligned} e_t &= (0.221 * 10^6) (0.433 \gamma D A_p) (7,080) \\ e_t &= (0.221 * 10^6) [0.433 (0.81) (5,800) (3.976)] (7,080) \\ e_t &= (0.221 * 10^6) (8,088) (7,080) \\ e_t &= 12.65 \text{ pg.} \end{aligned}$$

c) La elongación de la sarta de varillas ( $e_r$ ).

$$E_r = \frac{5.20 \gamma D A_p}{E} \left[ \frac{L_1}{A_1} + \frac{L_2}{A_2} \right]$$

Considerando que de 7,080 pies está compuesta de  $L_1 = 3,788$  pies y  $L_2 = 3,292$  pies, entonces de la Tabla 4, Apéndice, se tiene que:

$$\begin{aligned} A_1 &= 0.442 \text{ pg}^2 && \text{(varilla 3/4 pg)} \\ A_2 &= 0.601 \text{ pg}^2 && \text{(varilla 7/8 pg)} \end{aligned}$$

Por lo tanto:

$$e_r = \frac{5.20 (0.81) (5,800) (3.976)}{30 * 10^6} \left[ \frac{3,788}{0.442} + \frac{3,292}{0.601} \right]$$

$$e_r = 45.48 \text{ pg.}$$

Otra forma de calcular la elongación en la sarta de varillas, es como sigue:

Con la Tabla 3, Apéndice, se tiene que para esta combinación de sarta el número de la varilla necesaria es la No. 76, la cual tiene una constante elástica de la varilla de  $E_r = 0.774 * 10^6 \text{ pg / lb / pie}$ , para una bomba de 2 ¼ pg.

Entonces:

$$\begin{aligned} e_r &= E_r W_r L \\ e_r &= (0.774 * 10^6) (8,088) (7,080) \\ e_r &= 44.32 \text{ pg.} \end{aligned}$$

d) La longitud de carrera de la varilla pulida (S).

$$\text{Si } S_p = S + e_p - (e_s + e_r)$$

entonces:

$$S = S_p + e_s + e_r - e_p$$

$$e_p = 40.8 \frac{\alpha L^2}{E} = 40.8 \left[ \frac{S N^2 L^2}{70,500 E} \right]$$

$$e_p = 40.8 \left[ \frac{S (16.8)^2 (7,080)}{70,500 * 30 * 10^6} \right] = 2.73 * 10^{-1} S$$

$$\begin{aligned} S &= 7.4 + 12.65 + 45.48 - 2.73 * 10^{-1} S \\ S &= 65.53 - 2.73 * 10^{-1} S \\ S (1 + 2.73 * 10^{-1}) &= 65.53 \\ S &= 65.53 / (1 + 2.73 * 10^{-1}) = 51.48 \text{ pg.} \end{aligned}$$

e) La elongación debida a la sobrecarga del émbolo ( $e_p$ ).

$$E_p = 40.8 \frac{\alpha L^2}{E}$$

$$\alpha = \frac{S N^2}{70,500} = \frac{51.48 (16.8)^2}{70,500} = 0.20609$$

$$e_p = 40.8 \left[ \frac{0.20609 (7,080)^2}{30 * 10^6} \right]$$

$$e_p = 14.05 \text{ pg.}$$

### III. 3. 3. 4

Un pozo está bombeando con un émbolo de 2 ½ pg de diámetro en una tubería de 3 pg sobre 2,650 pies de sarta de varilla pulida de 7/8 pg. El gasto de producción es de 47.5 BPD de aceite y 437 BPD de agua, con una carrera de la varilla pulida de 54 pg y una velocidad de bombeo de 21 spm. La densidad relativa del fluido producido es de 0.788 y el nivel dinámico es de 1,181 pies.

- Calcule los valores de la carrera efectiva del émbolo con las ecuaciones de: Marsh - Coberly, Reiniets y la de Langer - Lamberger.
- Calcule la carga máxima de la varilla pulida con las ecuaciones de: Mills, Slonneger (API) y la ecuación de Langer - Lamberger.

Considere que el módulo de elasticidad para el acero de la varilla pulida es de  $30 * 10^6 \text{ lb/pg}^2$  y la velocidad de transmisibilidad de la fuerza en las varillas (velocidad del sonido en el acero) es de  $v = 15,800 \text{ pies / seg}$ . Despréciese el efecto de fricción en la ecuación de Reiniets.

a) Para la carrera efectiva del émbolo.

- Ecuación de Marsh - Coberly.

$$S_p = S + \frac{40.8 L^2 \alpha}{E} - \frac{5.20 \gamma D A_p L}{E} \left[ \frac{1}{A_t} + \frac{1}{A_r} \right]$$

$A_p = 4.909 \text{ pg}^2$  Tabla 1 Apéndice para émbolo de 2 ½ pg.  
 $A_t = 2.590 \text{ pg}^2$  Tabla 6 Apéndice para tubería de 3 pg.  
 $A_v = 0.601 \text{ pg}^2$  Tabla 4 Apéndice para varilla de 7/8 pg.

$$\alpha = \frac{S N^2}{70,500} = \frac{54 (21)^2}{70,500}$$

$$\alpha = 0.338$$

$$S_p = 54 + \frac{40.8 (2,650)^2 0.338}{30 * 10^6} - \frac{5.20 * 0.788 * 1181 * 4.909}{30 * 10^6} \left[ \frac{2650}{2.590} + \frac{2650}{2.590} \right]$$

$$S_p = 52.92 \text{ pg.}$$

• Ecuación de Rieniets.

$$S_p = S \text{ Cos } \varphi + W_t \frac{B}{J_s} - 2 \frac{W_f}{J_s} - \frac{F}{J_s}$$

$$\varphi = \text{arc tan} \left[ \frac{\Gamma (\tau_1 / \tau_2)}{1 - (\tau_1 / \tau_2)} \right]$$

$$\tau_1 / \tau_2 = \frac{N L}{15 v} = \frac{21 * 2650}{15 * 15800} = 0.235$$

Considerar que el factor de amortiguamiento es igual a 2.

$$\varphi = \text{arc tan} \left[ \frac{2 * 0.235}{1 - (0.235)^2} \right]$$

$$\varphi = 26.4^\circ$$

$$W_t = W_f (1 + \alpha) + 2 W_r \alpha$$

$$W_f = 0.433 \gamma (L A_p - 0.294 W_r)$$



$$W_r = m L$$

$$m = 2.16 \text{ lb / pie (Tabla 4, Apéndice, varilla de 7/8 pg)}$$

$$W_r = 2.16 \text{ lb / pie} * 2,650 \text{ pie}$$

$$W_r = 5,724 \text{ lb}$$

$$W_f = 0.433 * 0.788 (2,650 * 4.909 - 0.294 * 5,724)$$

$$W_f = 3,865 \text{ lb}$$

$$W_t = 3,865 (1 + 0.388) + 2 * 5,724 * 0.338$$

$$W_t = 9,041 \text{ lb}$$

$$B = \{ [1 - (\tau_1 / \tau_2)^2]^2 + \Gamma^2 (\tau_1 / \tau_2)^2 \}$$

$$B = \{ [1 - (0.235)^2]^2 + (2)^2 (0.235)^2 \}$$

$$B = 0.948$$

$$J_s = \frac{0.0833 E}{L_1 / A_1 + L_2 / A_2}$$

$$J_s = \frac{0.0833 * 30 * 10^6}{2,650 / 0.601}$$

$$J_s = 567 \text{ lb / pg}$$

Entonces:

$$S_p = 54 \text{ Cos } (26.4^\circ) + 9041 \left[ \frac{0.948}{567} \right] - 2 \left[ \frac{3,865}{567} \right]$$

$$S_p = 49.85 \text{ pg}$$

- Ecuación de Langer - Lamberger.

$$S_p = S \text{ Sec } w - 50 * 10^{-8} W_d L (1 / A_r + 1 / A_t)$$

$$w = 0.0004 L N = 0.0004 * 2,650 * 21$$

$$w = 22.3^\circ$$

$$W_d = 0.433 \gamma D A_p = 0.433 * 0.788 * 1181 * 4.909$$

$$W_d = 1,978 \text{ lb}$$

Entonces:

$$S_p = 54 \left[ \frac{1}{\cos 22.3^\circ} \right] - 50 * 10^{-3} (1,978) (2,650) \left[ \frac{1}{0.601} + \frac{1}{0.601} \right]$$

$$S_p = 52.99 \text{ pg}$$

b ) Para la carga máxima en la varilla pulida.

- Ecuación de Mills.

$$W_{\text{máx.}} = W_f + W_r (1 + \alpha)$$

$$W_{\text{máx.}} = 3,865 + 5,724 (1 + 0.388)$$

$$W_{\text{máx.}} = 11,524 \text{ lb}$$

- Ecuación de Slonneger (Método API).

$$W_{\text{máx.}} = (W_e + W_f) \left[ 1 + \frac{SN}{5,400} \right]$$

donde:

$$W_f = 0.433 \gamma L A_p$$

$$W_f = 0.433 * 0.788 * 2,650 * 4.909$$

$$W_f = 4,438.67 \text{ lb}$$

$$W_{\text{máx.}} = (5,724 + 4,438.67) \left[ 1 + \frac{54 * 21}{5,400} \right]$$

$$W_{\text{máx.}} = 12,297 \text{ lb}$$

- Ecuación de Langer - Lamberger.

$$W_{\text{máx.}} = W_r (1 - 0.127 \gamma) + W_d + 0.75 SN (17 A_r \tan w + AN)$$

$$AN = A_p - A_r = 4.909 - 0.601$$

$$AN = 4.308 \text{ pg}^2$$

$$W_{\text{máx.}} = 5,724 (1 - 0.127 * 0.788) + 1,978 + 0.75 * 54 * 21 (17 * 0.601 * \tan 22.3^\circ + 4.308)$$

$$W_{\text{máx.}} = 14,357 \text{ lb.}$$

### III. 4 POTENCIA DE ARRANQUE NECESARIA EN EL MOTOR PRIMARIO.

En el movimiento del fluido en la bomba, se consideran dos potencias, la potencia hidráulica ( $H_h$ ), que es una expresión muy útil para calcular el consumo de energía, y la potencia por fricción ( $H_f$ ).

Para la potencia hidráulica, se tiene que si un gasto en barriles por día de un fluido con densidad relativa  $\gamma$ , se bombea desde una profundidad  $L$ , en pies, la potencia involucrada será:

$$H_h = \frac{q \text{ (bl / día)} * 350 \gamma \text{ (bl / bl)} * L \text{ (pie)}}{1440 \text{ (min / día)} * 33000 \text{ (lb pie / min / hp)}}$$

$$H_h = 7.36 * 10^6 q \gamma L \text{ (hp)} \quad \dots(3.4.1)$$

Esta ecuación considera que la bomba está colocada a la profundidad del nivel dinámico y que el efecto de presión en la tubería es despreciado. Una expresión más general, sería:

$$H_h = 7.36 * 10^6 q \gamma L N \text{ (hp)} \quad \dots(3.4.2)$$

donde, el nivel neto, LN, es una diferencia l de presión expresada en longitud de columna hidráulica, la cual originará que el fluido viaje desde la bomba hasta la superficie. Se tienen dos niveles diferentes, uno debido a los efectos de presión en la TR (representa una fuerza que tiende a levantar el fluido) y otro a los efectos de presión en la TP (representa una fuerza contra la cual la bomba debe trabajar). En términos de longitud, el efecto de presión en la TR es la diferencia entre la profundidad de colocación de la bomba y la profundidad del nivel dinámico, es decir,  $(L - D)$ . El efecto de presión en la tubería,  $P_t$ , se obtiene como un nivel equivalente a ésta y es:

$$P_t = \frac{(\text{lb / pg}^2) * 144 (\text{pg}^2 / \text{pie}^2)}{62.4 \gamma (\text{lb / pie}^3)} = \frac{P_t}{0.433 \gamma} \text{ (pie)} \quad \dots(3.4.3)$$

Entonces el nivel neto de acuerdo a las presiones manejadas, considera la presión a la profundidad de colocación de la bomba menos la presión en la TR más la presión equivalente en la TP.

$$LN = L - (L - D) + \frac{P_t}{0.433 \gamma}$$

$$LN = D + 2.31 (P_t / \gamma) \quad \dots(3.4.4)$$

Para la potencia por fricción se consideran las pérdidas de energía por la fricción entre la bomba y la varilla pulida.

Empíricamente se ha encontrado que las pérdidas de energía por fricción en cada carrera pueden ser calculadas a partir de:

$$1/8 W_r * 2 S = 0.25 W_r S \text{ (lb - pg)}$$

si se considera una velocidad de bombeo de N (spm), la potencia por fricción, es:

$$H_f = \frac{0.25 W_r S N \text{ (lb - pg / min)}}{12 \text{ (pg / pie)} * 33,000 \text{ (lb - pie / min / hp)}}$$

$$H_f = 6.31 * 10^{-7} W_r S N \text{ (hp)} \quad \dots(3.4.5)$$

Finalmente, se tiene que la potencia total de la varilla pulida es la suma de la potencia hidráulica más la de fricción; sin embargo, la potencia total de arranque para el motor primario involucra la potencia total de la varilla pulida y un factor de seguridad que logre absorber las pérdidas de potencia sin equipo superficial adicional. Se considera un factor de 1.5 como bueno, de tal forma que la potencia de arranque necesaria para el motor primario ( $H_b$ ), será:

$$H_b = 1.5 (H_h + H_f) \quad \dots(3.4.6)$$

### III. 4. 1. Ejemplo de cálculo.

Un pozo con bombeo mecánico tiene una bomba cuyo émbolo es de 1 ¼ pg instalada a 4,560 pies con una sarta de varillas de succión de 3/4 pg. Si la tubería está anclada y se tiene una velocidad de bombeo de 20.5 spm, una carrera de varilla pulida de 64 pg y una producción de 355 BPD de fluido cuya densidad relativa es de 0.87.

Considerando que la profundidad de colocación de la bomba es la profundidad del nivel dinámico y que la presión en la tubería es despreciada.

- a) Calcule la mínima potencia relacionándola con la especificada por el fabricante para que se pueda usar este motor como motor primario, si el fabricante recomienda una reducción del 25 % en la potencia especificada por él, debido a la carga del ciclo.

$$\begin{aligned} H_b &= 7.36 * 10^{-6} q \gamma LN \\ H_b &= 7.36 * 10^{-6} * 355 * 0.87 * 4,560 \\ H_b &= 10.36 \text{ hp.} \end{aligned}$$

Para una velocidad de bombeo de 20.5 r.p.m. la potencia por fricción, es:

$$H_f = 6.31 * 10^{-7} W_r S N.$$

De la Tabla 4, Apéndice,  $m = 1.63 \text{ lb / pie}$ , entonces el peso de las varillas es:

$$W_r = L m = 4,560 \text{ pies} * 1.63 \text{ lb / pie} = 7,433 \text{ lb}$$

$$H_f = 6.31 * 10^{-7} * 7,433 * 64 * 20.5$$

$$H_f = 6.15 \text{ hp.}$$

Entonces, la potencia de arranque requerida por el motor primario será de:

$$H_b = 1.5 (H_h + H_f)$$

$$H_b = 1.5 (10.36 + 6.15)$$

$$H_b = 24.76 \text{ hp.}$$

Para que se tenga esta potencia, de acuerdo con la reducción que se recomienda, el total debe ser de:

$$\frac{24.76}{(1-0.25)} = \frac{24.76}{0.75} = 33 \text{ hp}$$

b) ¿Cuál es el nivel de fluido para este pozo si la presión en la tubería es de  $50 \text{ lb/pg}^2 \text{ man.}$ , y la sumergencia de la bomba es de 250 pies?

Considere que la TR está a la presión atmosférica.

Si el nivel de fluido neto (LN) está dado por:

$$LN = D + 2.31 (P_t / \gamma)$$

$D =$  Profundidad de colocación de la bomba - Sumergencia

$$D = 4,560 \text{ pies} - 250 \text{ pies}$$

$$D = 4,310 \text{ pies.}$$

Entonces:

$$LN = 4,310 + 2.31 (50 / 0.87)$$

$$LN = 4,443 \text{ pies.}$$

## CAPÍTULO IV

### DISEÑO DE UNIDADES DE BOMBEO MECÁNICO

En este capítulo se presentan dos procedimientos para diseñar una instalación de bombeo mecánico

a) Método Craft & Holden

b) Método API - RP - 11L

En general, para los dos métodos considerados la información que debe conocerse o suponerse para determinar las cargas y desplazamiento de la bomba en el diseño de una instalación de bombeo mecánico son:

Nivel del fluido (nivel neto), pie.  
Profundidad de la bomba, pie.  
Velocidad de bombeo, spm.  
Carrera de la varilla pulida, pg.  
Diámetro del émbolo, pg.  
Densidad relativa del fluido.  
Diámetro nominal de la TP y si está anclada o desanclada.  
Tamaño y diseño de la varilla pulida.

Conociendo estos factores es posible que se calculen los siguientes parámetros en el diseño:

Carrera efectiva del émbolo, pg.  
Desplazamiento de la bomba, BPD.  
Carga máxima de la varilla pulida, lb.  
Carga mínima de la varilla pulida, lb.  
Torque máximo de la manivela, lb - pg.  
Potencia en la varilla pulida, hp.  
Contrapeso requerido, lb.

La solución para el problema de diseño se logra a través de ensayo y error. Generalmente se requieren tres pasos en el diseño de una instalación:

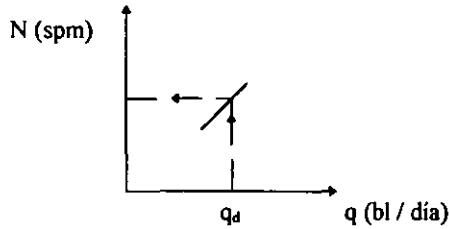
1. Se hace una selección preliminar de los componentes de la instalación.
2. Se calculan las características de operación de la selección preliminar utilizando las fórmulas básicas, tablas y figuras sugeridas para cada método.
3. Se compara el desplazamiento y las cargas de la bomba con los volúmenes, rangos de carga, esfuerzos y otras limitaciones de la selección preliminar.

En algunas ocasiones es necesario hacer otras selecciones y cálculos para no exceder las limitaciones de los componentes de la instalación. Frecuentemente es necesario hacer más de una selección de equipo antes de obtener la instalación óptima.

#### IV. 1 MÉTODO CRAFT & HOLDEN.

Los pasos a seguir en el diseño de una instalación de bombeo mecánico mediante este método, son los siguientes:

1. De la producción máxima estimada de fluido y la eficiencia volumétrica calcule el desplazamiento teórico de la bomba. Para este cálculo, se tienen dos alternativas una cuando se desconoce la eficiencia volumétrica y no se pide calcularla, se considera del 80 % y otra si se pide calcularla será necesario hacerlo.
2. Con la profundidad de colocación de la bomba, el desplazamiento teórico de la bomba y la Fig. 6 del *Apéndice*, determine la longitud de carrera y el rango API de la unidad de bombeo que se selecciona. De la literatura del fabricante seleccione una unidad que maneje la longitud de carrera de varilla pulida y el rango API deseado.
3. De las Tablas 9 a 16 del *Apéndice*, seleccione la apropiada para la unidad elegida en el paso 2 y determine el diámetro de la TP, del émbolo y de las varillas de succión, así como la velocidad de bombeo que corresponde a la profundidad de colocación de la bomba.
4. Calcule la longitud fraccional de cada sección de la sarta de varillas usando los datos que se encuentran en las Tablas 1 y 3 del *Apéndice*.
5. Calcule la longitud de cada sección de la sarta de varillas y aproxímela al múltiplo más cercano de 25 pies.
6. Calcule el factor de aceleración.
7. Determine la carrera efectiva del émbolo, utilice la ecuación 3. 3. 22
8. Usando la eficiencia volumétrica estimada, determine el gasto de producción probable (ecuación 2. 5. 5) y compárelo con el gasto de producción deseado. Si el gasto es mayor o igual que el deseado, continuar con el paso siguiente, si no es así, considere otro valor de velocidad de bombeo y regrese al paso 6. Si por segunda vez el gasto no es satisfactorio, grafique los dos valores de N con su respectivo gasto de la forma siguiente:



En la gráfica anterior, entre con el gasto deseado y determine el valor de  $N$ ; con este valor regrese al paso 6.

9. Calcule el peso muerto de la sarta de varillas.
10. Calcule la carga total del fluido (ecuación 2. 6. 6).
11. Determine la carga máxima que soportará la varilla pulida (ecuación 2. 6. 9) y compárela con la carga máxima que tolera la unidad de bombeo preseleccionada. Si ésta es satisfactoria, prosiga con el diseño de no ser así regrese al paso 1.
12. Calcule el esfuerzo máximo (ecuación 2. 6. 18) en la parte superior de la sarta de varillas y compárelo con el esfuerzo máximo permisible de las varillas que se estén usando.
13. Calcule el efecto de contrabalanceo ideal (ecuación 3. 1. 5) y compárelo con el contrabalanceo disponible de la unidad seleccionada.
14. Considerando que la unidad esta fuera de contrabalanceo el 5 % del valor ideal, calcular el torque máximo sobre la flecha del reductor de engranes (ecuación 3. 1. 16) y compárelo con el rango API de la unidad seleccionada.
15. Calcule la potencia de arranque que requiere el motor primario. Seleccione el motor primario.
16. De la literatura del fabricante, obtenga la relación de la reducción de engranes, el diámetro de la patea de la unidad seleccionada y la velocidad del motor primario.

Si al finalizar el procedimiento, todas las características de la unidad seleccionada son satisfactorias, se tendrá la unidad adecuada para instalar en el pozo, bajo estas condiciones de operación.<sup>6</sup>



**IV. 1. 1 Ejemplo de aplicación del método Craft & Holden.<sup>7</sup>**

Para un pozo en el campo petrolero de Arkansas, se tiene una bomba con un émbolo de 1 ¾ pg; está colocada en una tubería de producción de 2 pg con 4,275 pies de varillas de succión de 3/4 pg. Se sabe que el nivel de fluido es bajo. Cuando se bombea a 18 spm con una longitud de carrera de 64 pg la producción es de 283 bl/día de un fluido con densidad relativa de 0.825. A partir de esta información hacer los cálculos necesarios para poder seleccionar una unidad de bombeo mecánico.

Realizar los cálculos considerando la tubería de producción desanclada y también anclada.

**SOLUCIÓN**

Datos:

- Diámetro del émbolo ( $d_p$ ) = 1 ¾ pg.
- Diámetro de TP ( $d_w$ ) = 2 pg.
- Profundidad de colocación de la bomba (L) = 4,275 pies.
- Diámetro de las varillas de succión ( $d_s$ )
- Número de emboladas por minuto (N) = 18 spm.
- Longitud de la varilla pulida (L) = 64 pg.
- Gasto producido (q) = 283 bl/día
- Densidad relativa del fluido producido (G) = 0.825

Como el nivel de fluido es bajo, se considera que la bomba está colocada al nivel del fluido de trabajo, teniéndose entonces:

$$D = \text{nivel del fluido de trabajo} = L$$

**T.P. DESANCLADA**

De la Tabla 4, Apéndice:

$$A_s = \text{área de la varilla de succión} = 0.422 \text{ pg}^2$$

$$M = \text{peso por unidad de longitud de la varilla de succión} = 1.63 \text{ lb/pie}$$

De la Tabla 1, Apéndice:

$$A_p = \text{área del émbolo} = 2.405 \text{ pg}^2$$

$$K = \text{constante de la bomba} = 0.357 \text{ bl/día/pg/spm}$$

De la Tabla 6, Apéndice:

$A_t$  = área de la sección transversal del espesor de la pared de TP = 1.304 pg<sup>2</sup>

a) Cálculo del factor de aceleración ( $\alpha$ ).

$$\alpha = \frac{S N^2}{70,500}$$

$$\alpha = \frac{64 (18)^2}{70,500} = 0.2941$$

b) Cálculo de la carrera efectiva del émbolo ( $S_p$ ).

E = módulo de elasticidad para el acero = 30 \* 10<sup>6</sup> lb/pg<sup>2</sup>

$$S_p = S + \frac{40.8 L^2 \alpha}{E} - \frac{5.20 G D A_p L}{E} \left[ \frac{1}{A_t} + \frac{1}{A_r} \right]$$

$$S_p = 64 + \frac{40.8 (4275)^2 (0.2941)}{30 * 10^6} - \frac{5.20 (0.825) (4,275) (2.405) (4275)}{30 * 10^6} \left[ \frac{1}{1.304} + \frac{1}{0.442} \right]$$

$$S_p = 64 + 7.3098 - 6.2852 (3.0293) = 64 + 7.3098 - 19.0398 = 52.2699 \text{ pg}$$

c) Cálculo del desplazamiento teórico de la bomba (V).

$$V = 0.1484 A_p S_p N \quad \text{o bien,} \quad V = K S_p N$$

$$V = 0.357 (52.2699) (18) = 335.8867 \text{ bl/día}$$

d) Cálculo de la eficiencia volumétrica de la bomba ( $E_v$ ).

$$E_v = q/V$$

$$E_v = 283 / 335.8867 = 0.8425$$

e) Cálculo del peso de las varillas ( $W_r$ ).

$$W_r = \sum_{i=1}^n L_i M_i$$

$$W_r = 4,275 (1.63) = 6,968.25 \text{ lb}$$

f) Cálculo del peso del fluido ( $W_f$ ).

$$W_f = 0.443 G (L A_p - 0.294 W_r)$$

$$W_f = 0.433 (0.825) [4,275 (2.405) - 0.294 (6,968.25)] = 3,008.85 \text{ lb}$$

g) Cálculo del efecto de contrabalanceo ideal ( $C_i$ ).

$$C_i = 0.5 W_f + W_r (1.0 - 0.127 G)$$

$$C_i = 0.5 (3,008.85) + 6,968.25 (1.0 - 0.127 (0.825)) = 7,742.58 \text{ lb}$$

h) Cálculo de la carga máxima ( $W_{\text{máx}}$ ).

$$W_{\text{máx}} = W_f + W_r (1.0 + \alpha)$$

$$W_{\text{máx}} = 3,008.85 + 6,968.25 (1.0 + 0.2941) = 12,026.46 \text{ lb}$$

i) Cálculo de la potencia hidráulica ( $H_h$ ).

$$H_h = 7.36 * 10^{-6} q G L$$

$$H_h = 7.36 * 10^{-6} (283) (0.825) (4,275) = 7.346 \text{ hp}$$

j) Cálculo de la potencia por fricción ( $H_f$ ).

$$H_f = 6.31 * 10^{-7} W_r S N$$

$$H_f = 6.31 * 10^{-7} (6,968.25) (64) (18) = 5,065 \text{ hp}$$

k) Cálculo de la potencia total ( $H_b$ ).

$$H_b = 1.5 (H_h + H_f)$$

$$H_b = 1.5 (7.346 + 5.065) = 18.62 \text{ hp}$$

l) Cálculo de la torsión pico ( $T_p$ ).

$$T_p = (W_{máx.} - 0.95 C_i) (S/2)$$

$$T_p = [12,026.46 - 0.95 (7,742.58)] (64/2) = 14,9472.18 \text{ pg} - \text{lb}$$

Finalmente, consultando catálogos<sup>4</sup> de fabricantes, se procede a la selección de la unidad. Tablas 19, 20 y 21 del Apéndice.

C-160D-143-64<sup>4</sup>

C = Corresponde a una unidad convencional, también puede iniciar con: A, que significa unidad balanceada por aire; B, balanceada por balancín; M, unidad Mark II.

160 = Clasificación de la torsión en miles de pulgadas libras.

D = Reductor de engranes con doble reducción.

143 = Clasificación de carga de la varilla pulida enciento de libras.

64 = Longitud de la carrera en pulgadas.

**TP ANCLADA**

Los cálculos se harán de la misma forma, con la consideración de  $A_1=0$

a)  $\alpha = 0.2941$

b)  $S_p = S + \frac{40.8 L^2 \alpha}{E} - \frac{5.20 \gamma D A_p L}{E} \left[ \frac{1}{A_r} \right]$

$$S_p = 64 + \frac{40.8 (4275)^2 (0.2941)}{30 * 10^6} - \frac{5.20 (0.825) (4275) (2.405) (4275)}{30 * 10^6} \left[ \frac{1}{0.442} \right]$$

$S_p = 64 + 7.3098 - 6.2852 (2.2624) = 57.0899 \text{ pg}$

c)  $V = 0.357 (57.0899) (18) = 366.859 \text{ bl/ida}$

d)  $E_v = 283 / 366.859 = 0.7714$

e)  $W_r = 6,968.25 \text{ lb}$

f)  $W_f = 3,008.85 \text{ lb}$

g)  $C_i = 7,742.58 \text{ lb}$

h)  $W_{m\acute{a}x} = 12,026.46 \text{ lb}$

i)  $H_h = 7.346 \text{ hp}$

j)  $H_f = 5.065 \text{ hp}$

k)  $H_b = 18.62 \text{ hp}$

l)  $T_p = 14,9472.18 \text{ pg - lb}$

Unidad seleccionada:

C-160D-143-64'

**IV. 2. MÉTODO API-RP-11L.**

El método API, plantea el procedimiento de diseño exclusivamente para unidades convencionales, en esta tesis se complementa dicho procedimiento para unidades aerobalanceadas y Mark II, basándose en el planteamiento que se hace para estas unidades en el catalogo Lufkin.

Este método se lleva a cabo siguiendo los pasos que se indican en la forma API-RP-11L que se muestra en la página 118 (todas las tablas y figuras mencionadas se encuentran en el Apéndice ).

SIGNIFICADO DE LOS PARÁMETROS ADIMENSIONALES:  $N/N_o$ ,  $N/N_o$  Y  $F_o/Skr$ .

$N/N_o$  Relación de bombeo a la frecuencia natural de la sarta de varillas de un solo diámetro.

$N/N_o$  Relación de velocidad de bombeo a la frecuencia natural de la sarta de varillas combinadas.

El valor de  $N_o$ , la frecuencia natural de la sarta de varillas combinada, generalmente es de 30 vibraciones por minuto o mayor, la velocidad de bombeo rara vez será mayor de 20 spm, por lo tanto, el valor de  $N/N_o$  variará entre 0.0 y 0.6.

La frecuencia natural de la sarta de varillas combinadas  $N/N_o$  se define como:

$$N_o = \frac{F_c a}{4 L}$$

En donde:

$F_c$  = Constante de proporcionalidad que depende del diseño de varillas, también conocido como factor de frecuencia.  $F_c = 1$ , si la sarta de varillas es de un solo diámetro.

$a$  = Velocidad del sonido en el acero.

$$\frac{N}{N_o} = \frac{a N L}{F_c a}$$

Teóricamente  $a = 17,000$  pie /seg

Prácticamente  $a = 16,300 \text{ pie / seg} = 978,000 \text{ pie / min}$

$$\frac{N}{N_0} = \frac{N L}{245,000 F_c}$$

$F_0 / S_{tr}$

Relación del alargamiento de las varillas a la carrera de la varilla pulida.

El parámetro adimensional  $F_0/S_{tr}$  representa el alargamiento de varillas. El alargamiento real inducido por la carga de fluido,  $F_0$  es  $F/k_r$ .

Entonces,  $(F_0/k_r)/S$  es el alargamiento de varillas expresado en fracción de la carrera de la varilla pulida.

Para sartas de un solo diámetro:

$$k_r = \frac{E A}{L}$$

Para sartas de diámetro variable:

$$\frac{1}{k_r} = \frac{1}{E} \left[ \frac{L_1}{A_1} + \frac{L_2}{A_2} + \dots \right]$$

El término  $F_0/S_{tr}$  da el alargamiento de las varillas causado por la aplicación estática de la carga de fluido en porcentaje de la carrera de la varilla pulida. Ejemplo:  $F_0 / S_{tr} = 0.1$ .

Significa que el alargamiento de varillas es el 10 % de la carrera de la varilla pulida. A velocidades muy bajas, el alargamiento adimensional de las varillas y la velocidad de bombeo se relacionan de la forma siguiente:

$$\frac{S_p}{S} = 1.0 - \frac{F_0}{S_{tr}}$$

Los cálculos de torsión se realizaron usando el cociente:

$$\frac{W_{rf}}{S_{tr}} = 0.3$$

Si el valor es  $\neq 0.3$ , se debe hacer la corrección indicada en la Fig. 12.

**DEFINICIONES ADICIONALES.**

- Carrera del émbolo.

$$S_p = [(S_p/S) * S] - [F_o * 1 / k_1]$$

Si la tubería de producción está anclada  $1/k_1 = 0$

El término  $(S_p/S)$  se obtiene de la Fig. 7

- Desplazamiento de la bomba.

D = Diámetro del émbolo

$$PD = 0.1166 * S_p * N * D^2$$

- Máxima carga en la varilla pulida.

Se muestra en dos formas:

- 1) Para quienes prefieren expresar la carga de fluido como función del área neta del émbolo.

$$PPRL = 0.433 L (A_p - A_r) + W_{rf} + W_{ra} (S N^2 / 70,500)$$

- 2) Otra aproximación que da idénticos resultados, define la carga de fluidos como función del área total del émbolo:

$$PPRL = 0.433 L (A_p) + W_{rf} + W_{ra} (S N^2 / 70,500)$$

o bien:

$$PPRL = F_o + W_{rf} + W_{ra} (S N^2 / 70,500)$$

Para unidades con geometría especial:

$$PPRL = F_o + W_{rf} + 0.6 W_{ra} (S N^2 / 70,500)$$

Para unidades balanceadas con aire:

$$PPRL = F_o + W_{rf} + 0.7 W_{ra} (S N^2 / 70,500)$$

Obviamente, el método convencional para la predicción de PPRL, toma en cuenta la aceleración de la sarta de varillas, pero no así, los efectos armónicos de la vibración de la sarta.



El método API para la predicción de PPRL ocupa la ecuación:

$$PPRL = W_{rf} + (F_1 / S_{kr}) S_{kr}$$

El parámetro adimensional  $F_1 / S_{kr}$  se obtiene de la Fig. 8

En la Fig. 8 se toma en cuenta el efecto armónico de la sarta de varillas, así como los efectos normales de aceleración. El método API no introduce ningún factor para tomar en cuenta las unidades con geometría especial.

- **Máxima carga en la varilla pulida.**

La fórmula para la mínima carga en la varilla pulida para unidades de geometría convencional, es:

$$MPRL = W_{rf} - W_{ra} (S N^2 / 70,500)$$

Para unidades de geometría especial:

$$MPRL = W_{rf} - 1.4 W_{ra} (S N^2 / 70,500)$$

Para unidades balanceadas con aire:

$$MPRL = W_{rf} - 1.3 W_{ra} (S N^2 / 70,500)$$

Nuevamente la desaceleración de la sarta es considerada, pero los efectos dinámicos no lo son.

El método API para la predicción de la carga mínima en la varilla pulida es:

$$MPRL = W_{rf} - (F_2 / S_{kr}) S_{kr}$$

El parámetro adimensional  $F_2 / S_{kr}$  se obtiene de la (Fig. 9)

En la Fig. 9 se considera los efectos normales de desaceleración más los efectos armónicos de las varillas.

- **Torsión máxima.**

El método convencional para el cálculo de la torsión máxima en unidades con geometría convencional, es:

$$PT = [(PPRL) - (MPRL)] * S/2 * G$$

El método API para el cálculo de la torsión máxima es:

$$PT = (2 T / S^2 k_r) * S_{kr} * S/2 * T_a$$

El factor  $(2 T / S^2 k_r)$  se obtiene de la (Fig. 10)

Tanto el método convencional como el API para el cálculo de la máxima torsión, suponen que las cargas máxima y mínima ocurren a los 75° y 285° de la posición de la manivela, respectivamente.

Otra suposición es que no hay golpeteo o interferencia de gas.

El método API-RP-11L no incluye la predicción de torsión máxima para las unidades con geometría especial.

El método API también supone que la eficiencia mecánica de la unidad de bombeo es 100 %, algunos métodos convenciones hacen la misma suposición, aunque uno de los mayores fabricantes usa una eficiencia mecánica de 93 %.

Una suposición más en el método API y en el convencional, es que la unidad siempre este perfectamente balanceada.

- Potencia en la varilla pulida.

$$PRHP = (F_3 / S_{kr}) * S_{kr} * S * N * 2.53 * 10^{-6}$$

- Contrapeso requerido.

$$CBE = 1.06 (W_{rf} + \frac{1}{2} F_o)$$

## CÁLCULO DEL DISEÑO CONSIDERACIONES Y CÁLCULOS PARA TODO TIPO DE UNIDAD

Objetivo: Determinar Sp, PD, W máx., W mín., TP, Hb y CBE.

Datos conocidos o supuestos:

Nivel neto, LN = \_\_\_\_\_ pies.      Velocidad de bombeo, N = \_\_\_\_\_ rpm.      Diámetro del émbolo, dp = \_\_\_\_\_ pg.  
 Prof. de bomba, L = \_\_\_\_\_ pies.      Longitud de carrera, S = \_\_\_\_\_ pg.      Densidad relativa, γ = \_\_\_\_\_  
 Diámetro de TP, dt = \_\_\_\_\_ pg.      Varillas de succión \_\_\_\_\_  
 está anclada ? Si, No.

Factores leídos de las Tablas 3 y 6:

1. wr = \_\_\_\_\_ (Tabla 3, columna 4).      3. Fc = \_\_\_\_\_ (Tabla 3, columna 5).  
 2. Er = \_\_\_\_\_ (Tabla 3, columna 4).      4. Et = \_\_\_\_\_ (Tabla 6, columna 5).

Cálculo de variables adimensionales:

5. Fo = 0.340 \* γ \* dp<sup>3</sup> \* LN = 0.340 \* \_\_\_\_\_ \* \_\_\_\_\_ \* \_\_\_\_\_ = \_\_\_\_\_ lb.  
 6. 1/kr = Er \* L = \_\_\_\_\_ \* \_\_\_\_\_ = \_\_\_\_\_ pg/lb.      9. N/No = N \* L + 245000 = \_\_\_\_\_ \* \_\_\_\_\_ + 245000 = \_\_\_\_\_.  
 7. Skr = S + 1/kr = \_\_\_\_\_ + \_\_\_\_\_ = \_\_\_\_\_ lb.      10. N/No' = N/No + Fc = \_\_\_\_\_ + \_\_\_\_\_ = \_\_\_\_\_  
 8. Fo/Skr = \_\_\_\_\_ + \_\_\_\_\_ = \_\_\_\_\_      11. 1/kt = Et \* L = \_\_\_\_\_ \* \_\_\_\_\_ = \_\_\_\_\_ lb/pg.

Cálculo de Sp y PD:

12. Sp/S = \_\_\_\_\_ (Fig. 7)  
 13. Sp = [(Sp/S) \* S] - [Fo \* 1/kt] = [ \_\_\_\_\_ \* \_\_\_\_\_ ] - [ \_\_\_\_\_ \* \_\_\_\_\_ ] = \_\_\_\_\_ pg.  
 14. PD = 0.1166 \* Sp \* N \* dp<sup>2</sup> = 0.1166 \* \_\_\_\_\_ \* \_\_\_\_\_ \* \_\_\_\_\_ = \_\_\_\_\_ BPD.

Determinación de los parámetros adimensionales:

15. Wr = wr \* L = \_\_\_\_\_ \* \_\_\_\_\_ = \_\_\_\_\_ lb.      17. Wr/Skr = \_\_\_\_\_ + \_\_\_\_\_ = \_\_\_\_\_  
 16. Wrf = Wr [1 - (0.128 γ)] = \_\_\_\_\_ [1 - (0.128 \* \_\_\_\_\_)] = \_\_\_\_\_ lb.

Factores adimensionales leídos de las Figs. 8 a 12. :

18. F<sub>1</sub>/Skr = \_\_\_\_\_ (Fig. 8).      20. 2T/S<sup>3</sup>kr = \_\_\_\_\_ (Fig. 10).  
 19. F<sub>2</sub>/Skr = \_\_\_\_\_ (Fig. 9).      21. F<sub>3</sub>/Skr = \_\_\_\_\_ (Fig. 11).      22. Ta = \_\_\_\_\_ (Fig. 12)

**UNIDAD CONVENCIONAL**

Cálculo de las características de operación:

- 23.  $W \text{ máx.} = Wrf + [(F_1/Skr) * Skr] = \text{---} + [ \text{---} * \text{---} ] = \text{---} \text{ lb.}$
- 24.  $W \text{ mín.} = Wrf - [(F_2/Skr) * Skr] = \text{---} - [ \text{---} * \text{---} ] = \text{---} \text{ lb.}$
- 25.  $Tp = (2U/s^2kr) * Skr * S/2 * Ta = \text{---} * \text{---} * \text{---} * \text{---} = \text{---} \text{ lb-pg.}$
- 26.  $Hb = (F_2/Skr) * Skr * S * N * 2.53 * 10^4 = \text{---} * \text{---} * \text{---} * \text{---} * 2.53 * 10^4 = \text{---} \text{ hp.}$
- 27.  $CBE = 1.06 (Wrf + 1/2 Fo) = 1.06 ( \text{---} + \text{---} ) = \text{---} \text{ lb.}$
- 28.  $S \text{ máx.} = W \text{ máx.} + A \text{ top} = \text{---} + \text{---} = \text{---} \text{ lb/pg}^2.$
- 29.  $Hpf = L * PD + 56000 = \text{---} * \text{---} + 56000 = \text{---} \text{ hp.}$

**UNIDAD AEROBALANCEADA**

Cálculo de las características de operación:

- 23.  $W \text{ máx.} = Wrf + Fo + 0.85 [(F_1/Skr) * Skr - Fo] = \text{---} + \text{---} + 0.85 [ \text{---} * \text{---} - \text{---} ] = \text{---} \text{ lb.}$
- 24.  $W \text{ mín.} = W \text{ máx.} - [(F_1/Skr) + (F_2/Skr)] Skr = \text{---} - [ \text{---} + \text{---} ] * \text{---} = \text{---} \text{ lb.}$
- 25.  $Tp = (2U/s^2kr) * Skr * S/2 * Ta * 0.96 = \text{---} * \text{---} * \text{---} * \text{---} * 0.96 = \text{---} \text{ lb-pg.}$
- 26.  $Hb = (F_2/Skr) * Skr * S * N * 2.53 * 10^4 = \text{---} * \text{---} * \text{---} * \text{---} * 2.53 * 10^4 = \text{---} \text{ hp.}$
- 27.  $CBE = 1.06 (W \text{ máx.} + W \text{ mín.}) + 2 = 1.06 ( \text{---} + \text{---} ) + 2 = \text{---} \text{ lb.}$
- 28.  $S \text{ máx.} = W \text{ máx.} + A \text{ top} = \text{---} + \text{---} = \text{---} \text{ lb/pg}^2.$
- 29.  $Hpf = L * PD + 56000 = \text{---} * \text{---} + 56000 = \text{---} \text{ hp.}$

**UNIDAD MARK II**

Cálculo de las características de operación:

- 23.  $W \text{ máx.} = Wrf + Fo + 0.75 [(F_1/Skr) * Skr - Fo] = \text{---} + \text{---} + 0.75 [ \text{---} * \text{---} - \text{---} ] = \text{---} \text{ lb.}$
- 24.  $W \text{ mín.} = W \text{ máx.} - [(F_1/Skr) + (F_2/Skr)] Skr = \text{---} - [ \text{---} + \text{---} ] * \text{---} = \text{---} \text{ lb.}$
- 25.  $Tp = (W \text{ máx.} * 0.93 - w \text{ mín.} * 1.2) * S + 4 = ( \text{---} * 0.93 - \text{---} * 1.2 ) * \text{---} + 4 = \text{---} \text{ lb-pg.}$
- 26.  $Hb = (F_2/Skr) * Skr * S * N * 2.53 * 10^4 = \text{---} * \text{---} * \text{---} * \text{---} * 2.53 * 10^4 = \text{---} \text{ hp.}$
- 27.  $CBE = 1.04 (W \text{ máx.} + 1.25 * W \text{ mín.}) + 2 = 1.04 ( \text{---} + 1.25 * \text{---} ) + 2 = \text{---} \text{ lb.}$
- 28.  $S \text{ máx.} = W \text{ máx.} + A \text{ top} = \text{---} + \text{---} = \text{---} \text{ lb/pg}^2.$
- 29.  $Hpf = L * PD * 0.8 + 56000 = \text{---} * \text{---} * 0.8 + 56000 = \text{---} \text{ hp.}$

**IV. 2. 1 Ejemplo de aplicación del método API-RP-11L.<sup>7</sup>**

Para un pozo en el campo petrolero de Arkansas, se tiene una bomba con un émbolo de 1 ¾ pg, está colocada en una tubería de producción de 2 pg con 4,275 pies de varillas de succión de ¾ pg. Se sabe que el nivel de fluido es bajo. Cuando se bombea a 18 spm con una longitud de carrera de 64 pg, la producción es de 283 bl/día de un fluido con densidad relativa de 0.825. a partir de esta información se hacen los cálculos necesarios para poder seleccionar una unidad de bombeo mecánico.

Realizar los cálculos considerando la tubería de producción desanclada y también anclada.

SOLUCIÓN

Datos:

- Diámetro del émbolo ( $d_p$ ) = 1 ¾ pg
- Diámetro de la TP (d.t.p.) = 2 pg
- Nivel del fluido (H) = Profundidad de la bomba (L) = 4,275 pie
- Velocidad de bombeo (N) = 18 spm
- Carrera del émbolo (S) = 64 pg
- Densidad relativa del fluido (G) = 0.825
- Tipo de varillas = 100 % de ¾ pg

T.P. DESANCLADA

- De la Tabla 3, Apéndice:

- 1.-  $W_r = 1.634$  (lb / pie); (Tabla 3 columna 3)
- 2.-  $E_r = 0.833 * 10^{-6}$  (pg/lb-pie); (Tabla 3 columna 4)
- 3.-  $F_c = 1.0$ ; (Tabla 3 columna 5)

- De la Tabla 4, Apéndice:

- 4.-  $E_t = 0.500 * 10^{-6}$  (pg/lb-pie); (Tabla 4, columna 5)

- Cálculo de las variables no - dimensionales

- 5.-  $F_o = 0.340 * G * D^2 * H = 0.340 * 0.825 * 1.75^2 * 4,275 = 3,672.36$  (lb)
- 6.-  $1 / k_r = E_r * L = (0.883 * 10^{-6}) * 4275 = 3.775 * 10^{-3}$  (pg/lb)

$$7.- S_{kr} = S / (1 / k_t) = 64 / 3.775 * 10^{-3} = 16,954.43 \text{ (lb)}$$

$$8.- F_o / S_{kr} = 3,267.36 / 16,954.43 = 0.217$$

$$9.- N / N_o = (N * L) / 24,5000 = (18 * 4275) / 24,5000 = 0.314$$

$$10.- N / N_o = (N / N_o) / F_c = 0.314 / 1.00 = 0.314$$

$$11.- 1 / k_t = E_t * L = (0.500 * 10^{-6}) * 4,275 = 2.14 * 10^{-3} \text{ (pg / lb)}$$

- Cálculo de  $S_p$  y PD

$$12.- S_p / S = 0.875 ; \text{ (Fig. 7 con los datos } (N / N_o) \text{ y } (F_o / S_{kr}))$$

Carrera del émbolo

$$13.- S_p = ((S_p / S) * S) - (F_o * 1 / k_t)$$

$$S_p = (0.875 * 64) - (3,672.36 * 2.14 * 10^{-3}) = 48.14 \text{ (pg)}$$

Desplazamiento de la bomba

$$PD = 0.1166 * S_p * N * D^2 = 0.1166 * 48.14 * 18 * 1.75^2 = 309.42 \text{ (pg)}$$

Nota : Si este gasto no se aproxima al que se desea, se repetirá a partir del paso No. 9, variando el valor de N.

- Cálculo de parámetros no - dimensionales

$$15.- W = W_t * L = 1.634 * 4275 = 6,985.35 \text{ (lb)}$$

$$16.- W_{ef} = W [1 - (0.128 * G)] = 6,985.35 [1 - (0.128 * 0.825)] = 6,247.70 \text{ (lb)}$$

$$17.- W_{ef} / S_{kr} = 6,247.70 / 16,954.43 = 0.3685$$

- Obtención de los factores útiles en la determinación de: PPRL, MPRL, PT Y PRHP

$$18.- F_1 / S_{kr} = 0.45 \text{ (Fig. 8)}$$

$$19.- F_2 / S_{kr} = 0.20 \text{ (Fig. 9)}$$

$$20.- 2 T / S_{kr}^2 = 0.36 \text{ (Fig. 10)}$$

$$21.- F_3 / S_{kr} = 0.28 \text{ (Fig. 11)}$$

$$22.- T_a = 1.00 \text{ (Fig. 12)}$$

**Cálculo de las características de operación:**

**Carga máxima en la varilla pulida.**

$$23.- \text{PPRL} = W_{rf} + (F_1 / S_{kr}) * S_{kr} = 6247.70 + (0.45 * 16,954.43)$$

$$\text{PPRL} = 13,877 \text{ (lb)}$$

**Carga mínima en la varilla pulida.**

$$24.- \text{MPRL} = W_{rf} - (F_2 / S_{kr}) * S_{kr} = 6,247.70 - (0.20 * 16,954.43)$$

$$\text{MPRL} = 2,857 \text{ (lb)}$$

**Torsión máxima.**

$$25.- \text{PT} = (2 T / S^2 k_r) * S_{kr} * (S / 2) * T_a = 0.36 * 16,954.43 * 32 * 1.0$$

$$\text{PT} = 195,315 \text{ (lb - pg)}$$

**Potencia en la varilla pulida.**

$$26.- \text{PRHP} = (F_3 / S_{kr}) * S_{kr} * S * N * 2.53 * 10^{-6}$$

$$\text{PRHP} = 0.28 * 16,954.43 * 64 * 18 * 2.53 * 10^{-6}$$

$$\text{PRHP} = 13.836 \text{ (hp)}$$

**Contrabalanceo.**

$$27.- \text{CBE} = 1.06 (W_{rf} + \frac{1}{2} F_o) = 1.06 * (6,247.7 + 3,672.36 / 2)$$

$$\text{CBE} = 8,569 \text{ (lb)}$$

Finalmente, con estas características se selecciona la unidad adecuada, resultando:

La unidad C-160D-143-64 (del catálogo Lufkin)<sup>4</sup>

**T.P. ANCLADA**

\* Hasta el punto No. 12; los puntos que varían, son:

- Punto No. 4; el valor de  $E_t = 0$  cuando la T.P. está anclada

- Punto No. 11; el valor de  $1 / k_t = 0$ , por la misma condición de  $E_t$

- Cálculo de  $S_p$  y PD

$$13.- S_p = (S_p / s) * S = 0.875 * 64 = 56 \text{ (pg)}$$

$$14.- PD = 0.1166 * S_p * N * D^2 = 0.1166 * 56 * 18 * 1.75^2 = 360 \text{ lb / ida}$$

\* En los puntos siguientes (del 15 al 27), los resultados son idénticos, resultando entonces como unidad seleccionada:

La unidad C-160D-143-64<sup>4</sup>



FALTA PAGINA

No.

124

## CAPÍTULO V

### DIAGNÓSTICO: DINAMÓMETRO Y CARTA DINAMOMÉTRICA

#### **V. 1 DINAMÓMETRO.**

La palabra dinamómetro viene del griego; dina, medición de fuerza y metro, magnitud, medición de magnitud. De aquí que un dinamómetro para la varilla pulida, es un dispositivo con el que se toma un registro continuo del patrón de fuerzas a través del desplazamiento de la varilla pulida.

Por lo anterior, el dinamómetro es un indicador de peso que registra la carga sobre la varilla pulida y la respectiva posición de la misma; ambos registros se toman con respecto al tiempo y se dibujan en una gráfica como la de la Fig. V.1, de donde se toman los datos correspondientes a una carta dinamométrica superficial, la cual debe interpretarse para obtener una carta dinamométrica de la bomba que permita diagnosticar el comportamiento del aparejo de bombeo mecánico.

Los datos superficiales de carga contra tiempo y desplazamiento contra tiempo deben alimentarse a un programa de cómputo que requiere además de información sobre el diseño de la sarta de varillas de succión y otros parámetros relativos al diseño. Como resultado se obtienen la carta dinamométrica a la profundidad de colocación de la bomba de la cual se determinan sus condiciones de operación.

Generalmente el dinamómetro se utiliza para hacer dos tipos diferentes de análisis:

- 1) De rutina del pozo.
- 2) De los problemas en el pozo.

Cuando se usan en un análisis de la rutina del pozo, el objetivo es determinar si se ha llevado a cabo algún cambio en las condiciones de operación, estos cambios podrían ser atribuidos al pozo mismo o al equipo instalado. La historia operativa puede resultar útil cuando surgen éstas u otras dificultades.

Un concepto erróneo en la operación de los pozos con bombeo mecánico es que si un pozo está produciendo el máximo permisible, sin requerir mucho el equipo de reparación en comparación con los pozos vecinos, esta operación es considerada satisfactoria. Sin embargo, en muchos casos se ha mostrado que la mejor aplicación del equipo y el mejoramiento de las prácticas de producción, guiará a una selección más económica del equipo y a una reducción de los costos de operación. Así, otro objetivo de un análisis de rutina es evaluar todos los datos obtenidos para mejorar la operación de los equipos de bombeo mecánico.

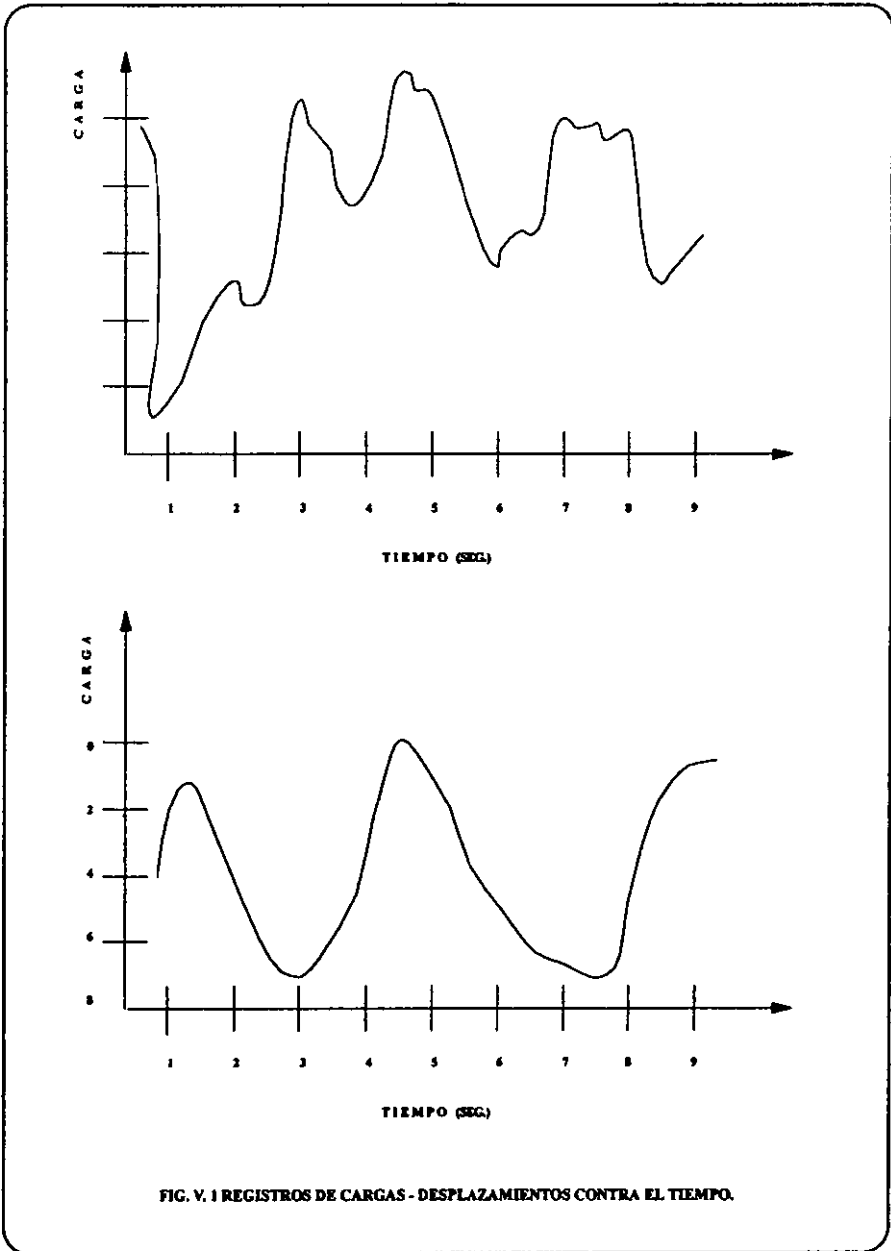


FIG. V. 1 REGISTROS DE CARGAS - DESPLAZAMIENTOS CONTRA EL TIEMPO.

El análisis de problemas de pozos difiere de los análisis de rutina en que el ingeniero de producción tiene como objetivo la determinación y eliminación de la causa de problemas. Debido a que las características de la carga en la varilla pulida pueden ser muy parecidas en varias condiciones, la importancia de reunir y utilizar todos los datos disponibles ocupan un lugar predominante. Algunas veces la determinación del problema se hace por proceso de eliminación. Así, la información por sí sola del dinamómetro no es suficiente, pero combinada con la cooperación del personal de campo y la apropiada interpretación de todos los datos disponibles se logra un diagnóstico adecuado.

Para llevar a cabo la prueba del dinamómetro en el campo, es deseable que se conozca información referente de:

- a) La instalación del equipo.
- b) Historia operativa del pozo, del equipo en servicio y el conocimiento de las condiciones del yacimiento.
- c) Pruebas de los fluidos de producción, preferentemente un día antes de que la prueba del dinamómetro se lleva a cabo.
- d) Datos diversos, como la velocidad de bombeo, la longitud de carrera de la varilla pulida, etc.

El conocimiento completo del comportamiento de bombeo con varillas de succión puede reducir los costos de producción e incrementar la proporción de aceite recuperado.

La técnica de análisis descrita en este trabajo está basada en el uso del dinamómetro Electrónico Delta II (Fig. V.2).

Uno de los más importante y recientes desarrollos en dinamómetros es el dinamómetro electrónico Delta II que consiste principalmente de los siguientes componentes (Fig. V.3):

- a) Transductor de carga.
- b) Transductor de posición o desplazamiento.
- c) Registrador de dos canales.

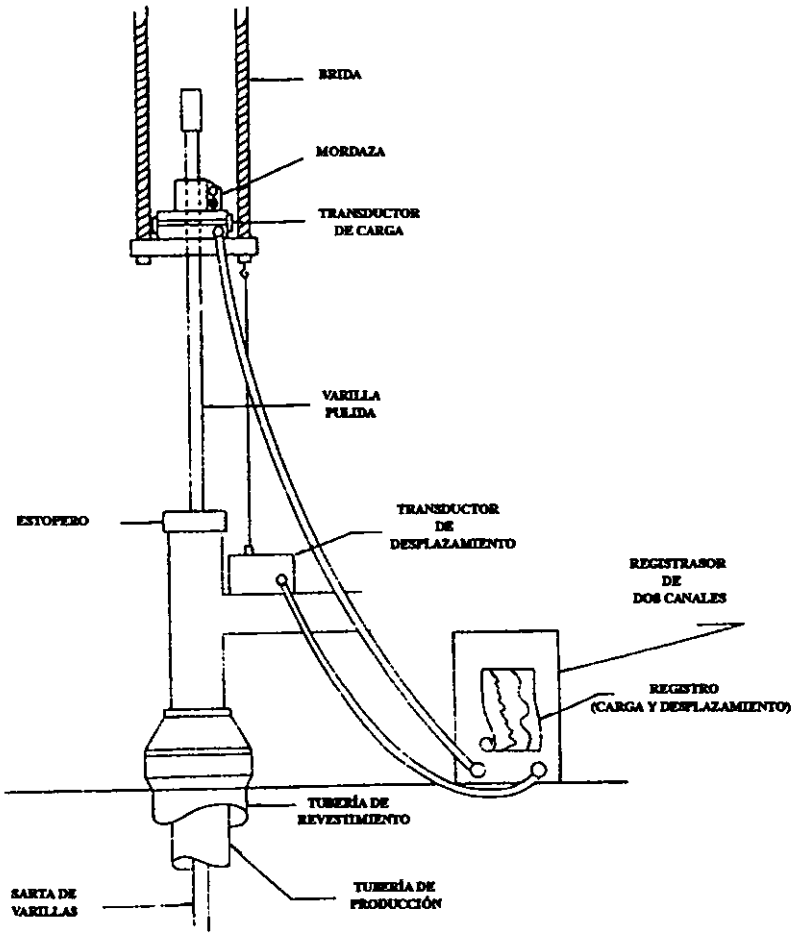


FIG. V. 2 DIAGRAMA MOSTRANDO LA INSTALACIÓN DEL DINAMÓMETRO ELECTRÓNICO DELTA II

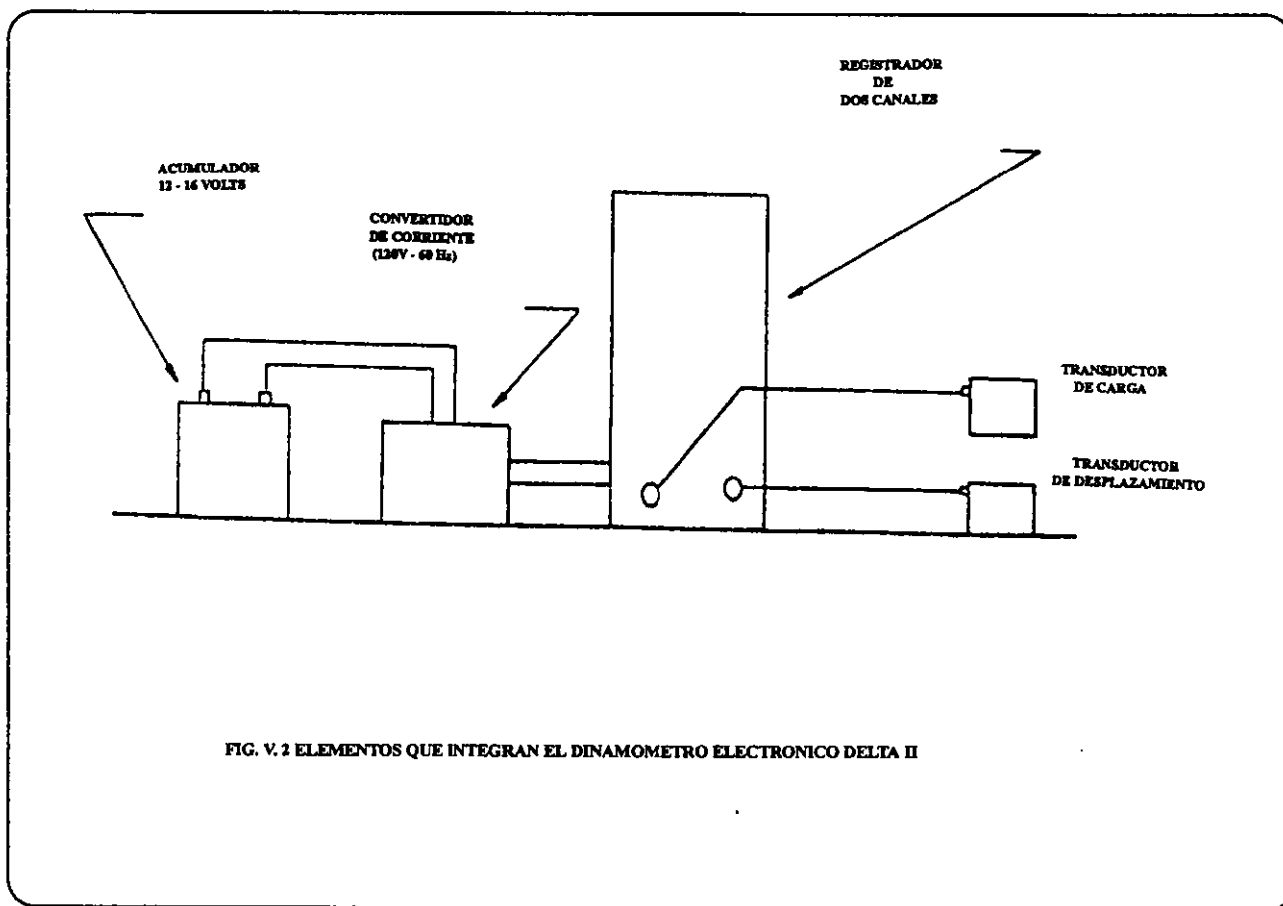


FIG. V. 2 ELEMENTOS QUE INTEGRAN EL DINAMOMETRO ELECTRONICO DELTA II

**a) TRANSDUCTOR DE CARGA.**

Es un registrador de esfuerzos de alta sensibilidad el cual va montado entre la grapa (grampa) de la varilla pulida y el soporte. Las cargas debidas a la compresión cambian la resistencia en el registrador de esfuerzos. Las diferencias resultantes de potencial a través de los registradores son grabadas en el lado derecho del registrador de dos canales en forma de carga contra tiempo.

**b) TRANSDUCTOR DE POSICIÓN.**

Es un servo - mecanismo el cual acciona a la bobina del potenciómetro. Los cambios de potencial a través de la bobina son grabadas en el lado izquierdo del registrador de dos canales en forma de desplazamiento contra tiempo.

**c) REGISTRADOR DE DOS CANALES.**

Es un sistema de grabación portátil diseñada para medir variables tales como esfuerzos, presiones, velocidades, aceleración, etc., éste registrador opera a 60 ciclos y con una potencia de 115 v. obtenida de un convertidor que es operado a partir de una batería de automóvil.

A partir de los registros de carga contra tiempo y de desplazamiento contra tiempo mostrados en la Fig. V.1, se obtienen los datos que se alimentan a la computadora.

El dinamómetro más simple sería un resorte con una escala y una pluma o estilete unido en uno de sus extremos para registrar las deflexiones del resorte sobre el papel que se desplaza en forma perpendicular al eje del resorte, como se ilustra en la Fig. V.4.

El peso  $W$  representa la carga de varillas que alarga al resorte hacia abajo y luego es liberado de dicha carga. El patrón de fuerzas describe una curva senoidal, el área bajo la primera mitad del ciclo es positiva y es negativa en la segunda mitad.

Debido a que el trabajo se define como la fuerza multiplicada por la distancia sobre la que actúa, el área bajo un diagrama de fuerza continua, es proporcional al trabajo realizado. A este diagrama de fuerzas vs. desplazamiento se le llama carta dinamométrica y da la medida exacta del trabajo efectuado en la varilla pulida, además de que "habla" de las condiciones de bombeo.

En el caso expuesto anteriormente, el peso  $W$  deflexiona al resorte y luego es liberado, regresando a su posición inicial, así que el trabajo neto realizado es cero.

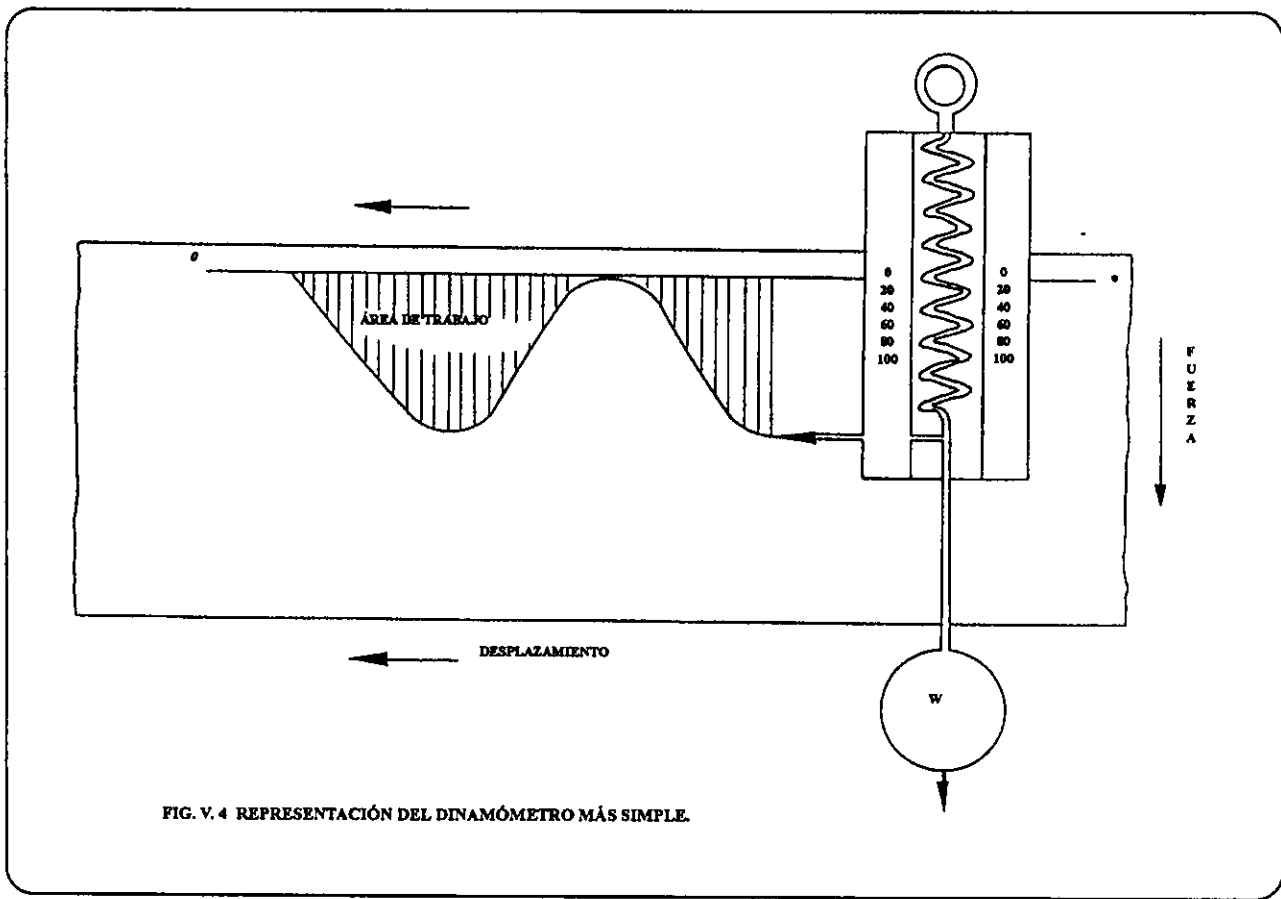


FIG. V. 4 REPRESENTACIÓN DEL DINAMÓMETRO MÁS SIMPLE.



## V. 2. CARTA DINAMOMÉTRICA.

La carta dinamométrica es un diagrama de carga contra desplazamiento resultante del registro de todas las fuerzas que actúan sobre la varilla pulida con respecto a su posición en cualquier instante durante el ciclo de bombeo. El diagrama registrado está dado con la posición de la varilla pulida en la abscisa y la carga en la ordenada.

El dinamómetro es una herramienta sumamente valiosa debido a que mediante su uso es posible obtener la siguiente información:

### 1. Cargas en el equipo superficial.<sup>3</sup>

Debido a que el dinamómetro proporciona una gráfica continua de carga y desplazamiento de la varilla pulida vs. tiempo, como se demuestra en la Fig. V.5, es posible determinar:

- a) Cargas máxima y mínima en la estructura de la unidad de bombeo.
- b) Torsión en el reductor de engranes y en el motor principal, cuando se conocen los factores de torsión.
- c) Trabajo realizado por la varilla pulida para elevar el fluido y vencer la fricción.
- d) Contrabalanceo apropiado.

### 2. Cargas en la sarta de varillas.<sup>3</sup>

- a) Carga máxima, mínima, esfuerzos en las varilla y rango de cargas.
- b) Número de inversiones de carga por ciclo de la manivela.

### 3. Comportamiento de la bomba subsuperficial.<sup>3</sup>

La magnitud del patrón de cargas es muy importante, pero también es de gran interés su forma, ya que este perfil dice mucho acerca del comportamiento de la bomba subsuperficial. El sistema de bombeo mecánico puede compararse con un sistema de transmisión, la bomba como transmisor y el dinamómetro en la varilla pulida como receptor (Fig. V.6).

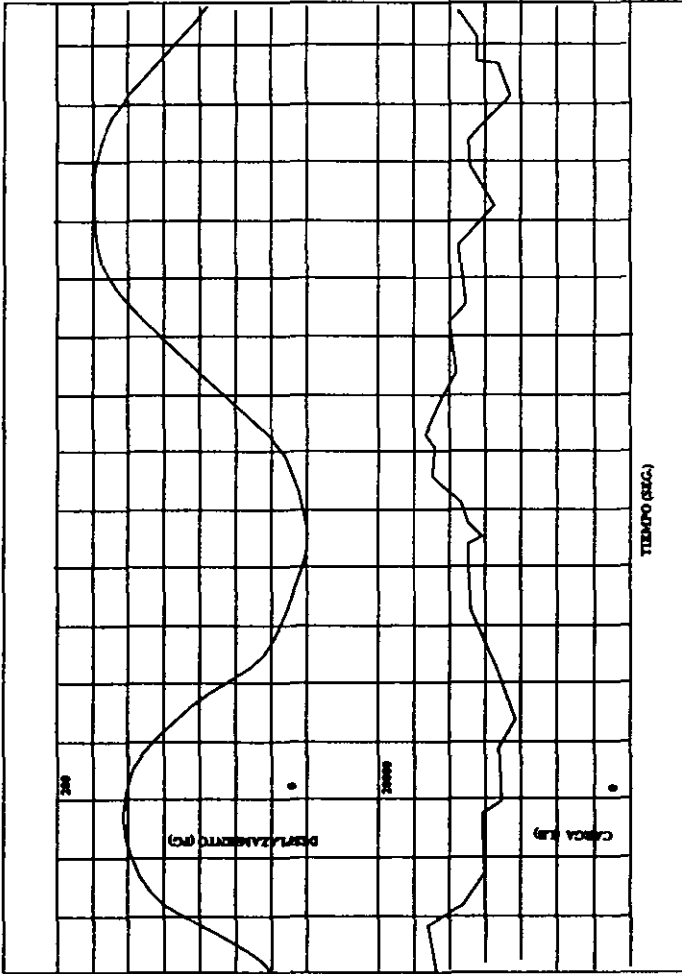


FIG. V.5 REGISTRO DE CARGA Y DESPLAZAMIENTO VS. TIEMPO OBTENIDO CON EL DINAMÓMETRO ELECTRÓNICO DELTA II.

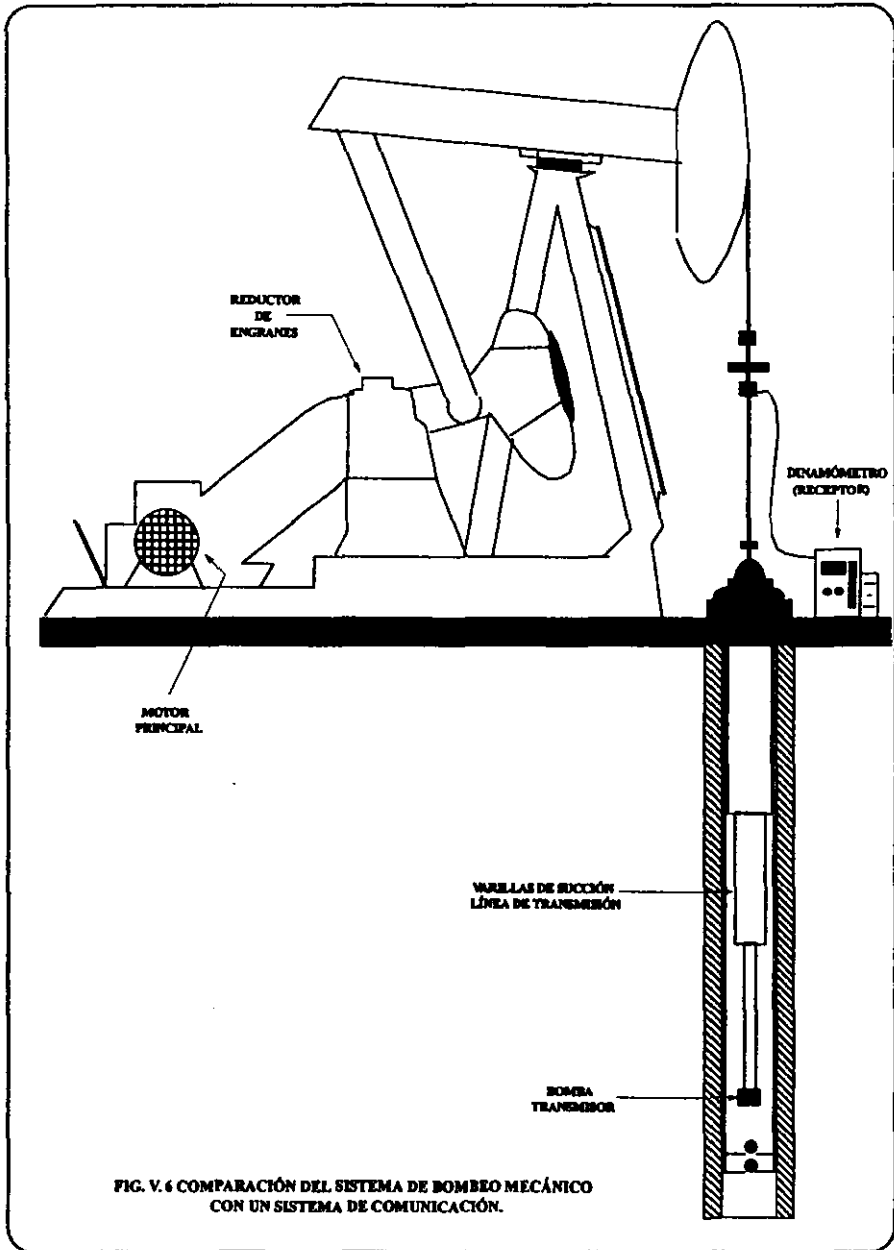


FIG. V.6 COMPARACIÓN DEL SISTEMA DE BOMBEO MECÁNICO CON UN SISTEMA DE COMUNICACIÓN.

Cada vez que la bomba realiza una carrera, se envía una señal de fuerza a lo largo de la sarta de varillas a una velocidad de 15,800 pies/segundo, hasta la superficie, donde se registra por medio del dinamómetro. Cada condición distinta en el fondo del pozo, envía una señal de fuerza diferente a la superficie y en algunos casos, un analista experimentado, puede determinar el comportamiento de la bomba, interpretando la forma del perfil de la gráfica dinamométrica para diagnosticar uno o varios de los siguientes aspectos:

- Condiciones de trabajo de las válvulas viajera o de pie.
- La existencia de golpeteo de fluidos y su magnitud.
- Candado de gas en la bomba
- Fricción excesiva.
- Si la bomba está o no bombeando en vacío.
- Condición de sobreviaje del émbolo o reducción del viaje del mismo.

#### **V. 2. 1 Limitación de la interpretación visual.**

En pozos someros, donde la carga de varillas y fluido se comporta como una masa concentrada, la carta dinamométrica superficial es suficiente para determinar las cargas y diagnosticar problemas desde el motor principal hasta la bomba subsuperficial.

En cambio para pozos profundos, la naturaleza elástica de la sarta de varillas presenta un patrón de cargas más complejo y la interpretación visual de una carta dinamométrica superficial para diagnosticar problemas pozo abajo, es casi siempre imposible. La información que puede obtenerse de la interpretación visual es cualitativa y su éxito depende de la experiencia del analista.

#### **V. 2. 2 Avances de la interpretación de la carta dinamométrica.**

En el año de 1959, el Centro de Investigación de Kansas City, Missouri, desarrolló un procedimiento para una computadora eléctrica analógica, que relacionó el patrón de esfuerzos en la varilla pulida con la carga en la bomba subsuperficial, es decir, la carta dinamométrica que hizo posible el análisis exacto del comportamiento de la bomba.

También S. G. Gibbs, desarrolló una técnica para generar una carta dinamométrica de la bomba subsuperficial muy exacta, a partir de una carta dinamométrica superficial, utilizando un modelo matemático para resolver la ecuación de transmisión de ondas de esfuerzos mediante computadora.

La información que se obtiene con estos métodos, además de ser exacta, permite obtener datos importantes como: la existencia de fugas, movimientos de la tubería de producción, cartas dinamométricas a diferentes profundidades a lo largo de la sarta de varillas, mal funcionamiento de anclas o empaques, fricción, etc.

### V. 3 CONSTRUCCIÓN DE UNA CARTA DINAMOMÉTRICA TÍPICA.

La interpretación de una carta dinamométrica superficial tomada en algún pozo es un tema complejo que cae fuera de los alcances de estas notas. Sin embargo, sí es posible construir una carta dinamométrica del tipo encontrado en pozos de profundidad somera a media.

La construcción se realiza descomponiendo a la carta en sus más simples elementos y paso a paso se incluyen las deformaciones que sufre, hasta obtener la forma de la carta dinamométrica típica.

Recordando el concepto de la masa de varillas y fluido concentrado, supóngase que la varilla pulida de la unidad de bombeo, empieza a levantar la carga lentamente hasta la parte superior de la carrera. En este momento la masa concentrada se cambia por otra más pequeña equivalente al peso de las varillas solas y regresa la fondo de la carrera también lentamente. El patrón de carga registrado en una gráfica, sería similar al de la Fig. V.7.

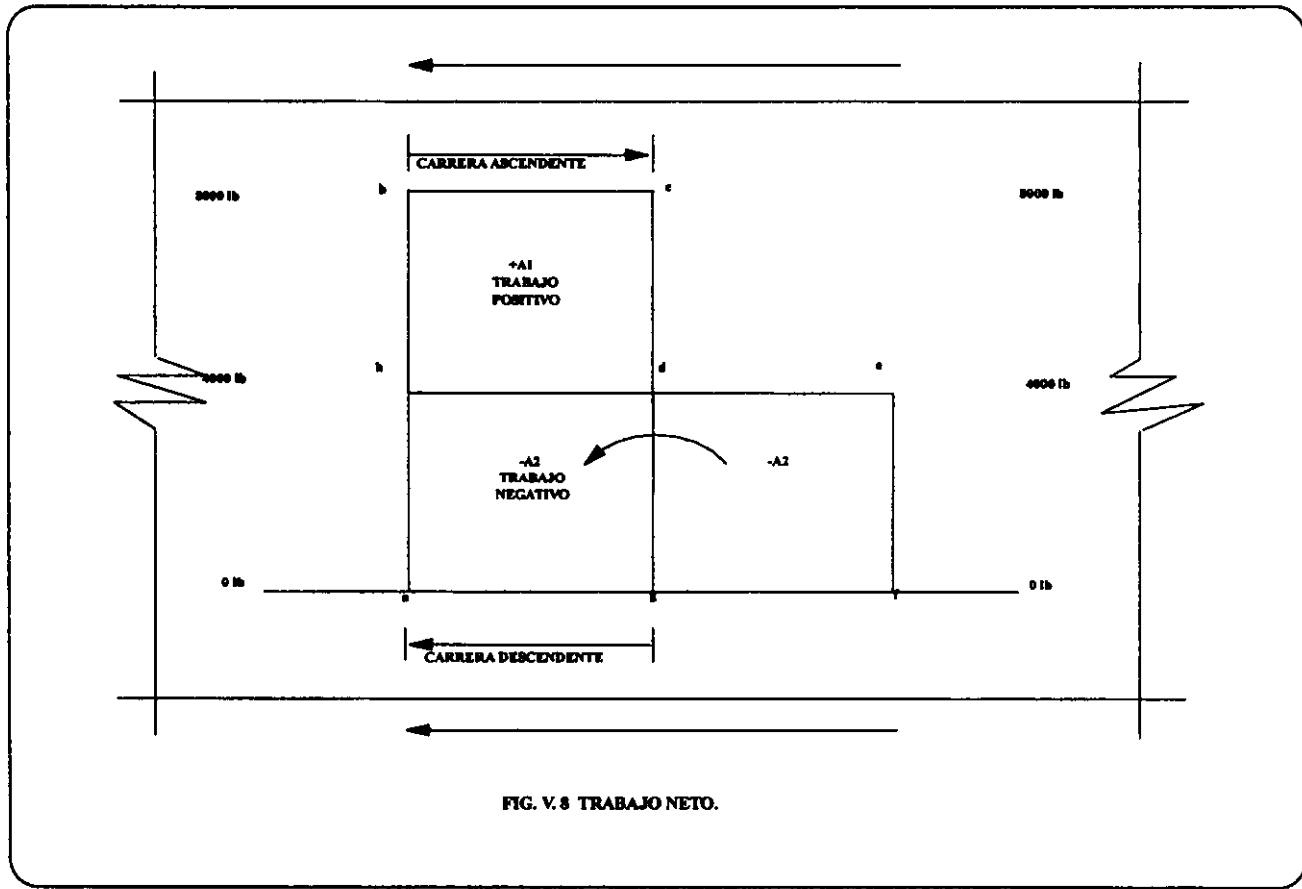
El área  $A_1$  (a, h, b, c, d, g) es proporcional al trabajo positivo realizado por la unidad en la varilla pulida para elevar a las varillas y al fluido. El área  $A_2$  (d, e, f, g) es proporcional al trabajo negativo realizado por las varillas flotando conforme son jaladas hacia abajo por la fuerza de gravedad.

Debido a que las cartas dinamométricas se dibujan en gráficas que representan movimiento, hacia adelante en la carrera ascendente y hacia atrás en la carrera descendente.

La presentación de la Fig. V.7, debe doblarse de modo que pueda apreciarse la diferencia entre las áreas  $A_1$  y  $-A_2$ , es decir, el trabajo neto realizado, representado por el rectángulo (h, b, c, d) de la Fig. V.8.

Este rectángulo, formado por la unión de los puntos h, b, c, d, describe un comportamiento ideal de la operación de la bomba, de acuerdo a la secuencia del ciclo de bombeo.





#### V. 4 COMPORTAMIENTO IDEAL.

- 1) En el punto h, la válvula viajera cierra y se inicia la carrera ascendente del émbolo.
- 2) Del punto h al punto b, la carga de fluido es transferida de la tubería de producción a la sarta de varillas.
- 3) En el punto b, la válvula de pie abre y permite la entrada de fluidos del pozo, al barril de la bomba.
- 4) De b a c, la carga de fluido es elevada por el émbolo, al mismo tiempo que se está llenando el barril de la bomba.
- 5) En el punto c, cierra la válvula de pie y se inicia la carrera descendente del émbolo, permaneciendo cerrada la válvula viajera.
- 6) De c a d, la carga de fluido es transferida de las varillas a la tubería de producción.
- 7) En el punto d, abre la válvula viajera y se establece comunicación entre el fluido en el barril y el fluido en la tubería de producción.
- 8) De d a h, el émbolo desplaza el fluido del barril de la bomba, a través de la válvula viajera, hacia la parte superior del émbolo. A partir del punto h el ciclo se repite.

El comportamiento ideal descrito para la bomba subsuperficial, es difícil de encontrar en una instalación de bombeo mecánico y requiere de condiciones muy especiales, como el hecho de que: el líquido bombeado no contenga gas, que las válvulas abran y cierren oportunamente, además, que sellen perfectamente en sus asientos respectivos, que no exista fricción de las varillas con la tubería de producción, que no intervengan fuerzas elásticas y, que la velocidad de bombeo sea sumamente baja.



## V. 5 PRINCIPIOS DE MOVIMIENTO.

Suponiendo que se tienen las mismas consideraciones anteriores, excepto que la velocidad de bombeo tiene algún valor normal. En este caso, el patrón de cargas rectangulares se modifica.

A fin de visualizar esta modificación, es necesario recordar dos principios elementales de la física:

- 1) La fuerza requerida para acelerar cualquier masa dada, es directamente proporcional a la aceleración.
- 2) En el movimiento reciprocante generado por el sistema biela - manivela, donde una masa se mueve de A a B y regresa a A, el mayor valor de aceleración se tiene en el instante en que se inicia el movimiento en A y disminuye a cero en algún punto cercano a la posición media, incrementándose una vez más hasta el máximo en la posición B.

Por lo anterior, la aceleración de la varilla pulida en movimiento, siempre es mayor cuando inicia su ascenso en el fondo y cuando inicia su descenso en la parte superior (Fig. V.9).

Entonces, el arranque desde el fondo con la masa máxima, requiriendo un mayor esfuerzo en la varilla pulida. Conforme esta masa se eleva, está sujeta a menos y menos aceleración hasta aproximadamente la mitad de la carrera ascendente, donde la aceleración es cero. Desde este punto hasta la parte superior de la carrera, la masa se desacelera, es decir, que el componente de aceleración se incrementa con signo negativo, por lo cual, se resta del peso estático de varillas y fluido.

Cuando la carga de varillas solas inicia su descenso desde la parte superior de la carrera, nuevamente la aceleración es máxima y también se resta del peso estático de las varillas, por lo cual, la carga sobre la varilla pulida es mínima. El componente de aceleración disminuye hasta aproximarse la mitad de la carrera descendente, donde una vez más, comienza a sumarse al peso de las varillas que se desaceleran otra vez hasta llegar al fondo de la carrera.

El movimiento representado, es el movimiento armónico simple en la varilla pulida, que tiende a desarrollar la aceleración lineal. En una unidad de bombeo real, la relación biela - manivela nunca se aproxima a infinito, lo cual es necesario para desarrollar el movimiento armónico simple, entonces, el patrón de aceleración en la varilla pulida queda modificado por el llamado factor de la máquina y adquiere la forma ilustrada en la Fig. V.10.

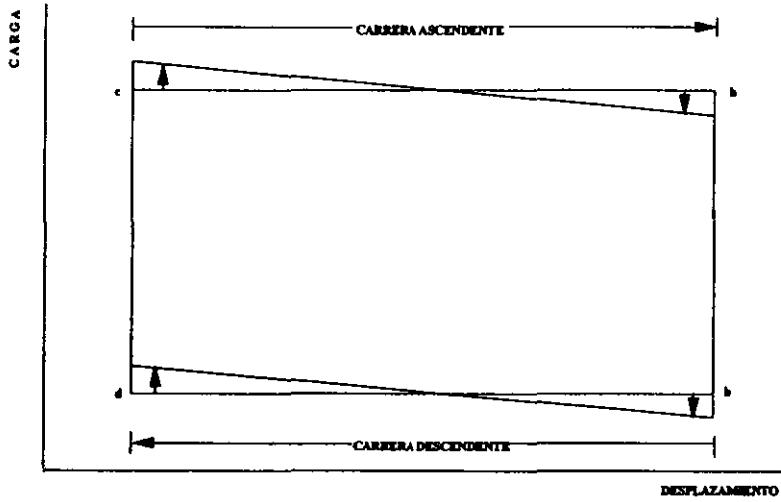


FIG. V. 9 MODIFICACIÓN A LA CARTA DINAMOMÉTRICA POR EFECTOS DE ACELERACIÓN.

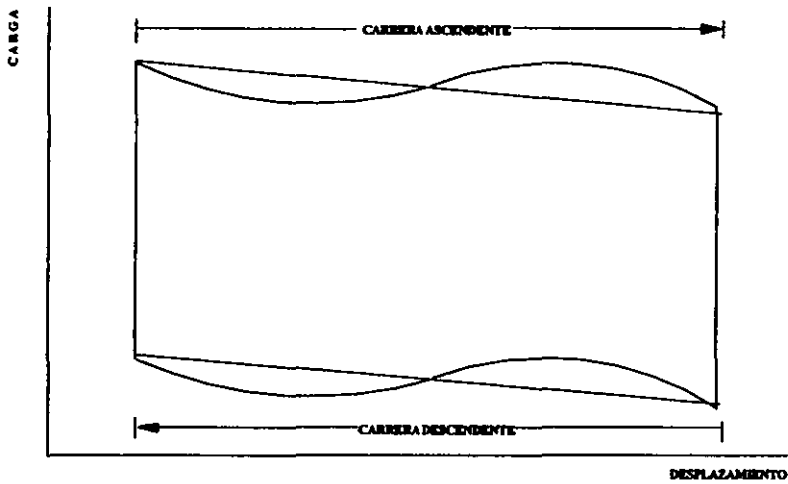


FIG. V. 10 MODIFICACIÓN A LA CARTA DINAMOMÉTRICA POR EFECTOS DEL FACTOR DE MÁQUINA.

### V. 5. 1 Alargamiento de las varillas.

Hasta ahora, se ha considerado únicamente el movimiento recíprocante de una carga diferencial en un sistema no elástico, pero la sarta de varillas es realmente una masa elástica.

La sarta de varillas elástica y su carga de fluido son elevadas por la varilla pulida, pero la carga total no se mueve hacia arriba simultáneamente como una masa concentrada, sino que cada sección de la sarta de varillas, de abajo hacia arriba, tiende a alargarse ligeramente más que la sección inmediata anterior. Conforme la varilla pulida inicia su movimiento ascendente, las varillas empiezan a alargarse y la carga en la varilla pulida se hace más y más grande. En la parte superior de la carrera, las varillas se contraen con una disminución sucesiva de la carga, la válvula viajera abre, la carga de fluido se transfiere a la tubería de producción y la sarta inicia su descenso. Este alargamiento y contracción de las varillas, modifica aún más la carta dinamométrica, como se muestra en la Fig. V.11.

### V. 5. 2 Movimiento armónico de las varillas.

Si una masa elástica de varillas está suspendida en el aire desde la parte superior de una torre alta y se le aplica una fuerza en la parte inferior, la sarta se deflexiona hacia abajo y luego vuelve hacia arriba, es decir, que la sarta tiende a vibrar con una cierta frecuencia natural.

En un pozo productor, después de que ocurre el alargamiento de las varillas la válvula viajera cierra y la sarta empieza a vibrar con su frecuencia natural. Similarmente, cuando las varillas llegan a la parte superior de la carrera, comienzan a bajar y quedan liberadas del alargamiento, entonces, la sarta inicia nuevamente su período de frecuencia natural de vibraciones. Por lo tanto, en un sistema elástico, el diagrama de cargas se modifica por el patrón de vibraciones de la sarta de varillas Fig. V. 12.

Si la frecuencia natural de una sarta dada es alta con relación a la velocidad de bombeo, existirán varios picos. Por otra parte, si la frecuencia natural de la sarta es baja con respecto a la velocidad de bombeo, únicamente se tendrá un pico.

### V. 5. 3 Amortiguamiento.

Supóngase que la sarta de varillas está vibrando a su frecuencia natural en el aire. Ésta seguirá oscilando con su movimiento hacia arriba y hacia abajo hasta que la fricción interna amortigüe esas vibraciones. Sin embargo, en realidad la sarta de varillas vibra con una pesada carga de fluido, durante la carrera ascendente, contra una considerable fuerza de fricción, por lo que la altura de las ondas de esfuerzo, será sucesivamente menor en cada vibración (Fig. V.13).

En otras palabras, no solamente la fricción interna tiende a amortiguar las vibraciones, sino que la fricción externa dada por la masa de fluido, también producirá una rápida disminución en el patrón de vibraciones. Entonces, en lugar de tener una vibración de amplitud constante, la fricción tiende a hacer que dicha vibración disminuya rápidamente.

Aunque todo lo anterior es una simplificación de un tema complejo, se considera que da una idea para entender la naturaleza y estructura de la carta dinamométrica y lo que ella "dice" del comportamiento de la bomba y del sistema de bombeo mecánico.

El conocimiento de la carta dinamométrica y su análisis, pueden maximizar los beneficios de muchos pozos productores, asegurando que la unidad de bombeo y varillas operen en la forma más económica y dentro de sus rangos de carga además, que la bomba subsuperficial está ejecutando su trabajo con máxima eficiencia.

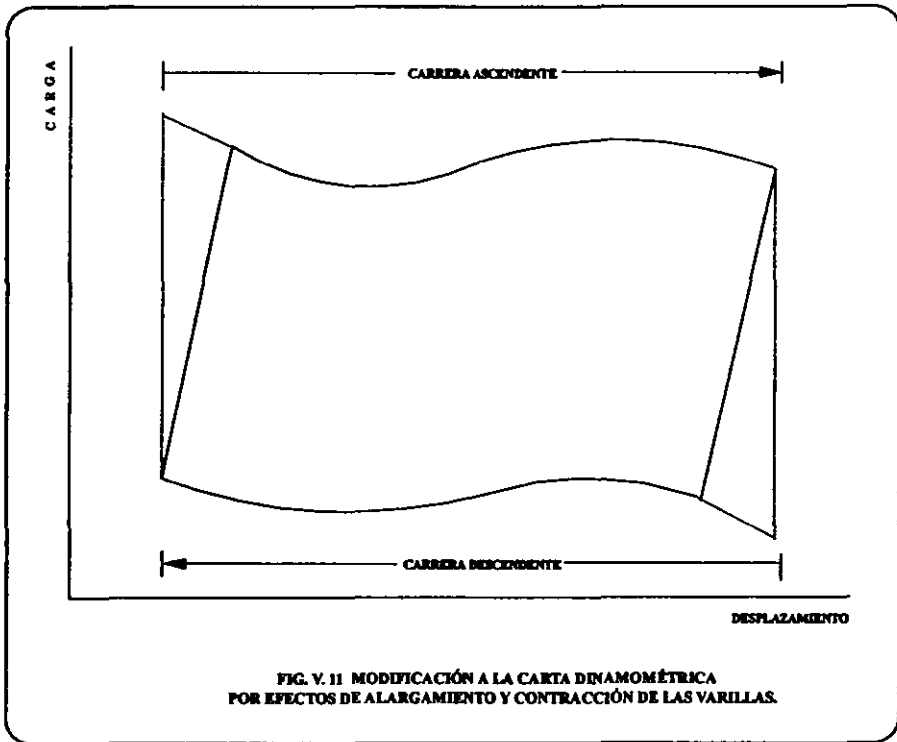


FIG. V. 11 MODIFICACIÓN A LA CARTA DINAMOMÉTRICA POR EFECTOS DE ALARGAMIENTO Y CONTRACCIÓN DE LAS VARILLAS.

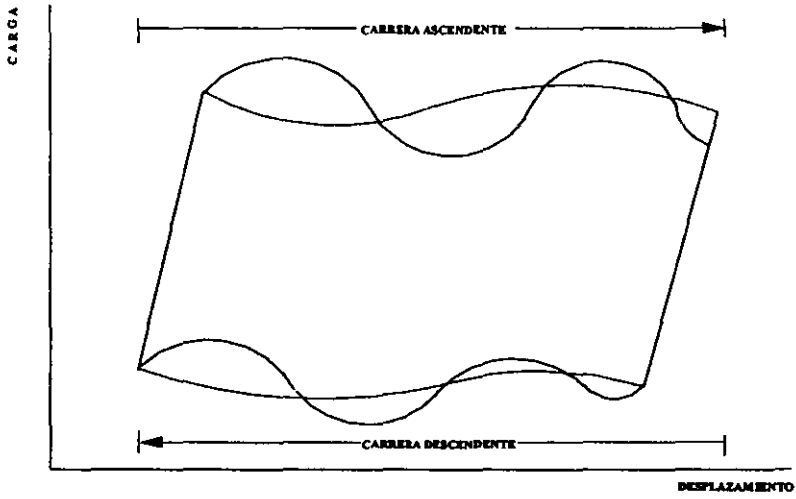


FIG. V. 12 MODIFICACIÓN A LA CARTA DINAMOMÉTRICA POR EFECTOS DE VIBRACIONES DE LA SARTA.

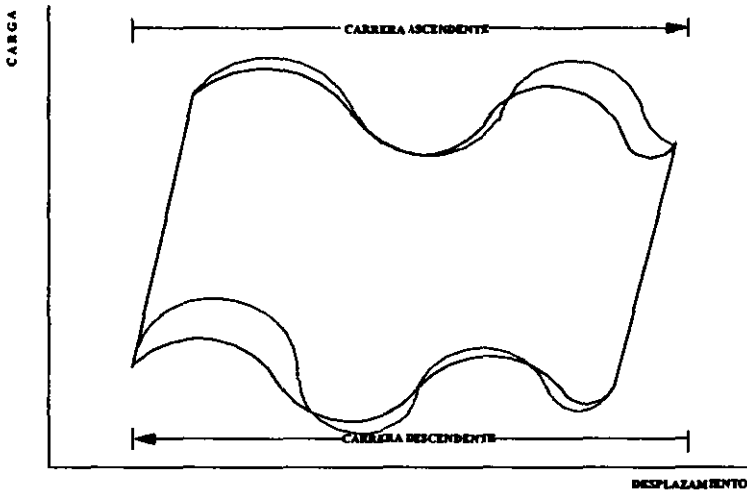


FIG. V. 13 MODIFICACIÓN A LA CARTA DINAMOMÉTRICA POR EFECTO DE AMORTIGUAMIENTO.

## V. 6 CÁLCULO DE PARÁMETROS Y PARTES DE LA CARTA: CARGAS, TORSIÓN, DESPLAZAMIENTO, POTENCIA, ETC.

El único método exacto para determinar las cargas en la sarta de varillas y resto del sistema de bombeo en el subsuelo, es por medición directa. El instrumento que se utiliza para este propósito es el dinamómetro, éste permite determinar las cargas y proporciona los medios para analizar el rendimiento del sistema de bombeo.

Los dinamómetros en general, proporcionan una carta donde se registran las cargas instantáneas sobre la varilla pulida a sus diferentes posiciones durante el ciclo de bombeo, dicha carta es la llamada carta dinamométrica<sup>3</sup>.

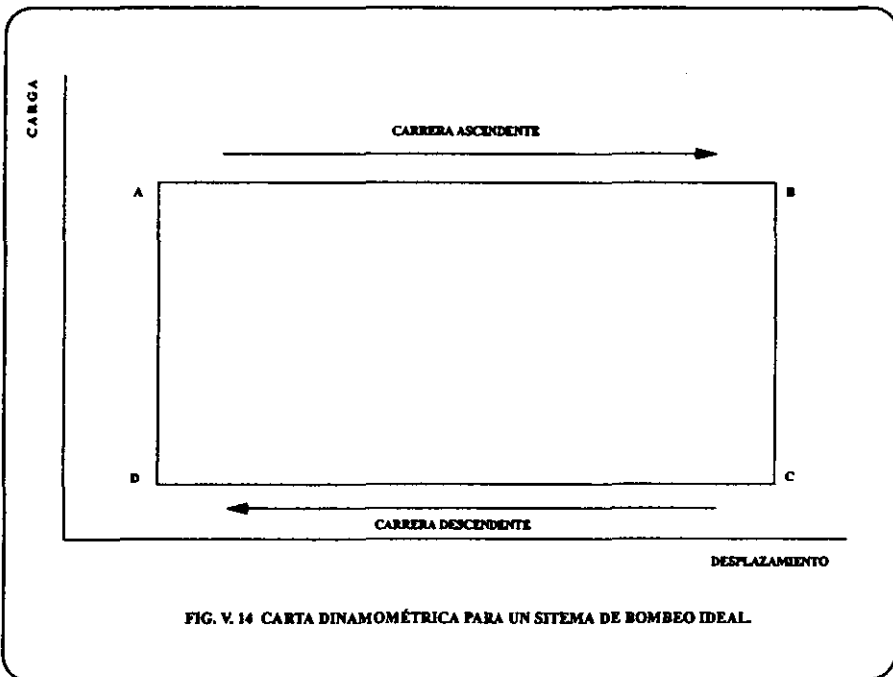
El dinamómetro electrónico consiste en una combinación electromecánica de un medidor de carga electrónico de alta sensibilidad y de un medidor de desplazamiento o transductor de posición, cada medidor va conectado a un canal de un amplificador electrónico que registra las cargas y desplazamientos en una carta de registro instantáneo. Así quedan registradas las cargas y desplazamientos instantáneos durante todo el ciclo de bombeo. Los datos así obtenidos son sometidos a un proceso matemático con computadora electrónica que permite calcular las verdaderas condiciones en el fondo del pozo, que se producen en el sistema.

Si en la carta dinamométrica se registran las cargas en la ordenada y los desplazamientos en la abscisa, además considerando que un sistema de bombeo ideal tiene las siguientes condiciones<sup>6</sup>:

- 1) El pozo es bombeado muy lentamente.
- 2) No hay fuerzas de vibración dentro del sistema.
- 3) No hay fuerzas de fricción.
- 4) La válvula de pie abre y la válvula viajera cierra instantáneamente al inicial la carrera ascendente.
- 5) La válvula de pie cierra y la válvula viajera abre instantáneamente al iniciar la carrera descendente.
- 6) No existen cambios de longitud en las varillas debido a la transferencia de carga del fluido, entonces, la carta dinamométrica para éste pozo va a ser rectangular, tal como lo muestra la Fig. V.14

En la Fig. V.14, la línea AB representa la carrera ascendente y durante ésta la carga en la varilla está formada por el peso del fluido más el peso de las varillas en el fluido. Al final de la carrera ascendente, toda la carga de fluido es transferida a la válvula de pie, y la línea CD representa la carrera descendente, donde se indica que la carga en la varilla es únicamente el peso de las mismas en el fluido. Por lo que, la forma de la carta dinamométrica ideal está en función de dos factores de carga, la carga del fluido y el peso de las varillas en él. Sin embargo, para un sistema de bombeo real es imposible obtener las condiciones ideales y básicamente los factores de carga contribuyen a la forma real de las cartas.

Para la interpretación de una carta dinamométrica real es necesario ser hábil en este campo, dicha habilidad se adquiere con el estudio y la experiencia.



Las interpretaciones de cartas que se realizan con mayor frecuencia, son de problemas comunes, como por ejemplo:

- Pozos inicialmente bombeados a velocidades sincrónicas.
- Restricciones en el pozo.
- Émbolo pegado.
- Excesiva fricción en el sistema de bombeo.
- Fallas en el llenado del barril de trabajo.
- Llenado parcial de gas en el barril.
- Paso total de gas a la bomba, debido a una falla en la válvula de pie al abrir.
- Sobrecarrera o bajocarrera del émbolo.

Es importante hacer notar que es imposible analizar un pozo, estudiando solamente una carta dinamométrica por lo que se deben considerar varias, ya que dos cartas dinamométricas de un mismo pozo no van a ser forzosamente iguales. Por lo que, a fin de que se obtenga una carta representativa del pozo, es aconsejable tomar de tres a cuatro cartas en intervalos de 15 a 20 minutos.

Además, se deben conocer las características e historia productiva del pozo.

En la actualidad el dinamómetro se ha convertido en una herramienta sumamente importante, debido a que mediante su uso es posible obtener la siguiente información:

- a) En la sarta de varillas.
- Carga máxima y mínima.
  - Esfuerzo.
  - Rango de cargas.



b) En el equipo superficial.

- Torque en el reductor de engranes y en el motor principal.
- Potencia en la varilla pulida para elevar el fluido y vencer la fricción.
- Contrabalanceo apropiado.

c) Comportamiento de la bomba subsuperficial.

Para determinar un valor de torque instantáneo, Fagg<sup>8</sup> ha obtenido un método apropiado en el que únicamente se usa la información disponible de la carta dinámometrica, considerando un movimiento armónico simple para las varilla y una velocidad angular uniforme para la manivela. También hace uso de la ecuación 3.1.14, en la cual se considera que la biela está vertical en todo momento y se desprecia la geometría de la instalación superficial. A pesar de estas limitaciones, el método es muy usado para muchos propósitos y puede ser empleado rápida y fácilmente por el ingeniero de campo.

Para entender la forma en que se obtiene la información que involucra el cálculo del torque instantáneo a partir de la carta dinámometrica, es conveniente observar detalladamente la Fig. V.15.

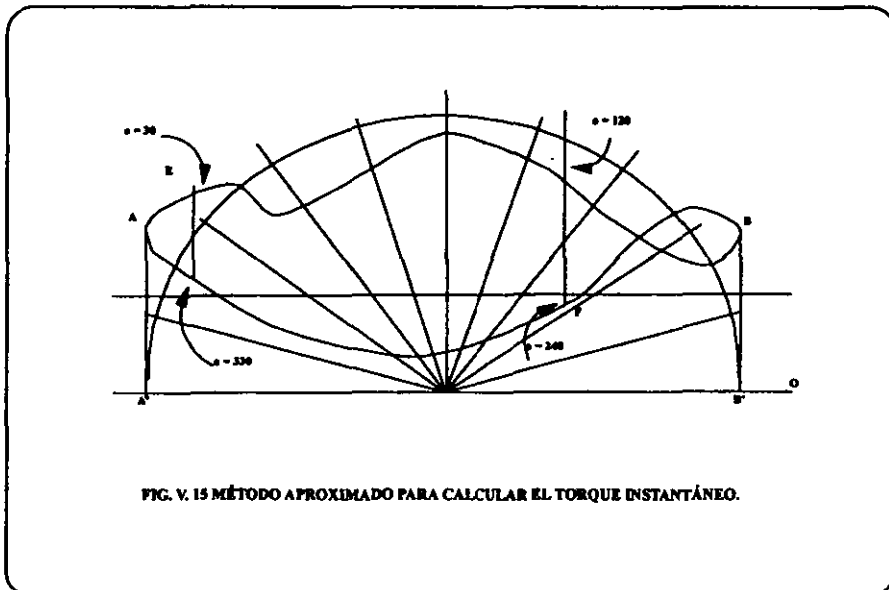


FIG. V. 15 MÉTODO APROXIMADO PARA CALCULAR EL TORQUE INSTANTÁNEO.

En la Fig. V.15 se distinguen la línea de carga cero (O) y la línea que representa el efecto de contrabalanceo (C). Los puntos A y B representan el inicio de la carrera ascendente y el de la carrera descendente, respectivamente, mostrando el movimiento de la manivela. El ángulo  $\theta$  es el ángulo entre la manivela y la vertical, medido en el sentido de las manecillas del reloj a partir de la posición de la manivela al inicio de la carrera ascendente. Si A y B son proyectados verticalmente sobre la línea de carga cero (A' B'), se dibuja un semicírculo de diámetro (A' B' / 2) sobre esta proyección. Los puntos que definen la carta dinamométrica son ángulos de la manivela, los cuales pueden ser definidos de la siguiente forma; se divide el semicírculo en segmentos de 15° cada uno y se trazan líneas verticales sobre estos puntos. La intersección de dichas verticales con la curva de carga representan valores de carga en la varilla pulida (carga instantánea W) a distintos ángulos de la manivela, tanto en la carrera ascendente como descendente.

De la Fig. V.15, se pueden realizar los siguientes cálculos:

- Carga instantánea de la varilla pulida a diferentes ángulos de la manivela.

$$W = Y * OE \quad \text{ó} \quad W = Y * OF \quad \dots(5.1)$$

donde:

- Y - Es la constante del dinamómetro, lb/pg.
- OE - Es la distancia de la línea de carga cero hasta el punto del ángulo  $\theta$  en la carrera ascendente, leída en la carta dinamométrica, pg.
- OF - Es la distancia de la línea de carga cero hasta el punto del ángulo  $\theta$  en la carrera descendente, leída en la carta dinamométrica.

- Contabalanceo instantáneo ( C ).

$$C = Y * OC \quad \dots(5.2)$$

donde:

- OC - Es la distancia de la línea de carga cero hasta la línea C (efecto de contrabalanceo), leída en la cara dinamométrica, pg. Esta distancia no depende de la posición de la manivela.

- Torque instantáneo ( T ).

$$T = (W - C) (S / 2) \text{ Sen}\theta \quad \dots(5.3)$$

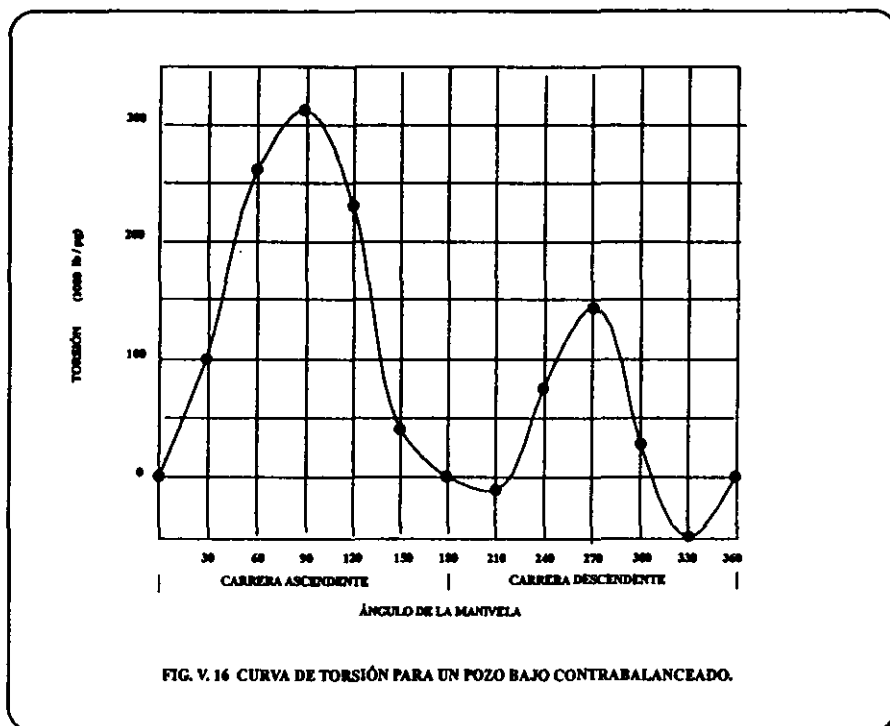
Para determinar las cargas correspondientes a los ángulos de la manivela, es importante saber que en la carrera ascendente el ángulo variara de 0° a 180° y en la carrera descendente variara de 180° a 360°.

De acuerdo a los valores de torque instantáneo a lo largo de todo el ciclo de bombeo y en las distintas posiciones de la manivela, se puede determinar, cuándo la instalación está contrabalanceada adecuadamente, le falta contrabalanceo o está sobre contrabalanceada.

En la Fig. V.16 se observa que el torque máximo en la carrera ascendente es mucho mayor que en la carrera descendente.

En la Fig. V.17 se observa que el torque máximo en la carrera ascendente es menor que en la carrera descendente.

En la Fig. V.18 se observa que los torques, tanto en la carrera ascendente como descendente, son aproximadamente iguales.



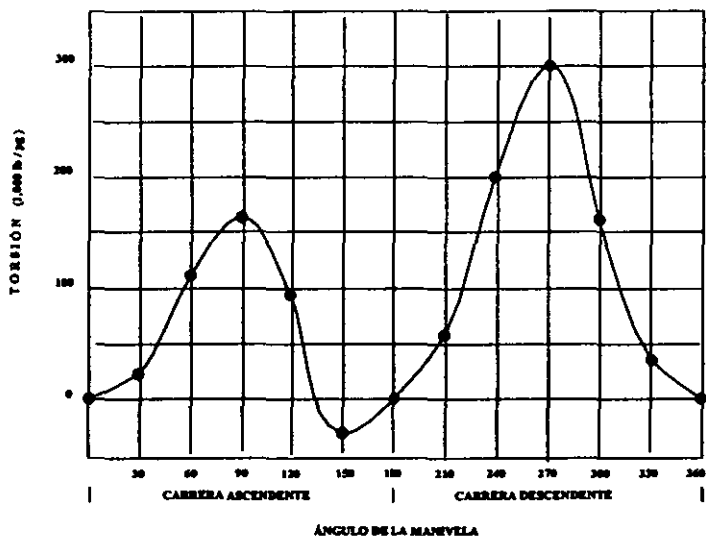


FIG. V. 17 CURVA DE TORSIÓN PARA UN POZO SOBRE CONTRABALANCEADO.

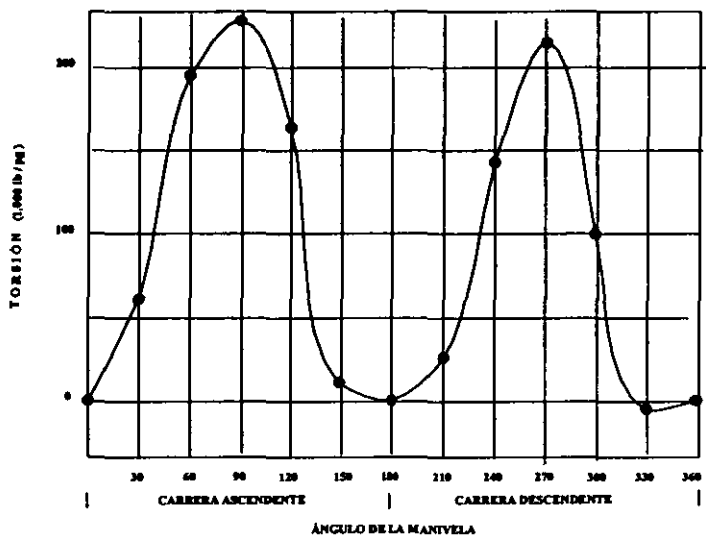


FIG. V. 18 CURVA DE TORSIÓN PARA UN POZO CORRECTAMENTE CONTRABALANCEADO.

Por otro lado, Agnew<sup>2</sup> ha sugerido el uso de ciertos datos de la carta dinamo-métrica para determinar en el pozo la presión de bombeo en el fondo ( $P_w$ ) y el nivel neto del fluido (LN). Los datos que se necesitan para estos cálculos, se obtienen de las pruebas que se llevan a cabo para checar las condiciones de las válvulas, en cuanto a estas pruebas y de acuerdo al método establecido por Fagg se puede obtener el peso de las varillas ( $W_m$ ) y el peso de las varillas más el fluido ( $W_{fm}$ ). Para medir el peso de las varillas más el fluido durante la prueba donde se checa la válvula viajera, la unidad se para cerca de la mitad de la carrera ascendente y la línea que se registra sobre la carta dinamo-métrica representa el peso de la sarta de varillas más el del fluido, sobre el émbolo. Para medir el peso de la varilla durante la prueba para checar la válvula de pie, la unidad se para cerca del final de la carrera descendente donde la válvula de pie esta cerrada y la viajera abierta, registrándose sobre la carta dinamo-métrica una línea que representa el peso de las varillas<sup>6</sup>.

De acuerdo a las mediciones anteriores, se pueden calcular los siguientes parámetros:

- La carga del fluido medido ( $W_{fm}$ ).

$$W_{fm} = W_{rfm} - W_m \quad \dots(5.4)$$

- La densidad relativa real.

Si se considera que la tubería pueda estar llena con una mezcla de agua salada, aceite y gas, la densidad relativa real del fluido en la tubería no es muy fácil de determinar con datos superficiales, sin embargo, se puede calcular de datos obtenidos en la prueba sobre la válvula de pie. Si dicha prueba se obtiene el peso de las varillas medido y este valor es el peso de las varillas en el aire afectado por la densidad del fluido, o sea que:

$$W_m = W_r (1 - 0.127 \gamma)$$

entonces:

$$\gamma = 7.87 [1 - (W_m / W_r)] \quad \dots(5.5)$$

- La presión de bombeo en el fondo del pozo.

La diferencia entre las cargas del fluido, tanto medida como calculada, es la fuerza resultante de la presión en el fondo que actúa sobre el área del émbolo ( $A_p$ ), entonces:

$$P_w = \frac{W_f - W_{fm}}{A_p} \quad \dots(5.6)$$

donde el valor de  $W_f$  se debe calcular con la ecuación del método API (Ec. 2.6.16).

- El nivel neto.

Este nivel es el nivel real de la bomba, L, menos el nivel generado por la presión de bombeo en el fondo, es decir:

$$LN = L - \frac{P_w}{0.433 \gamma}$$

$$LN = L - \left[ \frac{P_w}{0.433 \gamma} \right]$$

Sustituyendo el valor de  $P_w$  en la ecuación anterior:

$$LN = L - \left[ \frac{W_f - W_{fm}}{0.433 \gamma L A_p} \right]$$

Además, si se considera que  $W_f = 0.433 \gamma L A_p$ , la ecuación anterior se reduce a:

$$LN = L - \left[ \frac{W_f - W_{fm}}{W_f} \right] = L - \frac{W_{fm}}{W_f} \quad \dots(5.7)$$

También, mediante un análisis detallado de las dimensiones de una carta dinamométrica, se puede determinar el comportamiento del equipo de bombeo. Las dimensiones que se identifican en la carta dinamométrica se muestran en la Fig. V. 19.

A partir de estas dimensiones, se puede obtener la siguiente información:

- Las cargas máxima y mínima.

$$W_{\text{máx.}} = Y * h_u \quad \dots(5.8)$$

$$W_{\text{mín.}} = Y * h_l \quad \dots(5.9)$$

- El rango de cargas.

$$\text{Rango de carga} = W_{\text{máx.}} - W_{\text{mín.}} \quad \dots(5.10)$$

DONDE:

$A_{in}$  - ES EL ÁREA COMPRENDIDA DENTRO DE LA CURVA,  $ps$ .

$A_{is}$  - ES EL ÁREA SITUADA ENTRE LA PARTE INFERIOR DE LA CURVA CERRADA Y LA LÍNEA DE CARGA CERO,  $ps$ .

$L_i$  - ES LA LONGITUD DE LA CURVA CERRADA,  $ps$ .

$h_m$  - ES LA DISTANCIA DE LA LÍNEA DE CARGA CERO AL PUNTO QUE REPRESENTA LA CARGA MÁXIMA,  $ps$ .

$h_i$  - ES LA DISTANCIA DE LA LÍNEA DE CARGA CERO AL PUNTO QUE REPRESENTA LA CARGA MÍNIMA,  $ps$ .

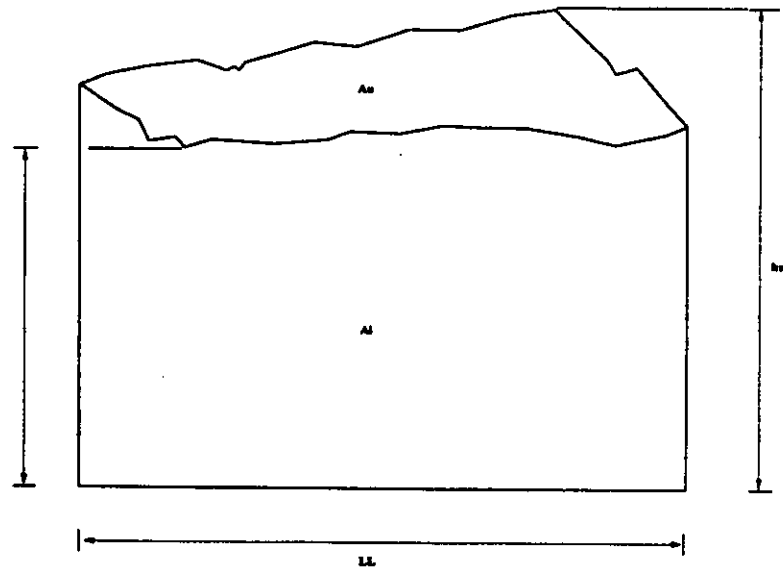


FIG. V. 19 MEDICIONES REQUERIDAS PARA UN ANÁLISIS DETALLADO DE UNA CARTA DINAMOMÉTRICA.

- Contrabalanceo real de la unidad.

$$C_i = 0.5 \left[ Y \frac{A_u + A_\lambda}{L_\lambda} + Y \frac{A_\lambda}{L_\lambda} \right] = \frac{Y}{L_\lambda} \left[ A_\lambda + \frac{A_u}{2} \right] \quad \dots(5.11)$$

donde:

$$Y \frac{A_u + A_\lambda}{L_\lambda} \text{ Es la carga promedio en la carrera ascendente.}$$

$$Y \frac{A_\lambda}{L_\lambda} \text{ Es la carga promedio en la carrera descendente.}$$

- Eficiencia total de bombeo.

Conociendo la longitud de la carrera de la varilla pulida y la velocidad de bombeo, se puede calcular la potencia de la varilla ( $H_p$ ). Si la fuerza efectiva de la varilla pulida es:

$$Y \frac{A_u}{L_\lambda} \text{ (lb)}$$

de acuerdo con esto el trabajo realizado por la varilla pulida, es:

$$S Y \frac{A_u}{L_\lambda} \text{ (lb - pg / embolada)}$$

finalmente la potencia de la varilla pulida, es:

$$H_p = S Y \frac{A_u}{L_\lambda} \frac{\text{lb - pg}}{\text{embolada}} * \frac{N \text{ embolada / min.}}{12 * 33,000 \text{ lb / pg / min. / hp}}$$

$$H_p = S Y \frac{A_u N}{L_\lambda 396,000} \text{ (hp)} \quad \dots(5.12)$$

La eficiencia máxima de la instalación se calcula comparando la potencia de la varilla pulida con la potencia de entrada en el motor primario ( $H_c$ ).

$$E_{b \text{ máx}} = H_p / H_c \text{ (\%)} \quad \dots(5.13)$$



La eficiencia mínima de al instalación se calcula comparando la potencia hidráulica ( $H_h$  potencia de salida) con la potencia de la varilla pulida.

$$E_{b \text{ min.}} = H_h / H_p \text{ (\%)} \quad \dots(5.14)$$

La eficiencia total de la instalación, es:

$$E_{b \text{ tot.}} = E_{b \text{ máx.}} * E_{b \text{ mín.}} \text{ (\%)} \quad \dots(5.15)$$

## V. 7 Ejemplos de cálculo.

### V. 7. 1

En la Fig. V. 15, la distancia del punto E a la línea de carga cero es 1 3/16 pg, la distancia de la línea C a la línea de carga cero es de 13/16 pg. Si la constante del instrumento es de 4,000 lb/pg y la longitud de carrera de la varilla pulida es de 72 pg, calcule el torque instantáneo sobre el reductor de engranes cuando:

a) La manivela se desplaza un ángulo de 30°.

$$T = (W - C) (S / 2) \text{ Sen } \theta$$

$$W = Y * OE = 4,000 \text{ lb/pg} * 1 \text{ 3/16 pg} = 4,750 \text{ lb}$$

$$C = Y * OC = 4,000 \text{ lb/pg} * 13/16 \text{ pg} = 3,250 \text{ lb}$$

$$T = (4,750 - 3,250) (72 / 2) \text{ Sen } 30^\circ$$

$$T = 27,000 \text{ lb - pg}$$

b) La manivela se desplaza un ángulo de 240°.

$$W = Y * OE = 4,000 \text{ lb / pg} * 11/16 \text{ pg} = 2,750 \text{ lb}$$

$$T = (2,750 - 3,250) (72 / 2) \text{ Sen } 240^\circ$$

$$T = 15,588 \text{ lb - pg}$$

### V. 7. 2

Para la carta del ejemplo anterior, el punto que represente la carga máxima de la varilla pulida está a 1.5 pg arriba de la línea de carga cero y el punto que representa la carga mínima de la varilla pulida está a 5/16 pg arriba de la línea de carga cero. La orilla exterior del contrapeso está a 32 pg del final de la manivela, la longitud de la manivela es de 82 pg y la distancia del centro de gravedad a la orilla exterior del contrapeso es de 7 pg.

Despreciando los efectos del contrabalanceo estructural y la geometría de la instalación superficial, calcular la posición a la cual el contrapeso debe ser colocado para obtener el contrabalanceo apropiado.

Dado que:

$$W_{\text{máx.}} = Y * h_{\text{a}} = 4,000 \text{ lb /pg} * 1.5 \text{ pg} = 6,000 \text{ lb}$$

$$W_{\text{mín.}} = Y * h_{\text{b}} = 4,000 \text{ lb / pg} * 5/16 \text{ pg} = 1,250 \text{ lb}$$

Además, si los subíndices 1 indican las condiciones existentes y los subíndice 2 las condiciones apropiadas, el contrabalanceo apropiado será, de acuerdo con la ecuación (3.1.4):

$$C_2 = 0.5 (6,000 + 1,250) = 3,625 \text{ lb}$$

Considerando la ecuación 3. 1. 12, se tiene que:

$$C = 2 W_c (d / S) \quad ; \quad C / d = 2 W_c / S$$

Si no cambia el contrapeso y la longitud de la varilla pulida, la relación C/d será constante, entonces:

$$\frac{C_1}{d_1} = \frac{C_2}{d_2} \quad \dots(1)$$

y por otro lado, de la ecuación (3.1.11), se tiene que:

$$j = d + x + y$$

de tal forma que para las dos condiciones manejadas la longitud de la manivela y la distancia de la flecha del reductor de engranes al centro de gravedad del contrapeso serán de:

$$j = d_1 + x + y_1 \quad ; \quad d_1 = j - x - y_1 \quad \dots(2)$$

$$j = d_2 + x + y_2 \quad ; \quad d_2 = j - x - y_2 \quad \dots(3)$$

Sustituyendo las ecuaciones (2) y (3) en la ecuación (1):

$$\frac{C_1}{j - x - y_1} = \frac{C_2}{j - x - y_2}$$

despejando  $y_2$  de la ecuación anterior, la posición del contrapeso para obtener el contrabalanceo apropiado, será de:

$$y_2 = j - x - \frac{C_1}{C_2} (j - x - y_1)$$

$$y_2 = 82 - 7 - \frac{3,265}{3,250} (82 - 7 - 32)$$

$$y_2 = 27 \text{ pg}$$

### V. 7. 3

Un pozo tiene instalada una bomba cuyo émbolo es de  $1 \frac{3}{4}$  pg en una sarta de varillas telescopiadas compuesta de 3,500 pies de varilla de  $3/4$  pg y 2,000 pies de varilla de  $7/8$  pg. Las pruebas sobre las válvulas de pie y viajera dan valores de 8910 lb para la carga de la varilla ( $W_m$ ) y 12,370 lb para la carga del fluido más las varillas ( $W_{f+m}$ ). Usando el método sugerido por Agnew, calcular la presión de fondo ( $P_w$ ) y el nivel neto del pozo (LN).

La presión de bombeo en el fondo es:

$$P_w = \frac{W_f - W_m}{A_p}$$

$$W_f = 0.433 \gamma L A_p.$$

$$A_p = 2.405 \text{ pg}^2, \text{ Tabla 1, } \underline{\text{Apéndice}}, \text{ para émbolo de } 1 \frac{3}{4} \text{ pg.}$$

$$L = L_1 + L_2 = 3,500 + 2,000 = 5,500 \text{ pies.}$$

$$W_f = L_1 m_1 + L_2 m_2.$$

$$m_1 = 1.63 \text{ lb/pie Tabla 4, } \underline{\text{Apéndice}}, \text{ para varilla } 3/4 \text{ pg.}$$

$$m_2 = 2.16 \text{ lb/pie Tabla 4, } \underline{\text{Apéndice}}, \text{ para varilla } 7/8 \text{ pg.}$$

$$W_f = 3,500 \text{ pie} * 1.63 \text{ lb/pie} + 2,000 \text{ pie} * 2.16 \text{ lb/pie.}$$

$$W_f = 10,025 \text{ lb.}$$

$$\gamma = 7.87 (1 - W_m / W_f) = 7.87 (1 - 8,910 / 10,025) = 0.875.$$

$$W_f = 0.433 * 0.875 * 5,500 * 2.405 = 5,012 \text{ lb.}$$

$$W_{fm} = W_{rim} - W_{fm}$$

$$W_{fm} = 12,370 - 8,910 = 3,460 \text{ lb.}$$

Finalmente:

$$P_w = \frac{5,012 - 3,460}{2.405}$$

$$P_w = 645 \text{ lb / pg}^2$$

Si el nivel de fluido neto está dado por:

$$LN = L - \frac{P_w}{0.433 \gamma}$$

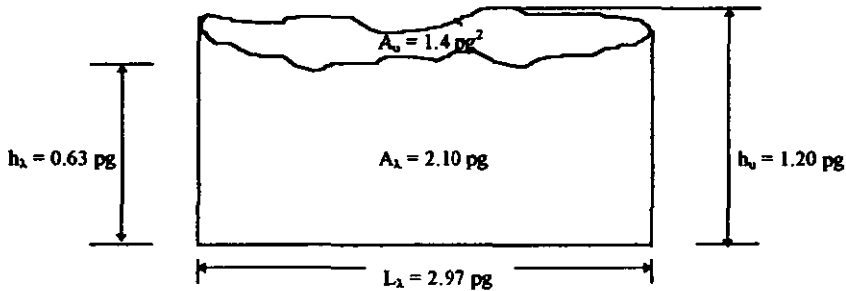
entonces:

$$LN = 5,500 \text{ pie} - \frac{645 \text{ lb/pg}^2}{0.433 \text{ lb /pg}^2 / \text{pie} * 0.875}$$

$$LN = 3,797.6 \text{ pie}$$

#### V. 7. 4

Del análisis de una carta dinamométrica se obtuvieron las siguientes medidas:



La constante del instrumento es de 6,000 lb/pg. El pozo al cual le corresponde la carta dinamométrica analizada, tiene una velocidad de bombeo de 20 spm con 54 pg de longitud de carrera de la varilla pulida dando un gasto de 200 BPD de un fluido cuya densidad relativa es 0.85. El nivel neto del fluido es 3,500 pies y la potencia promedio de entrada del motor primario es de 8 kw.

Con esta información, calcular:

- a) El rango de cargas expresado como un porcentaje máximo de carga en la varilla pulida.

Con las dimensiones de la carta mostrada anteriormente:

$$W_{\text{máx.}} = h_u * Y$$

$$W_{\text{mín.}} = h_l * Y$$

$$W_{\text{máx.}} = 1.20 \text{ pg} * 6,000 \text{ lb/pg}$$

$$W_{\text{máx.}} = 7,200 \text{ lb}$$

$$W_{\text{mín.}} = 0.63 \text{ pg} * 6,000 \text{ lb/pg}$$

$$W_{\text{mín.}} = 3,780 \text{ lb}$$

$$\text{Rango de carga} = \frac{W_{\text{máx.}} - W_{\text{mín.}}}{W_{\text{máx.}}}$$

$$\text{Rango de carga} = \frac{7,200 - 3,780}{7,200} = 47.5 \%$$

- b) El efecto de contrabalanceo correcto de la unidad.

Este efecto, se calcula con la siguiente ecuación:

$$C_i = \frac{Y}{L_\lambda} \left[ A_\lambda + \frac{A_u}{2} \right]$$

Entonces:

$$C_i = \frac{6,000}{2.972} \left[ 2.10 + \frac{1.4}{2} \right]$$

$$C_i = 5,656 \text{ lb}$$

c) La eficiencia total de la instalación.

$$E_{b \text{ tot.}} = E_{b \text{ máx.}} * E_{b \text{ mín.}} \quad (\%)$$

$$E_{b \text{ máx.}} = H_p / H_e \quad (\%)$$

$$E_{b \text{ mín.}} = H_h / H_p \quad (\%)$$

$$H_e = \frac{8 \text{ kw}}{0.746 \text{ kw / hp}} = 10.72 \text{ hp}$$

$$H_h = 7.36 * 10^{-6} q \gamma LN$$

$$H_h = 7.36 * 10^{-6} * 200 * 0.85 * 3,500$$

$$H_h = 4.38 \text{ hp}$$

$$H_p = \frac{S Y A_a N}{L_\lambda 396,000}$$

$$H_p = \frac{54 * 6,000 * 1.40 * 20}{2.97 * 396,000} = 7.71 \text{ hp}$$

$$E_{b \text{ máx.}} = 7.71 / 10.72 = 71.9 \%$$

$$E_{b \text{ mín.}} = 4.38 / 7.71 = 56.8 \%$$

Entonces , la eficiencia total de la instalación es:

$$E_{b \text{ tot.}} = 0.719 * 0.568 = 40.9 \%$$

#### V. 8 DIAGRAMA DE CARGA PERMISIBLE.

Todas las unidades de bombeo API están provistas de tablas de factores de torsión y de desplazamiento de varillas aplicables para cada unidad específica. Estas tablas pueden utilizarse para construir el diagrama de carga permisible para dicha 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, suponiendo que el reductor de engranes está 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 sobrecargas en la caja de engranes no tome valores de la carta dinamométrica que puedan exceder su carga permisible.

En la Fig. V.20, se muestra un diagrama de carga teórico permisible. La carga permisible puede determinarse de la ecuación:

$$W_p = \frac{(T_r + M \text{ Sen } \theta)}{TF} + B \quad \dots(5.16)$$

donde:

- $W_p$  - Carga permisible, lb.
- $T_r$  - Capacidad de torsión en la caja de engranes, lb - pg.
- $M$  - Máximo momento de contrabalanceo.
- $\theta$  - Posición de la manivela, grados.
- $TF$  - Factor de torsión, correspondiente a la posición de la manivela  $\theta$ .
- $B$  - Desbalanceo estructural, Lb.

Cuando se construye un diagrama de cargas permisibles, las medidas de la carta dinamométrica deben colocarse entre las curvas de la carrera ascendente y descendente, como se indica en la Fig. V.21 en todas las posiciones.

## V. 9 TÉCNICA DE DIAGNÓSTICO.

Durante muchos años, el dinamómetro mecánico ha sido el principal instrumento utilizado para analizar la operación de los pozos de bombeo mecánico. Dicho aparato proporciona una gráfica de carga en la varilla pulida contra desplazamiento, cuya forma refleja las condiciones de operación de la bomba en el fondo del pozo. Mediante el análisis de estos registros, efectuados por una persona experimentada, es posible detectar muchos de los problemas que se presentan en el pozo, lo que permite tomar medidas correctivas para su operación más eficiente. Sin embargo, a medida que aumenta la profundidad de los pozos, el diagnóstico es cada vez más difícil, de tal manera que aún personas con gran experiencia pueden interpretar erróneamente las gráficas. La razón es que las cargas y desplazamientos registrados en la varilla pulida no corresponden a las cargas y desplazamientos que sufre la bomba en el fondo del pozo.

Un gran avance tecnológico en el análisis y diagnóstico de las instalaciones de bombeo mecánico, ha sido dado por el trabajo de S. G. Gibbs y A. B. Neely, quienes desarrollaron un modelo matemático para calcular valores de carga y desplazamiento en cualquier punto deseado a lo largo de las varillas, incluyendo la bomba, a partir de datos de carga y desplazamiento registrados en la superficie.

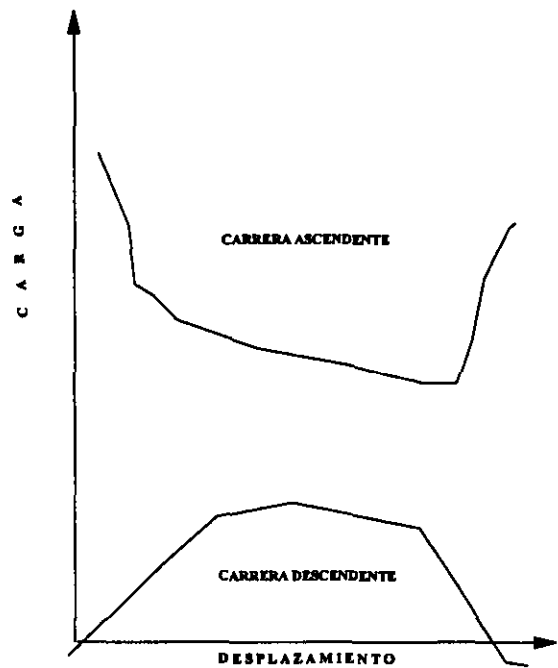


FIG. V. 20 DIAGRAMA DE CARGA TEÓRICA PERMISIBLE.

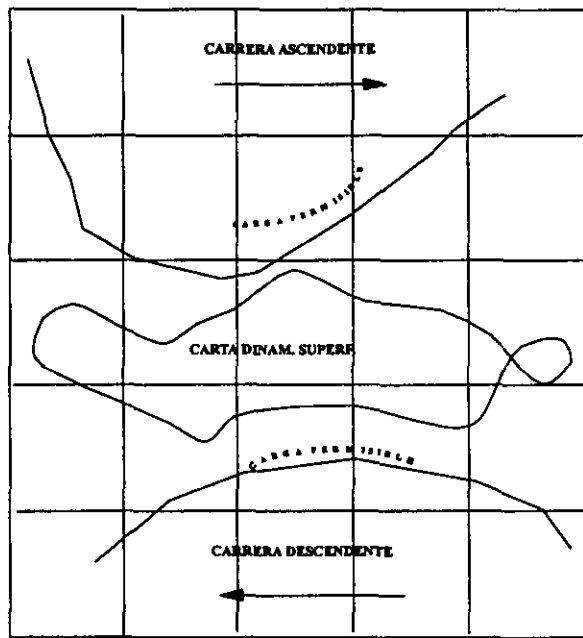


FIG. V. 21 DIAGRAMA DE CARGA PERMISIBLE.



Tales datos se obtienen con un dinamómetro de diseño especial, denominado dinamómetro electrónico Delta II. Al trabajo anterior se le conoce con el nombre de técnica de diagnóstico. Con la aplicación de este procedimiento puede obtenerse información cuantitativa respecto a las condiciones de operación del sistema, lo que conduce a tomar medidas correctivas para optimar la operación, tanto de la bomba como de las varillas y del equipo superficial.

En una instalación de bombeo mecánico la sarta de varillas de succión se comporta como un cuerpo elástico. Los esfuerzos de tensión o compresión aplicados a uno de los extremos de la sarta se transmiten en forma de ondas, viajando a la velocidad acústica del material de que están constituidas las varillas. Dicha onda se desplaza en una y otra dirección, manteniendo a la sarta de varillas en vibración. La duración de la onda de esfuerzo depende de tres factores principalmente: la intensidad del esfuerzo inicial, las características físicas del material de las varillas y el medio en que éstas se encuentran.

Este fenómeno, ampliamente estudiado y discutido en la física, puede representarse por una ecuación diferencial parcial conocida como la ecuación de onda.

Lo que ocurre en las instalaciones de bombeo mecánico es comparable a un sistema de transmisión de información. Se tiene un transmisor, constituido por la bomba en el fondo del pozo; una línea de transmisión, formada por la sarta de varillas y un receptor, que es el dinamómetro colocado en la varilla pulida. La bomba continuamente envía señales a la superficie a través de las varillas, sólo que los datos que se reciben están en clave, de manera que es necesario descifrarlos a fin de determinar la información original.

Con el modelo matemático desarrollado por S. G. Gibbs y A. B. Neely, es posible descifrar los datos de carga y desplazamiento registrados en la superficie permitiendo determinar los valores de carga y desplazamiento en cualquier punto de la sarta de varillas.

En vista de que las varillas de succión se encuentran sumergidas en aceite, es más apropiado representar el fenómeno mediante la ecuación de onda con amortiguamiento viscoso. Las señales de carga y desplazamiento que se reciben en la superficie se pueden expresar en series truncadas de Fourier en función del tiempo.

El análisis de un pozo en particular no debe hacerse a menos de que el ingeniero de producción conozca la historia de producción del pozo, las propiedades PVT del crudo, los problemas de bombeo, etc. La aplicación de la técnica de diagnóstico no siempre es necesaria, muchas veces se puede comparar con cartas de pozos previamente analizados.

Un dato importante en pozos de bombeo mecánico es la presión de entrada a la bomba, ya que mediante un análisis PVT del aceite a esta presión puede calcularse la cantidad de gas libre que existe a las condiciones de operación, lo que permite decidir la conveniencia de aumentar o disminuir la profundidad de la bomba, o bien de la instalación de un separador de gas.

## V. 10 PROBLEMAS COMUNES QUE AFECTAN EL COMPORTAMIENTO IDEAL.

En vista de que gran parte de la información que se obtiene, se deriva de la gráfica de la bomba, se considera conveniente establecer los lineamientos que deben observarse para llevar a cabo la interpretación correcta de dicha gráfica. Con este propósito se presentan a continuación algunos problemas ideales más frecuentes en el bombeo mecánico y la forma en que se manifiestan en la gráfica aludida.

La gráfica ideal que indica una operación óptima de la bomba es aproximadamente de forma rectangular. Fig. V.22.

1. En la figura V.23 se indica compresión y expansión de gas dentro del barril de la bomba. Este problema ocasiona que la carrera efectiva del émbolo disminuya notablemente, dependiendo de la cantidad de gas almacenado dentro barril. Lo anterior puede deberse a una operación deficiente del separador de gas y se corrige colocando la bomba a una profundidad mayor, en donde exista menos gas libre.
2. La figura V.24 representa un caso clásico de fuga en la válvula viajera o en el émbolo. Esta situación, originada por un asentamiento inadecuado de la canica de la válvula viajera o por desgaste excesivo del émbolo y el barril, ocasiona disminuciones notables en la producción de aceite. La forma arqueada de la gráfica se debe a la pérdida de carga al inicio y al final de la carrera ascendente, cuando la velocidad del émbolo es más baja. Obviamente, la medida será extraer la bomba y reponer las piezas defectuosas.
3. La figura V.25 es la gráfica típica de la bomba cuando se presentan fugas en la válvula de pie. Como en el caso anterior, se origina por un asentamiento inadecuado de la canica de la válvula de pie. Esto puede deberse a que la canica y/o el asiento se encuentran deteriorados; o bien, que en el asiento se haya depositado algún material, como arena, que impida el sello correcto de la canica. El traspaso de la carga de varillas a la tubería de producción y viceversa, es gradual, ocasionando la concavidad hacia arriba de la figura.
4. La figura V.26 muestra una gráfica de la bomba para el caso de tubería de producción desanclada. Este problema sólo puede detectarse con precisión en pozos que producen poco gas; ya que para aquellos que producen con altas relaciones gas - aceite, puede enmascarse con efectos de compresión y expansión.
5. La figura V.27 muestra los efectos combinados de tubería desanclada y fuga en la válvula viajera o en el émbolo. Este problema puede detectarse, ya que ambos efectos se suman al iniciarse la carrera ascendente y se anulan en la carrera descendente. Al principio de la carrera el problema se agudiza mientras que al final tiende a cancelarse.

En general, puede decidirse que estos son los principales problemas que afectan la operación de la bomba en el fondo del pozo.

Un factor que dificulta la interpretación de las gráficas, es la fricción excesiva de las varillas de succión con la tubería de producción. Sólo en este caso la técnica queda limitada, debido a que resultan gráficas de las que no es posible obtener una explicación satisfactoria. El problema es frecuente en pozos que sufrieron desviaciones apreciables durante la perforación.

De la gráfica de la bomba puede obtenerse directamente la carrera total y efectiva del émbolo, la carga del fluido y la fuerza de la flotación ejercida sobre las varillas. En la Fig. V.28 se ilustra la forma de obtener esta información.

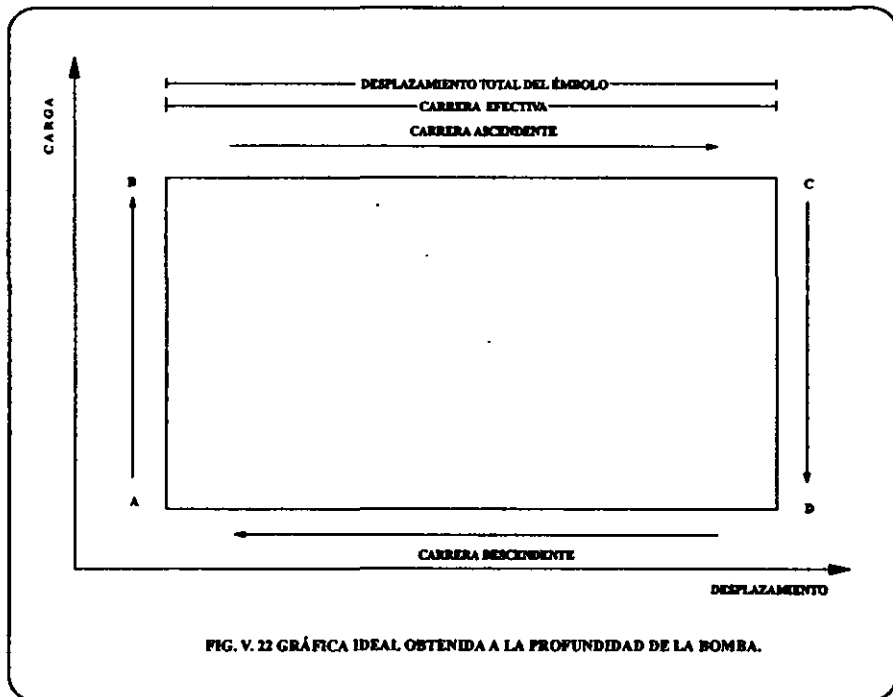


FIG. V. 22 GRÁFICA IDEAL OBTENIDA A LA PROFUNDIDAD DE LA BOMBA.

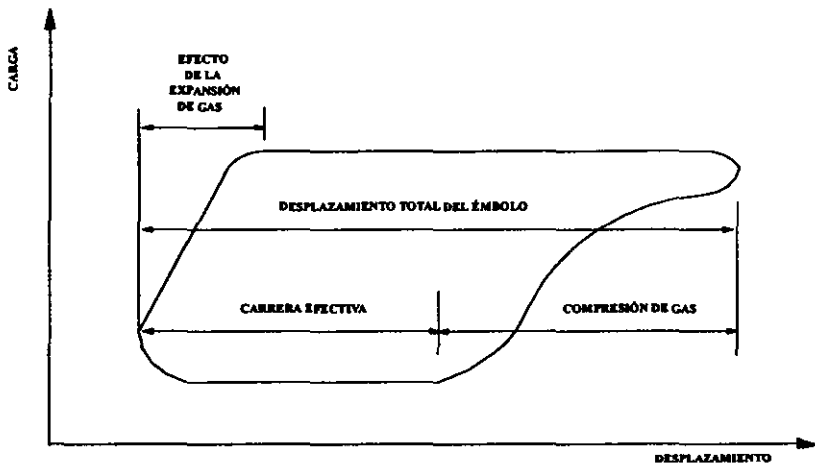


FIG. V. 23 GRÁFICA DE LA BOMBA INDICANDO COMPRESIÓN DE GAS.

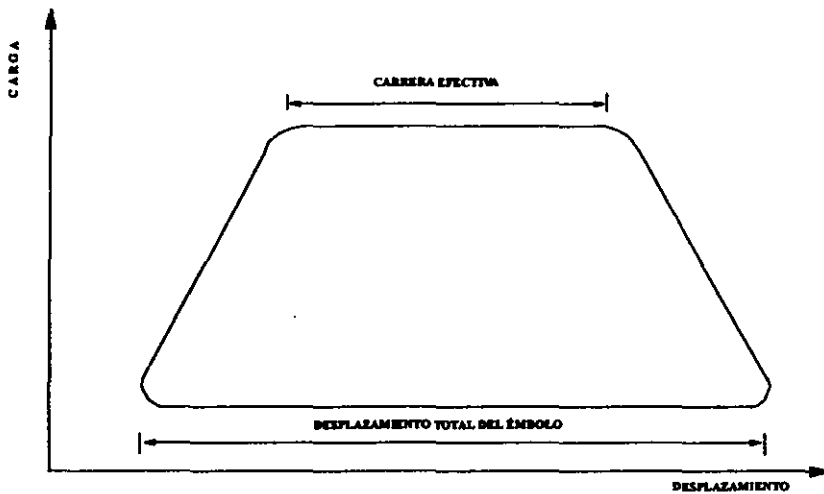


FIG. V. 24 GRÁFICA DE LA BOMBA INDICANDO FUGA DE LA VÁLVULA VIAJERA O EN ÉMBOLO.

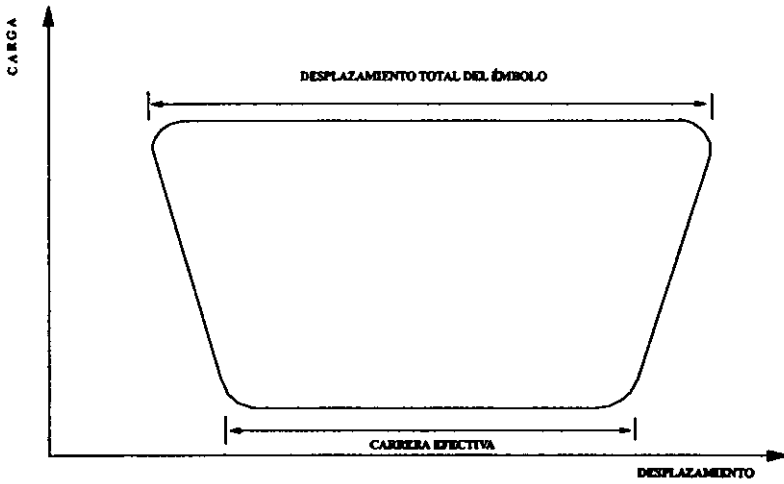


FIG. V. 25 GRÁFICA DE LA BOMBA INDICANDO FUGA EN LA VÁLVULA DE PIE.

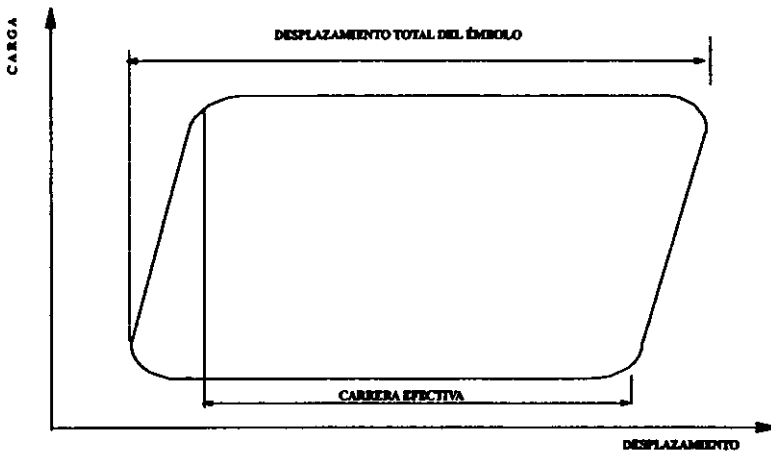


FIG. V. 26 GRÁFICA DE LA BOMBA INDICANDO TUBERÍA DESANCLADA.

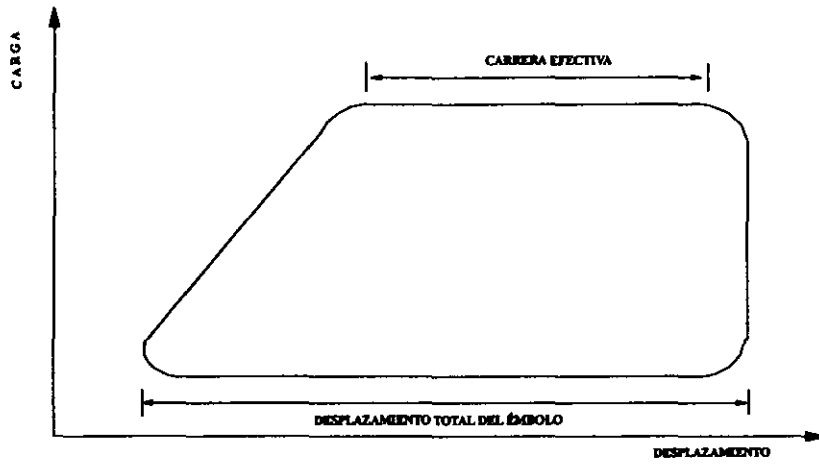


FIG. V. 27 GRÁFICA DE LA BOMBA INDICANDO EFECTOS COMBINADOS DE TUBERÍA DESANCLADA Y FUGA EN LA VÁLVULA VIAJERA.

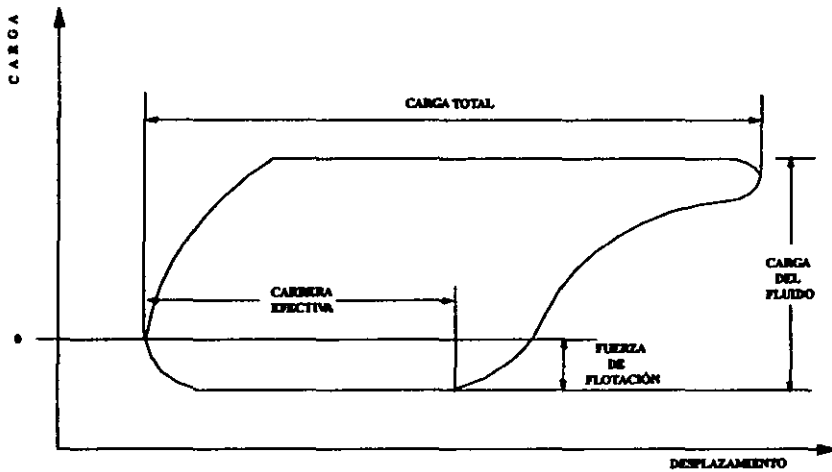


FIG. V. 28 DATOS OBTENIBLES DE LA GRÁFICA DE LA BOMBA.

## V. 11 EJEMPLO COMPLETO.

El fin en un análisis dinamométrico es la medición de cargas y desplazamientos en la varilla pulida y, a partir de estas mediciones, deducir las condiciones de operación en el fondo del pozo. El rasgo distintivo de la técnica analítica es la manera en la cual los datos superficiales son interpretados para ya no depender únicamente de la interpretación visual, la cual está en función de la experiencia y de las habilidades del personal.

Para ilustrar la técnica, se analizarán los datos de la Fig. V. 29 registrados en una unidad de bombeo mecánico real. Estos datos son mostrados en forma de cargas y desplazamiento contra el tiempo y fueron medidos con el dinamómetro electrónico Delta II en un pozo de 8,525 ft de profundidad con una sarta de varillas telescopiadas, operando con una unidad convencional que tenía una longitud de carrera de la varilla pulida de 74 pg y una velocidad de bombeo de 15.4 carreras/min.

Para un ciclo completo, las ordenadas en estas curvas son leídas en el computador en compañía de los datos del diseño de la varilla, la velocidad de bombeo, el factor de amortiguamiento, etc., para producir el conjunto de cartas dinamométricas mostradas en la Fig. V.30.

Considerable información puede obtenerse del análisis de estas cartas. Por otro lado, se muestran las cartas dinamométricas en la superficie, en los puntos de unión de la sarta de varillas telescopiadas y en la bomba. El esfuerzo máximo es de 28,000 lb/pg<sup>2</sup> en las varillas de 1 pg, 29,600 lb/pg<sup>2</sup> en la varilla de 7/8 y 30,000 lb/pg<sup>2</sup> en la varilla de 3/4 (máxima carga sobre la varilla pulida entre el arrea de la varilla).

Lo anterior revela un buen diseño en el cual los esfuerzos máximos están razonablemente balanceados en cada intervalo de varillas

La carta dinamométrica de la bomba indica una carrera total de la bomba de 7.1 ft, una carrera neta del émbolo de 4.6 ft y una carga de fluidos de 3,200 lb. En base a la carrera total y efectiva del émbolo se calcula la eficiencia volumétrica, la cual fue de 65%.

A partir de la carga de fluido y el tamaño de la bomba se estimó una presión de entrada de 690 lb/pg<sup>2</sup>. La forma de la carta dinamométrica indica una compresión de gas en el fondo, también indica que el ancla de la TP funciona adecuadamente. Fue calculado también un gasto de líquido de 200 bl/día que al ser comparado con la producción medida de 184 bl/día indica que no hay fugas en la TP o en las líneas de flujo.

Este ejemplo ilustra una gran cantidad de información de fondo que se puede obtener a partir de un simple análisis de las cartas dinamométricas. Cualquier operación de bombeo mecánico puede diagnosticarse e interpretarse por medio de esta técnica.

El ejemplo es particularmente apropiado, ya que la extraña forma de la carta de la varilla pulida ocasionaría problemas con la simple interpretación visual debido a que la carta dinamométrica de la bomba no se asemeja a la carta dinamométrica superficial.

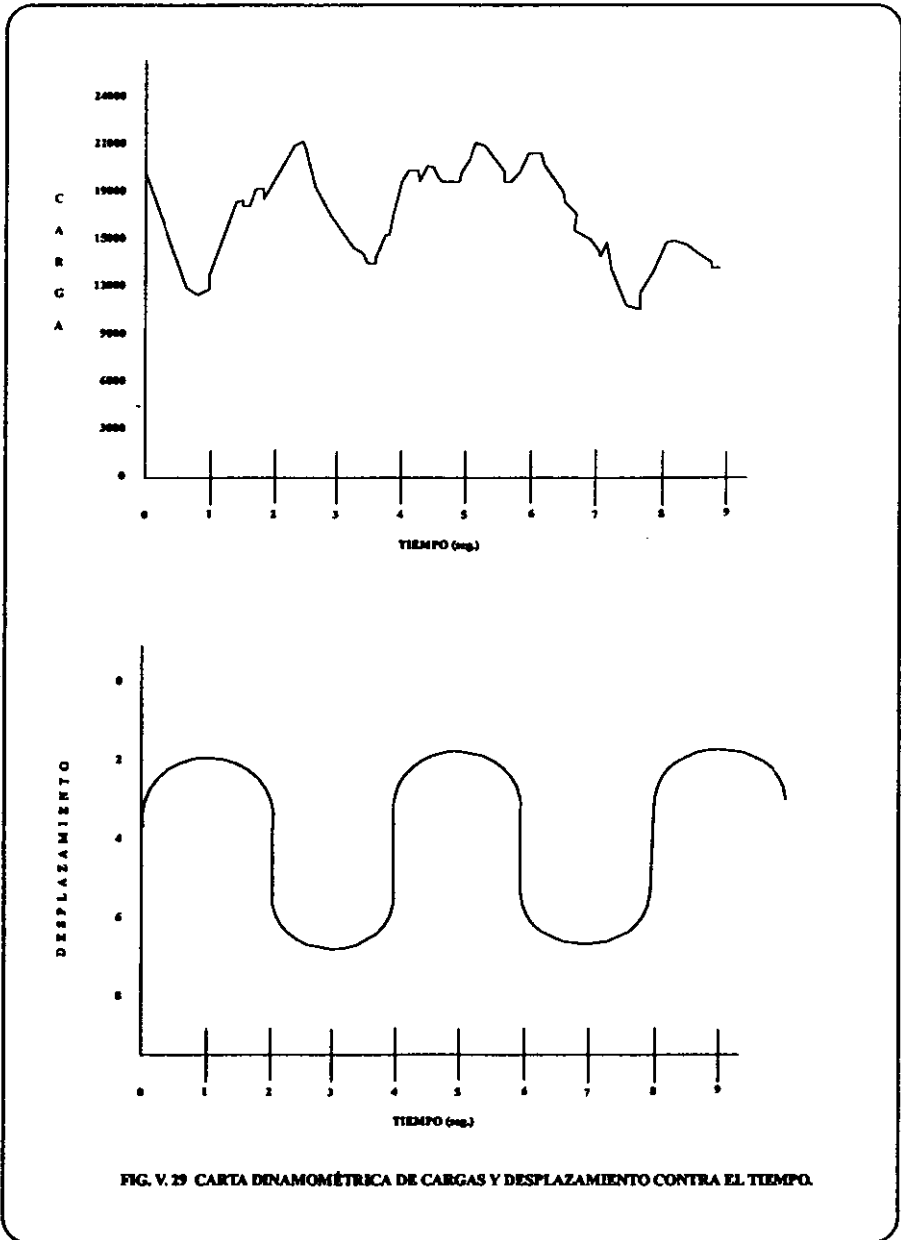
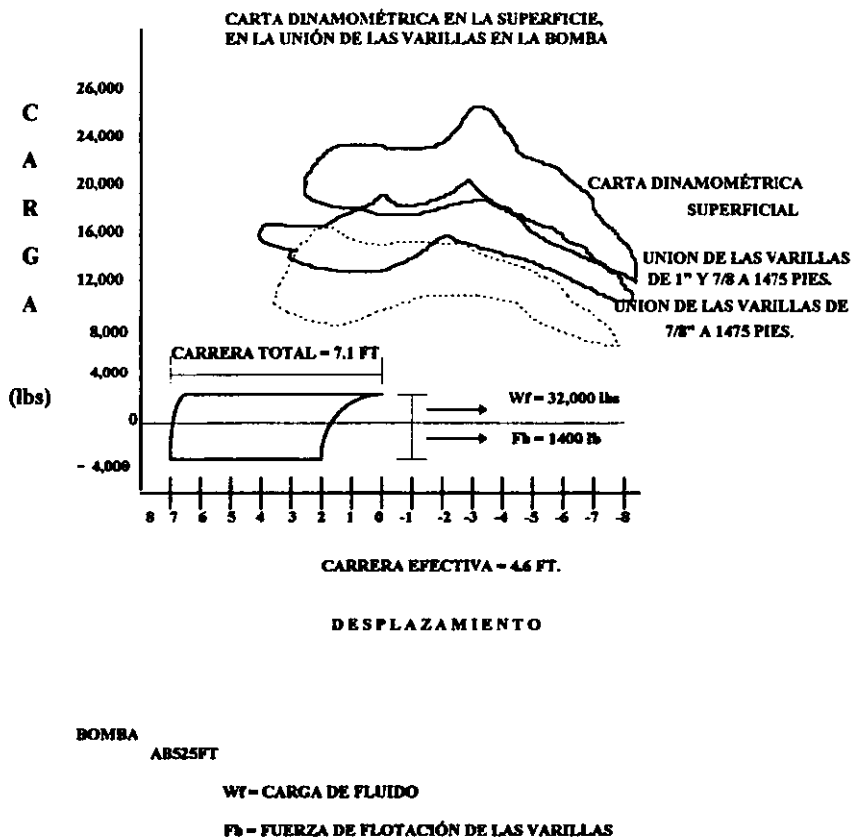


FIG. V. 29 CARTA DINAMOMETRICA DE CARGAS Y DESPLAZAMIENTO CONTRA EL TIEMPO.





**FIG. V. 32 CARTA DINAMOMÉTRICA QUE RESUME LAS CONDICIONES DE UN POZO DE BOMBEO.**

## **V. 12 VÁLVULA CHARGER.**

La interferencia de gas, es la causa mayor de que la producción se reduzca y se incremente el mantenimiento de bombas subsuperficiales, además de que al comprimirse y expandirse el gas, se reduce la eficiencia de bombeo. Este problema se elimina, tanto en la carrera ascendente y descendente, mediante la colocación de una válvula tipo "CHARGER".

### **V. 12. 1 Operación de la válvula CHARGER.**

La válvula "CHARGER" se instala en la parte superior de la bomba subsuperficial. Al inicio de la carrera descendente, la parte superior de la bomba cierra y mantiene el peso de la columna de fluidos bajo la válvula viajera, provocando que la válvula viajera cierre inmediatamente. Esto previene el golpeteo de fluido en la carrera descendente y elimina la compresión de gas libre. En la parte inferior de la carrera descendente, la válvula "CHARGER" abre, pasando la carga hidrostática sobre la válvula viajera y elimina o comprime el gas. La válvula de pie y la válvula "CHARGER" abren simultáneamente al principio de la carrera ascendente previniendo el golpeteo de fluido.

### **V. 12. 2 Aplicaciones de la válvula CHARGER.**

Se utiliza en:

- Todas las instalaciones de bombeo colocadas abajo del empacador.
- Donde pueda ocurrir un daño por golpeteo de gas debido al gas que se libera del aceite durante el llenado de la bomba.
- En todas las instalaciones donde ocurre compresión de gas libre.

### **V. 12. 3 Eliminación de compresión de gas libre y golpeteo de fluidos.**

Existen dos problemas con las bombas subsuperficiales que a través de los años han causado grandes problemas. Estos son la compresión de gas libre y el golpeteo de fluidos.

La compresión de gas libre ocurre cuando el llenado incompleto de la bomba crea una situación en la cual el gas que se encuentra entre la válvula de pie y la válvula viajera, no hay respuesta a una alta presión para abrir la válvula viajera y descargar dentro la columna de fluido arriba de la bomba.

La válvula "CHARGER", la cual sitúa fluido en la parte superior del émbolo en la parte inferior de la carrera, crea una situación en la que el fluido debe estar entre la válvula viajera y la válvula de 2 pasos cuando el émbolo llega a la parte superior de la carrera ascendente. Con esta condición la válvula viajera debe abrir durante la carrera descendente. Esto elimina la posibilidad de un candado de gas.

La condición de golpeteo en una bomba sub-superficial ocurre cuando la bomba no se llena completamente con fluidos. Con bombas convencionales, este golpeteo ocurre en la carrera descendente. La válvula "CHARGER" tienen la habilidad de situar fluido arriba del émbolo en la parte inferior de la carrera eliminando el golpeteo en la carrera descendente y ascendente.

#### **V. 12. 4 Ventajas de la válvula CHARGER.**

1. Elimina los efectos adversos causados por el golpeteo de gas y fluido en la carrera ascendente y descendente.
2. Elimina la compresión de gas libre, sin sacrificar el desplazamiento de la bomba.
3. Reduce el rango de cargas sobre las varillas donde pueda existir el golpeteo de gas o fluido.
4. Previenen la compresión de vapor en tratamientos.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### CONCLUSIONES

Al término del presente trabajo, de manera general se concluye que:

1. El objetivo de instalar un sistema artificial de producción, es el de incrementar la producción de un pozo fluvente o reinstalar a producción un pozo que ha dejado de fluir por abatimiento de su presión para obtener un incremento en el ingreso.
2. El bombeo mecánico es de gran importancia en la vida productiva de un pozo, ya que tiene como objetivo principal suministrar energía a los fluidos en el pozo para hacerlos llegar a la superficie, así como producir cierta cantidad del fluido en cuestión por día, con un mínimo de gasto económico; para ello deben emplearse técnicas y equipo adecuados para las características del fluido.
3. El bombeo mecánico es el sistema artificial de producción más utilizado en pozos someros y de baja productividad. El rango de gastos que se maneja con este sistema es amplio, pero éste se ve altamente influenciado por el tipo de unidad superficial, diámetro de las tuberías, diseño de la sarta de varillas y la capacidad de la bomba, por lo que su diseño debe de realizarse de una manera muy cuidadosa.
4. En general, para los dos métodos considerados en este trabajo, se debe tener la mayor información posible del pozo y de los fluidos producidos, para determinar las cargas de desplazamiento de la bomba en el diseño de una instalación de bombeo mecánico
5. El conocimiento completo del comportamiento de bombeo con varillas de succión puede reducir los costos de producción e incrementar la proporción de aceite recuperado.

6. Es importante la realización del diagnóstico, ya que por medio del dinamómetro se pueden realizar dos diferentes análisis: el de rutina del pozo y de los problemas en el pozo y así poder tener un mejor control en el ritmo de producción.
  
7. Gracias al esfuerzo aunado entre las instituciones de investigación, universidades y compañías de servicio, se han podido tener mejores resultados en cuanto al aspecto económico y principalmente en cuanto a la disminución de las pérdidas de barriles diarios de hidrocarburos que se perdían a consecuencia del mal funcionamiento en la unidades de bombeo mecánico, debidas a un mermado diseño o alguna falla en la unidad.

## RECOMENDACIONES

1. Dentro de los sistemas artificiales de producción que han presentado aceptación en los campos petroleros del país es el bombeo mecánico, razón por la cual es recomendable tener los conocimientos básicos referentes al tema y por consiguiente, tener en consideración el alcance de una base para estudios específicos.
2. Generar un buen estudio técnico - económico es una tarea que es necesario realizar. Contar con un buen estudio técnico - económico, significa tener información veraz y confiable sobre el costo, inversión inicial, ganancia y tiempo que tomará la operación de intervenir a los pozos con bombeo mecánico.
3. El diseño de unidades de bombeo mecánico, como se ha visto, es una actividad que requiere de tiempo y dedicación, pero también hoy en día el costo de cualquier operación se ve afectado por el tiempo en que esta se realiza, debido a esto surge la necesidad de reducir el tiempo que se requiere en seleccionar el sistema artificial de producción para instalar en un pozo candidato.
4. Con el diagnóstico que se lleva a cabo en las instalaciones de bombeo mecánico, se reflejan las condiciones de operación. Mediante el análisis de estos registros, efectuados recomendablemente por personas experimentadas, aunado con el avance tecnológico, es posible detectar muchos de los problemas que se presentan en el pozo, lo que permite tomar medidas correctivas para su operación más eficiente. Por tal motivo, es recomendable estar informado acerca del avance tecnológico que se tiene respecto a este ramo.

FALTA PAGINA

No.

178

# APÉNDICE



**TABLA No. 1  
DATOS DEL ÉMBOLO**

DIÁMETRO pg- Dp.	ÁREA pg <sup>2</sup> Ap.	CONSTANTE DE LA BOMBA BPD/pg/spm K
1	0.785	0.116
1 1/16	0.886	0.131
1 ¼	1.227	0.182
1 ½	1.767	0.262
1 ¾	2.405	0.357
1 25/32	2.488	0.369
2	3.142	0.466
2 ¼	3.976	0.590
2 ½	4.909	0.728
2 ¾	5.940	0.881
3 ¼	11.045	1.639
4 ¼	17.721	2.630

**TABLA No. 2**  
**DIÁMETRO DE ÉMBOLO RECOMENDADOS PARA CONDICIONES ÓPTIMAS**

NIVEL DE FLUIDO NETO, pie.	GASTO - BPD - Ev = 80%										
	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	
2000	1 ½	1 ¾	2	2 ¼	2 ½	2 ¾		2 ¾	2 ¾	2 ¾	2 ¾
	1 ¾	1 ½	1 ¾	2 ¼	2 ½						
3000	1 ½	1 ¾	2	2 ¼	2 ½	2 ¾	2 ¾	2 ¾	2 ¾	2 ¾	
	1 ¾	1 ½	1 ¾	2	2 ¼	2 ½	2 ½				
4000	1 ¾	1 ¾	2	2 ¼	2 ¼	2 ¼	2 ¼				
		1 ½	1 ¾	2	2						
5000	1 ¾	1 ¾	2	2	2 ¼	2 ¼					
		1 ½	1 ¾	1 ¾	2						
6000	1 ¾	1 ½	1 ¾	1 ¾							
		1 ¾	1 ½								
7000	1 ¾	1 ½									
	1 1/8	1 ¼									
8000	1 ¼										
	1 1/8										

Esta Tabla, se considera únicamente para carreras de varilla mayores de 74 pg.

**TABLA No. 3**  
**DATOS DE LA BOMBA Y LAS VARILLAS**

No. DE VARILLA	DIA. DEL ÉMBOLO pg- dp	PESO DE LAS VAR. Lb/pie wr	CONSTANTE ELASTICA pg/Lb pie * 10, Er	FACTOR DE FRECUENCIA Fc	SARTA DE VARILLAS, % DE CADA DIÁMETRO					
					1 1/8	1	7/8	3/4	5/8	1/2
44	TODOS	0.726	1.990	1.000						100.0
54	1.06	0.906	1.668	1.138					44.6	55.4
54	1.25	0.929	1.633	1.140					49.5	50.5
54	1.50	0.957	1.584	1.137					56.4	43.6
54	1.75	0.990	1.525	1.122					64.6	35.4
54	2.00	1.027	1.460	1.095					73.7	26.3
54	2.25	1.067	1.391	1.061					83.4	16.6
54	2.50	1.108	1.318	1.023					93.5	6.5
55	TODOS	1.135	1.270	1.000						100.0
64	1.06	1.164	1.382	1.229				33.3	33.1	33.5
64	1.25	1.211	1.319	1.215				37.2	35.9	26.9
64	1.50	1.275	1.232	1.184				42.3	40.4	17.3
64	1.75	1.341	1.141	1.145				47.4	45.3	7.4
65	1.06	1.307	1.138	1.098				34.4		65.6
65	1.25	1.321	1.127	1.104				37.3		62.7
65	1.50	1.343	1.110	1.110				41.8		58.2
65	1.75	1.369	1.090	1.114				46.9		53.1
65	2.00	1.394	1.070	1.114				52.0		48.0
65	2.25	1.426	1.045	1.110				58.4		41.6
65	2.50	1.460	1.018	1.099				65.2		34.8
65	2.75	1.497	0.990	1.082				72.5		27.5
65	3.25	1.574	0.930	1.037				88.1		11.9
66	TODOS	1.634	0.883	1.000						100.0
75	1.06	1.566	0.997	1.191			27.0	27.4		45.6
75	1.25	1.604	0.973	1.193			29.4	29.8		40.8
75	1.50	1.664	0.935	1.189			33.3	33.3		33.3
75	1.75	1.732	0.892	1.174			37.8	37.0		25.1
75	2.00	1.803	0.847	1.151			42.4	41.3		16.3
75	2.25	1.875	0.841	1.121			46.9	45.8		7.2
76	1.06	1.802	0.816	1.072			28.5		71.5	
76	1.25	1.814	0.812	1.077			30.6		69.4	
76	1.50	1.833	0.804	1.082			33.8		66.2	
76	1.75	1.855	0.795	1.088			37.5		62.5	
76	2.00	1.880	0.785	1.093			41.7		58.3	
76	2.25	1.908	0.774	1.096			46.5		53.5	
76	2.50	1.934	0.764	1.097			50.8		49.2	
76	2.75	1.967	0.751	1.094			56.5		43.5	
76	3.25	2.039	0.722	1.078			68.7		31.3	
76	3.75	2.119	0.609	1.047			82.3		17.7	
77	TODOS	2.224	0.649	1.000						100.0
85	1.06	1.883	0.873	1.261		22.2	22.4	22.4		33.0
85	1.25	1.943	0.841	1.253		23.9	24.2	24.3		27.6
85	1.50	2.039	0.791	1.232		26.7	27.4	26.8		19.2
85	1.75	2.138	0.738	1.201		29.6	30.4	29.5		10.5
86	1.06	2.058	0.742	1.151		22.6	23.0		54.3	
86	1.25	2.087	0.732	1.156		24.3	24.5		51.2	
86	1.50	2.133	0.717	1.162		26.8	27.0		46.3	
86	1.75	2.185	0.699	1.164		29.4	30.0		40.6	
86	2.00	2.247	0.679	1.161		32.8	33.2		33.9	
86	2.25	2.315	0.656	1.153		36.9	36.0		27.1	
86	2.50	2.385	0.633	1.138		40.6	39.7		19.7	
86	2.75	2.455	0.610	1.119		44.5	43.3		12.2	

**TABLA No. 3**  
**DATOS DE LA BOMBA Y LAS VARILLAS**

No. DE VARILLA*	DIA. DEL ÉMBOLO pg- dp	PESO DE LAS VAR. Lb/pie wr	CONSTANTE ELÁSTICA pg/Lb pie * 10, Er	FACTOR DE FRECUENCIA Fc	SARTA DE VARILLAS, % DE CADA DIÁMETRO						
					1 1/8	1	7/8	3/4	5/8	1/2	
87	1.06	2.390	0.612	1.055		24.3	75.7				
87	1.25	2.399	0.610	1.058		25.7	74.3				
87	1.50	2.413	0.607	1.062		27.7	72.3				
87	1.75	2.430	0.603	1.066		30.3	69.7				
87	2.00	2.450	0.598	1.071		33.2	66.8				
87	2.25	2.472	0.594	1.075		36.4	63.6				
87	2.50	2.496	0.588	1.079		39.9	60.1				
87	2.75	2.523	0.582	1.082		43.9	56.1				
87	3.25	2.575	0.570	1.084		51.6	48.4				
87	3.75	2.641	0.556	1.078		61.2	38.8				
87	4.75	2.793	0.522	1.038		83.6	16.4				
88	TODOS	2.904	0.497	1.000		100.0					
96	1.06	2.382	0.670	1.222	19.1	19.2	19.5	42.3			
96	1.25	2.435	0.655	1.224	20.5	20.5	20.7	38.3			
96	1.50	2.511	0.633	1.223	22.4	22.5	22.8	32.3			
96	1.75	2.607	0.606	1.213	24.8	25.1	25.1	25.1			
96	2.00	2.703	0.578	1.196	27.1	27.9	27.4	17.6			
96	2.25	2.806	0.549	1.172	29.6	30.7	29.8	9.8			
97	1.06	2.645	0.568	1.120	19.6	20.0	60.3				
97	1.25	2.670	0.563	1.124	20.5	21.2	58.0				
97	1.50	2.707	0.556	1.131	22.5	23.0	54.5				
97	1.75	2.751	0.548	1.137	24.5	25.0	50.4				
97	2.00	2.801	0.538	1.141	26.8	27.4	25.7				
97	2.25	2.856	0.528	1.143	29.4	30.2	40.4				
97	2.50	2.921	0.515	1.141	32.5	33.1	34.4				
97	2.75	2.989	0.503	1.135	36.1	35.3	28.6				
97	3.25	3.132	0.475	1.111	42.9	41.9	15.2				
98	1.06	3.068	0.475	1.043	21.2	78.8					
98	1.25	3.076	0.474	1.045	22.2	77.8					
98	1.50	3.089	0.472	1.048	23.8	76.2					
98	1.75	3.103	0.470	1.051	25.7	74.3					
98	2.00	3.118	0.468	1.055	27.7	72.3					
98	2.25	3.137	0.465	1.058	30.1	69.9					
98	2.50	3.157	0.463	1.062	32.7	67.3					
98	2.75	3.180	0.460	1.066	35.6	64.4					
98	3.25	3.231	0.453	1.071	42.2	57.8					
98	3.75	3.289	0.445	1.074	49.7	50.3					
98	4.75	3.412	0.428	1.064	65.7	34.3					
99	TODOS	3.676	0.393	1.000	100.0						

**TABLA No. 3  
DATOS DE LA BOMBA Y LAS VARILLAS**

No. DE VARILLA*	DIA. DEL ÉMBOLO	PESO DE LAS VAR. Lb/pic wr	CONSTANTE ELÁSTICA pg/Lb pic * 10, Er	FACTOR DE FRECUENCIA Fc	SARTA DE VARILLAS, % DE CADA DIÁMETRO				
	pg- dp				1 1/4	1 1/8	1	7/8	3/4
107	1.06	2.977	0.524	1.184	16.9	16.8	17.1	49.1	
107	1.25	3.019	0.517	1.189	17.9	17.8	18.0	46.3	
107	1.50	3.085	0.506	1.195	19.4	19.2	19.5	41.9	
107	1.75	3.158	0.494	1.197	21.0	21.0	21.2	36.9	
107	2.00	3.238	0.480	1.195	22.7	22.8	23.1	31.4	
107	2.25	3.336	0.464	1.187	25.0	25.0	25.0	25.0	
107	2.50	3.435	0.447	1.174	26.9	27.7	27.1	18.2	
107	2.75	3.537	0.430	1.156	29.1	30.2	29.3	11.3	
108	1.06	3.325	0.447	1.097	17.3	17.8	64.9		
108	1.25	3.345	0.445	1.101	18.1	18.6	63.2		
108	1.50	3.376	0.441	1.106	19.4	19.9	60.7		
108	1.75	3.411	0.437	1.111	20.9	21.4	57.7		
108	2.00	3.452	0.432	1.117	22.3	23.0	54.3		
108	2.25	3.498	0.427	1.121	24.5	25.0	50.5		
108	2.50	3.548	0.421	1.124	26.5	27.2	46.3		
108	2.75	3.603	0.415	1.126	28.7	29.6	41.6		
108	3.25	3.731	0.400	1.123	34.6	33.9	31.6		
108	3.75	3.873	0.383	1.108	40.6	39.5	19.9		
109	1.06	3.839	0.378	1.035	18.9	81.1			
109	1.25	3.845	0.378	1.036	19.6	80.4			
109	1.50	3.855	0.377	1.038	20.7	79.3			
109	1.75	3.867	0.376	1.040	22.1	77.9			
109	2.00	3.880	0.375	1.043	23.7	76.3			
109	2.25	3.896	0.374	1.046	25.4	74.6			
109	2.50	3.911	0.372	1.048	27.2	72.8			
109	2.75	3.930	0.371	1.051	29.4	70.6			
109	3.25	3.971	0.367	1.057	34.2	65.8			
109	3.75	4.020	0.363	1.063	39.9	60.1			
109	4.75	4.120	0.354	1.066	51.5	48.5			

\* EL NÚMERO DE VARILLA SE REFIERE AL MÁXIMO Y MÍNIMO DIÁMETRO DE VARILLA EN OCTAVOS DE PULGADA.  
 POR EJEMPLO: LA VARILLA NÚMERO 76 CORRESPONDE A DOS TIPOS DE VARILLAS, LA DE 7/8 Y 6/8.  
 LA VARILLA NÚMERO 85 ES LA COMBINACIÓN DE CUATRO TIPOS DE VARILLAS, 8/6, 7/8, 6/8 Y 5/8.

**TABLA No. 3 A**  
**DATOS PARA DISEÑAR UN APAREJO DE VARILLAS TELESCOPIADAS**

DIA. DE LA SARTA, pg.	VALORES DE R
5/8 - 3/4	$R_1 = 0.759 - 0.0896 A_p$ $R_2 = 0.241 - 0.0896 A_p$
3/4 - 7/8	$R_1 = 0.786 - 0.0566 A_p$ $R_2 = 0.214 + 0.0566 A_p$
7/8 - 1	$R_1 = 0.814 - 0.0375 A_p$ $R_2 = 0.186 + 0.0375 A_p$
5/8 - 3/4 - 7/8	$R_1 = 0.627 - 0.1393 A_p$ $R_2 = 0.199 + 0.0737 A_p$ $R_3 = 0.175 + 0.0655 A_p$
3/4 - 7/8 - 1	$R_1 = 0.664 - 0.0894 A_p$ $R_2 = 0.181 + 0.0478 A_p$ $R_3 = 0.155 + 0.0416 A_p$
3/4 - 7/8 - 1 - 1 1/8	$R_1 = 0.582 - 0.1110 A_p$ $R_2 = 0.158 + 0.0421 A_p$ $R_3 = 0.137 + 0.0364 A_p$ $R_4 = 0.123 + 0.0325 A_p$

**TABLA No. 4**  
**DATOS DE LA VARILLA DE SUCCIÓN**

DIÁMETRO PB.	ÁREA pg <sup>2</sup> .	PESO Lb/pie
1/2	0.196	0.72
5/8	0.307	1.16
3/4	0.442	1.63
7/8	0.601	2.16
1	0.785	2.88
1 1/8	0.994	3.64

**TABLA No. 5  
FACTOR DE ACELERACIÓN**

Longitud de carrera de la varilla pulida (pg)

spm	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	1.003	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	1.011	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	1.017	1.028	1.033	1.038	1.044	1.051	1.061	1.074	1.086	1.098	1.110	1.128
7	1.011	1.017	1.021	1.025	1.029	1.025	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	1.033	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	1.044	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	1.055	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	1.068	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	1.082	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	1.098	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	1.115	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	1.134	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	1.154	1.196	1.233	1.269	1.312	1.363	1.436	1.523				
17	1.066	1.098	1.123	1.148	1.172	1.174	1.221	1.262	1.303	1.353	1.410	1.492					
18	1.074	1.110	1.138	1.165	1.193	1.197	1.248	1.294	1.340	1.395	1.460	1.552					
19	1.082	1.123	1.154	1.184	1.215	1.221	1.277	1.328	1.379	1.440	1.512						
20	1.091	1.136	1.170	1.204	1.239	1.246	1.306	1.363	1.420	1.488	1.567						
21	1.100	1.150	1.188	1.225	1.263	1.272	1.338	1.400	1.463	1.538	1.625						
22	1.110	1.165	1.206	1.247	1.288	1.300	1.371	1.440	1.508	1.590							
23	1.120	1.180	1.225	1.270	1.315	1.330	1.405	1.480	1.555	1.645							
24	1.131	1.196	1.245	1.294	1.343	1.392	1.441	1.525	1.605	1.703							



**TABLA No. 6  
DATOS DE LA TUBERÍA**

DIA. EXTERIOR pg.	DIA. INTERIOR pg.	PESO Lb/pie	ÁREA pg <sup>2</sup>	CONSTANTE ELÁSTICA pg/Lb pie * 10 <sup>-6</sup> Ei
1.900	1.610	2.90	0.800	0.500
2 3/8	1.995	4.70	1.304	0.307
2 7/8	2.441	6.50	1.812	0.221
3 1/2	2.992	9.30	2.590	0.154
4	3.476	11.00	3.077	0.130
4 1/2	3.958	12.75	3.601	0.111

**TABLA No. 7**  
**FACTORES APROXIMADOS DE TORQUE MÁXIMO**  
**UNIDAD CONVENCIONAL**

CARRERA DE LA VARILLA pé.	FACTOR DE TORQUE (TF máx)
16	8.5
24	13.0
30	16.0
36	19.0
42	22.0
48	26.0
54	29.0
64	34.0
74	39.0
86	45.0
100	52.0
120	63.0
144	75.0
168	87.0

**TABLA No. 8**  
**FACTORES APROXIMADOS DE TORQUE MÁXIMO**  
**UNIDAD MARK II**

CARRERA DE LA VARILLA pé.	TF <sub>1</sub>	TF <sub>2</sub>
64	29	37
74	34	43
86	39	51
100	47	57
120	55	71
144	66	88
168	79	102

**TABLA No. 9**  
**DATOS PARA DISEÑO DE UNIDADES API TAMAÑO 40 CON 34 pg. DE CARRERA**

PROF. BOMBA pie	DIA. DEL ÉMBOLO pg	DIA. DE LA TUB. pg	DIA. DE LAS VAR. pg	VELOCIDAD DE BOMBEO spm
1000 - 1100	2 3/4	3	7/8	24 - 19
1100 - 1250	2 1/2	3	7/8	24 - 19
1250 - 1650	2 1/4	2 1/2	3/4	24 - 19
1650 - 1900	2	2 1/2	3/4	24 - 19
1900 - 2150	1 3/4	2 1/2	3/4	24 - 19
2150 - 3000	1 1/2	2	5/8 - 3/4	24 - 19
3000 - 3700	1 1/4	2	5/8 - 3/4	22 - 18
3700 - 4000	1	2	5/8 - 3/4	21 - 18

**TABLA No. 10**  
**DATOS PARA DISEÑO DE UNIDADES API TAMAÑO 57 CON 42 pg. DE CARRERA**

PROF. BOMBA pie	DIA. DEL ÉMBOLO pg	DIA. DE LA TUB. pg	DIA. DE LAS VAR. pg	VELOCIDAD DE BOMBEO spm
1150 - 1300	2 3/4	3	7/8	24 - 19
1300 - 1450	2 1/2	3	7/8	24 - 19
1450 - 1850	2 1/4	2 1/2	3/4	24 - 19
1850 - 2200	2	2 1/2	3/4	24 - 19
2200 - 2500	1 3/4	2 1/2	3/4	24 - 19
2500 - 3400	1 1/2	2	5/8 - 3/4	23 - 18
3400 - 4200	1 1/4	2	5/8 - 3/4	22 - 17
4200 - 5000	1	2	5/8 - 3/4	21 - 17

**TABLA No. 11**  
**DATOS PARA DISEÑO DE UNIDADES API TAMAÑO 80 CON 48 pg. DE CARRERA**

PROF. BOMBA pic	DIA. DEL ÉMBOLO pg	DIA. DE LA TUB. pg	DIA. DE LAS VAR. pg	VELOCIDAD DE BOMBEO spm
1400 - 1550	2 3/4	3	7/8	24 - 19
1550 - 1700	2 1/2	3	7/8	24 - 19
1700 - 2200	2 1/4	2 1/2	3/4	24 - 19
2200 - 2600	2	2 1/2	3/4	24 - 19
2600 - 3000	1 3/4	2 1/2	3/4	23 - 18
3000 - 4100	1 1/2	2	5/8 - 3/4	23 - 18
4100 - 5000	1 1/4	2	5/8 - 3/4	21 - 17
5000 - 6000	1	2	5/8 - 3/4	19 - 17

**TABLA No. 12**  
**DATOS PARA DISEÑO DE UNIDADES API TAMAÑO 114 CON 54 pg. DE CARRERA**

PROF. BOMBA pic	DIA. DEL ÉMBOLO pg	DIA. DE LA TUB. pg	DIA. DE LAS VAR. pg	VELOCIDAD DE BOMBEO spm
1700 - 1900	2 3/4	3	7/8	24 - 19
1900 - 2100	2 1/2	3	7/8	24 - 19
2100 - 2700	2 1/4	2 1/2	3/4	24 - 19
2700 - 3300	2	2 1/2	3/4	23 - 18
3300 - 3900	1 3/4	2 1/2	3/4	22 - 17
3900 - 5100	1 1/2	2	5/8 - 3/4	21 - 17
5100 - 6300	1 1/4	2	5/8 - 3/4	19 - 16
6300 - 7000	1	2	5/8 - 3/4	17 - 16

**TABLA No. 13**  
**DATOS PARA DISEÑO DE UNIDADES API TAMAÑO 160 CON 64 pg. DE CARRERA**

PROF. BOMBA pie	DIA. DEL ÉMBOLO pg	DIA. DE LA TUB. pg	DIA. DE LAS VAR. pg	VELOCIDAD DE BOMBEO spm
2000 - 2200	2 3/4	3	7/8	24 - 19
2200 - 2400	2 1/2	3	7/8	23 - 19
2400 - 3000	2 1/4	2 1/2	3/4	23 - 19
3000 - 3600	2	2 1/2	3/4	23 - 19
3600 - 4200	1 3/4	2 1/2	3/4	22 - 18
4200 - 5400	1 1/2	2	5/8 - 3/4	21 - 18
5400 - 6700	1 1/4	2	5/8 - 3/4	19 - 17
6700 - 7750	1	2	5/8 - 3/4	17 - 17

**TABLA No. 14**  
**DATOS PARA DISEÑO DE UNIDADES API TAMAÑO 228 CON 74 pg. DE CARRERA**

PROF. BOMBA pie	DIA. DEL ÉMBOLO pg	DIA. DE LA TUB. pg	DIA. DE LAS VAR. pg	VELOCIDAD DE BOMBEO spm
2400 - 2600	2 3/4	3	7/8	24 - 20
2600 - 3000	2 1/2	3	7/8	23 - 18
3000 - 3700	2 1/4	2 1/2	3/4 - 7/8	22 - 17
3700 - 4500	2	2 1/2	3/4 - 7/8	21 - 16
4500 - 5200	1 3/4	2 1/2	3/4 - 7/8	19 - 15
5200 - 6800	1 1/2	2	5/8 - 3/4 - 7/8	18 - 14
6800 - 8000	1 1/4	2	5/8 - 3/4 - 7/8	16 - 13
8000 - 8500	1	2	5/8 - 3/4 - 7/8	14 - 13

**TABLA No. 15**  
**DATOS PARA DISEÑO DE UNIDADES API TAMAÑO 320 CON 84 pg. DE CARRERA**

PROF. BOMBA pie	DIA. DEL ÉMBOLO pg	DIA. DE LA TUB. pg	DIA. DE LAS VAR. pg	VELOCIDAD DE BOMBEO spm
2800 - 3200	2 3/4	3	7/8	23 - 19
3200 - 3600	2 1/2	3	7/8	21 - 17
3600 - 4100	2 1/4	2 1/2	3/4 - 7/8 - 1	21 - 17
4100 - 4800	2	2 1/2	3/4 - 7/8 - 1	20 - 16
4800 - 5600	1 3/4	2 1/2	3/4 - 7/8 - 1	19 - 16
5600 - 6700	1 1/2	2 1/2	3/4 - 7/8 - 1	18 - 15
6700 - 8000	1 1/4	2 1/2	3/4 - 7/8 - 1	17 - 13
8000 - 9500	1 1/16	2 1/2	3/4 - 7/8 - 1	14 - 11

**TABLA No. 16**  
**DATOS PARA DISEÑO DE UNIDADES API TAMAÑO 640 CON 144 pg. DE CARRERA**

PROF. BOMBA pie	DIA. DEL ÉMBOLO pg	DIA. DE LA TUB. pg	DIA. DE LAS VAR. pg	VELOCIDAD DE BOMBEO spm
3200 - 3500	2 3/4	3	7/8 - 1	18 - 14
3500 - 4000	2 1/2	3	7/8 - 1	17 - 13
4000 - 4700	2 1/4	2 1/2	3/4 - 7/8 - 1	16 - 13
4700 - 5700	2	2 1/2	3/4 - 7/8 - 1	15 - 12
5700 - 6600	1 3/4	2 1/2	3/4 - 7/8 - 1	14 - 12
6600 - 8000	1 1/2	2 1/2	3/4 - 7/8 - 1	14 - 11
8000 - 9600	1 1/4	2 1/2	3/4 - 7/8 - 1	13 - 10
9600 - 11000	1 1/16	2 1/2	3/4 - 7/8 - 1	12 - 10

**TABLA No. 17**  
**LÍMITES DE DUREZA RECOMENDADOS PARA LA SARTA DE VARILLAS**

TIPO DE VAR.	GRADO DE ACERO AISI - ASE	LÍMITE DE DUREZA EN FLUIDOS CORROSIVOS		LÍMITE DE DUREZA EN FLUIDOS CORROSIVOS RANGO DE TENSIÓN, lb/pg <sup>2</sup>		
		CON H <sub>2</sub> S	SIN H <sub>2</sub> S	< 60%	> 60%	< 30%
ACERO AL CARBÓN	C1033			30000		
	C1035			30000		
	C1036			30000		
	C1038			30000		
	C1039			30000		
	C1010			30000		
	C1012			30000		
	C1013			30000		
TODO ACERO	Mn 1335			30000	40000	
	Ni-Cr 3310				40000	
	Ni-Cr (Mayari)	22000	30000	30000	40000	
	Ni-Mo 4620	22000	30000	30000	40000	
	Ni-Mo 4621	22000	30000	30000	40000	
	Ni-Mo 4800 series	22000				

**TABLA No. 18**  
**FACTORES DE SERVICIO**

SERVICIO	API C	API D
NO CORROSIVO	1.00	1.00
AGUA SALADA	0.65	0.90
ÁCIDO SULFHÍDRICO	0.50	0.70

**TABLA No. 19**  
**ESPECIFICACIONES DE LA UNIDAD CONVENCIONAL DE BOMBEO**

DISEÑO DE LA UNIDAD	C-912D-365-168 C-640D-365-168	C-912D-305-168 C-640D-305-168 C-456D-305-168	C-912D-427-144	C-912D-365-144 C-640D-365-144	C-640D-305-144 C-456D-305-144
CAPAC DEL VÁSTAGO PULIDO, LBS.*	36,500	30,500	42,700	36,500	30,500
LONGITUD DE EMBOLADA, PG.	168,145,124	168,145,124	144,124,106	144,124,106	144,124,106
BALANCÍN	33" * 221 Lbs.	33" * 201 Lbs.	33" * 221 Lbs.	33" * 201 Lbs.	30" * 173 Lbs.
SUETADOR DEL CABLE (BRIDA)	1 3/8" * 16" CTRS.	1 1/4" * 16" CTRS.	1 3/8" * 19" CTRS.	1 3/8" * 16" CTRS.	1 1/4" * 16" CTRS.
MANIVELA	94110B	94110B	94110B	94110B	94110B
COJINETE DE PASADOR DE ARTICULACIÓN	1SB	1SB	1SB	1SB	1SB
COJINETE COMPENSADOR	OR	OR	OR	OR	OR
COJINETE CENTRAL	OTG	OTG	OTG	OTG	ITG
DISEÑO DE LA UNIDAD	C-640D-365-168 C-456D-365-168 C-320D-256-144	C-456D-365-120	C-640D-305-120 C-456D-305-120	C-456D-256-120 C-320D-256-120	C-456D-213-120 C-320D-213-120 C-228D-213-120
CAPAC DEL VÁSTAGO PULIDO, LBS.*	25,600	36,500	30,500	25,600	30,500
LONGITUD DE EMBOLADA, PG.	144,124,106	120,105,90	120,102,85	120,102,85	120,102,85
BALANCÍN	27" * 161 Lbs.	30" * 190 Lbs.	27" * 161 Lbs.	27" * 146 Lbs.	24" * 131 Lbs.
SUETADOR DEL CABLE (BRIDA)	1 1/4" * 16" CTRS.	1 3/4" * 16" CTRS.	1 1/4" * 12" CTRS.	1 1/8" * 12" CTRS.	1 1/8" * 12" CTRS.
MANIVELA	94110B	94110B	8495B	8495B	8495B
COJINETE DE PASADOR DE ARTICULACIÓN	1SB	1SB	2SB	2SB	2SB
COJINETE COMPENSADOR	OR	OR	OR	1R	1R
COJINETE CENTRAL	ITG	OTG	ITG	2TG	2TG
DISEÑO DE LA UNIDAD	C-320D-305-100	C-456D-256-100 C-320D-256-100	C-228D-213-100	C-228D-173-100 C-160D-173-100	C-320D-246-86 C-228D-246-86
CAPAC DEL VÁSTAGO PULIDO, LBS.*	30,500	25,600	21,300	17,300	24,600
LONGITUD DE EMBOLADA, PG.	100,85,70	100,85,70	100,86,73	100,86,73	86,74,61
BALANCÍN	27" * 146 Lbs.	24" * 131 Lbs.	24" * 117 Lbs.	24" * 104 Lbs.	26" * 117 Lbs.
SUETADOR DEL CABLE (BRIDA)	1 1/4" * 12" CTRS.	1 1/8" * 16" CTRS.	1 1/8" * 12" CTRS.	1 1/8" * 12" CTRS.	1 1/8" * 12" CTRS.
MANIVELA	8495B	8495B	7478B	7478B	8495B
COJINETE DE PASADOR DE ARTICULACIÓN	2SB	2SB	2SB	3SC	3SC
COJINETE COMPENSADOR	1R	1R	2R	2RA	2RA
COJINETE CENTRAL	2TG	2TG	2TG	2TG	2TG
DISEÑO DE LA UNIDAD	C-320D-213-86 C-228D-213-86	C-160D-173-86	C-114D-119-86	C-320D-246-74	C-228D-200-74 C-160D-200-74
CAPAC DEL VÁSTAGO PULIDO, LBS.*	21,300	17,300	11,900	24,600	20,000
LONGITUD DE EMBOLADA, PG.	86,74,62	86,74,62	85,72,59	74,64,54	74,64,54
BALANCÍN	24" * 104 Lbs.	24" * 94 Lbs.	24" * 84 Lbs.	24" * 104 Lbs.	24" * 94 Lbs.
SUETADOR DEL CABLE (BRIDA)	1 1/8" * 12" CTRS.	1 1/8" * 16" CTRS.	1 1/8" * 12" CTRS.	1 1/8" * 9" CTRS.	1" * 9" CTRS.
MANIVELA	7478B	7478B	6468B	7478B	7478B
COJINETE DE PASADOR DE ARTICULACIÓN	3SC	3SC	4SC	3SC	3SC
COJINETE COMPENSADOR	2RA	2RA	3R	2RA	2RA
COJINETE CENTRAL	2TG	2TG	4TG	2TG	2TG

\* VARILLA PULIDA



**TABLA No. 20**  
**ESPECIFICACIONES DE LA UNIDAD CONVENCIONAL DE BOMBEO**

DISEÑO DE LA UNIDAD	C-228D-173-74 C-160D-173-74	C-160D-143-74 C-114D-143-74	C-160D-173-64 C-114D-173-64	C-160D-143-64 C-114D-143-64	C-80D-119-64
CAPAC. DEL VÁSTAGO PULIDO, LBS.*	17,300	14,300	17,300	14,300	11,900
LONGITUD DE EMBOLADA, PG.	74,62,51	74,62,15	64,54,44	64,52,40	64,53,42
BALANCÍN	24" * 84 Lbs.	24" * 84 Lbs.	24" * 84 Lbs.	18" * 71 Lbs.	18" * 60 Lbs.
SUETADOR DEL CABRE (BRIDA)	1" * 9" CTRS.	1" * 9" CTRS.	1" * 9" CTRS.	1" * 9" CTRS.	1" * 9" CTRS.
MANIVELA	6468B	6468B	6468B	5456B	4850B
COJINETE DE PASADOR DE ARTICULACIÓN	35C	45C	45C	45C	5A
COJINETE COMPENSADOR	2RA	3R	3R	3R	4R
COJINETE CENTRAL	2TG	4TG	4TG	4TG	4TG

DISEÑO DE LA UNIDAD	C-114D-173-54	C-114D-133-54 C-80D-133-74	C-80D-119-54	C-57D-76-54	C-80D-133-48
CAPAC. DEL VÁSTAGO PULIDO, LBS.*	17,300	13,300	11,900	7,600	13,300
LONGITUD DE EMBOLADA, PG.	54,44,34	54,45,36	54,45,36	54,41,28	48,40,32
BALANCÍN	18" * 71 Lbs.	18" * 60 Lbs.	18" * 55 Lbs.	16" * 36 Lbs.	16" * 57 Lbs.
SUETADOR DEL CABRE (BRIDA)	1" * 9" CTRS.	7/8" * 9" CTRS.	7/8" * 9" CTRS.	3/4" * 9" CTRS.	7/8" * 9" CTRS.
MANIVELA	5456B	4850B	4850B	4246B	4850B
COJINETE DE PASADOR DE ARTICULACIÓN	45C	5A	5A	5A	5A
COJINETE COMPENSADOR	3R	4R	4R	5R	4R
COJINETE CENTRAL	4TG	4TG	4TG	5C	4TG

DISEÑO DE LA UNIDAD	C-80D-109-48 C-57D-109-48	C-57D-95-48	C-40D-76-48	C-57D-89-42 C-40D-89-42	C-57D-76-42 C-40D-76-42
CAPAC. DEL VÁSTAGO PULIDO, LBS.*	10,900	9,500	7,600	8,900	7,600
LONGITUD DE EMBOLADA, PG.	48,37,25	48,37,25	48,37,27	42,33,23	42,33,23
BALANCÍN	16" * 45 Lbs.	16" * 40 Lbs.	16" * 36 Lbs.	16" * 36 Lbs.	14" * 34 Lbs.
SUETADOR DEL CABRE (BRIDA)	7/8" * 9" CTRS.	7/8" * 9" CTRS.	7/8" * 9" CTRS.	3/4" * 9" CTRS.	3/4" * 6 1/2"
MANIVELA	4246B	4246B	3644B	3644B	3644B
COJINETE DE PASADOR DE ARTICULACIÓN	5A	5A	6	6	6
COJINETE COMPENSADOR	5R	5R	7R	7R	7R
COJINETE CENTRAL	5C	5C	6CA	6CA	6AC

DISEÑO DE LA UNIDAD	C-40D-89-36	C-25D-67-36	C-25D-56-36	C-25D-67-30	C-25D-53-30
CAPAC. DEL VÁSTAGO PULIDO, LBS.*	8,900	6,700	5,600	6,700	5,300
LONGITUD DE EMBOLADA, PG.	36,28,20	36,28,20	36,28,20	30,20	30,20
BALANCÍN	14" * 34 Lbs.	12" * 26 Lbs.	10" * 26 Lbs.	12" * 26 Lbs.	10" * 26 Lbs.
SUETADOR DEL CABRE (BRIDA)	5/8" * 6 1/2" CTRS.	5/8" * 6 1/2" CTRS.	5/8" * 6 1/2" CTRS.	5/8" * 6 1/2" CTRS.	5/8" * 6 1/2" CTRS.
MANIVELA	3644B	3644B	3644B	2436B	2436B
COJINETE DE PASADOR DE ARTICULACIÓN	6	6	6	6	6
COJINETE COMPENSADOR	7R	7R	7R	7R	7R
COJINETE CENTRAL	6CA	6CA	6CA	6CA	6CA

\* VARELLA PULIDA

## TABLA No. 21 ESPECIFICACIONES DE LOS ENGRANES

**REDUCTOR DE ENGRANAJES 2560D**

Doble reducción  
CLASIF. 2.560.000 pg.-lbs. de Torsión Mát.  
RELACIÓN DE ENGRANAJES: 34.53  
DIAM. DEL CIGÜEÑAL: 11 3/4"  
\*ROLDANA: 55",68" DIAM. PASO-16D EST.  
Calibre de 6 1/4"  
CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 253 Galb.

**REDUCTOR DE ENGRANAJES 456D**

Doble reducción  
CLASIF. 456.000 pg.-lbs. de Torsión Mát.  
RELACIÓN DE ENGRANAJES: 29.04  
DIAM. DEL CIGÜEÑAL: 7" (Mark II, 9")  
ROLDANA: 22",27",33",48"-6D Mát.,  
24",36",44",50"-8c Mát.,  
Calibre de 3 7/16"  
CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 55 Galb.

**REDUCTOR DE ENGRANAJES 456D**

Doble reducción  
CLASIF. 30.000 pg.-lbs. de Torsión Mát.  
RELACIÓN DE ENGRANAJES: 29.5  
DIAM. DE CIGÜEÑAL: 4 7/16"  
ROLDANA: 20",24",30"-3C MÁX.  
Calibre de 1 15/16"  
CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 17gal

**REDUCTOR DE ENGRANAJES 1824D**

Doble reducción  
CLASIF. 1.824.000 pg.-lbs. de Torsión Mát.  
RELACIÓN DE ENGRANAJES: 28.33  
DIAM. DEL CIGÜEÑAL: 9"  
\*ROLDANA: 55",68" DIAM. PASO-11D EST.  
68" DIAM. PASO MAX.,  
Calibre de 10D, 4 15/16"  
CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 165 Galb.

**REDUCTOR DE ENGRANAJES 320D**

Doble reducción  
CLASIF. 320.000 pg.-lbs. de Torsión Mát.  
RELACIÓN DE ENGRANAJES: 30.12  
DIAM. DEL CIGÜEÑAL: 6 7/16" (Mark II, 8 1/2")  
ROLDANA: 24",30",36",44",47"-6D Mát.,  
Calibre de 2 15/16"  
CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 50 Galb.

**REDUCTOR DE ENGRANAJES 456D**

Doble reducción  
CLASIF. 30.000 pg.-lbs. de Torsión Mát.  
RELACIÓN DE ENGRANAJES: 29.32  
DIAM. DE CIGÜEÑAL: 4"  
ROLDANA: 20",24",27"-2C Mát.  
20",25",27"-3B Mát.  
Calibre de 1 15/16"  
CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 13gal

**REDUCTOR DE ENGRANAJES 1280D**

Doble reducción  
CLASIF. 1.280.000 pg.-lbs. de Torsión Mát.  
RELACIÓN DE ENGRANAJES: 28.05  
DIAM. DEL CIGÜEÑAL: 8 1/2" (Mark II, 10 3/4")  
\*ROLDANA: 35",68"-12C Mát.,  
35",68" Calibre de 10D, 4 15/16"  
CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 165 Galb.

**REDUCTOR DE ENGRANAJES 228D**

Doble reducción  
CLASIF. 228.000 pg.-lbs. de Torsión Mát.  
RELACIÓN DE ENGRANAJES: 28.45  
DIAM. DEL CIGÜEÑAL: 6" (Mark II, 7")  
ROLDANA: 24",30",36",41"-5C Mát.,  
Calibre de 2 7/16"  
CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 34 Galb.

**REDUCTOR DE ENGRANAJES 40D**

Doble reducción  
CLASIF. 40.000 pg.-lbs. de Torsión Mát.  
RELACIÓN DE ENGRANAJES: 29.2  
DIAM. DE CIGÜEÑAL: 4"  
ROLDANA: 20",24"-2C Mát.,  
20",23.3"-3B Mát.  
Calibre de 1 11/16"  
CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 7gal

**REDUCTOR DE ENGRANAJES 912D**

Doble reducción  
CLASIF. 912.000 pg.-lbs. de Torsión Mát.  
RELACIÓN DE ENGRANAJES: 28.72  
DIAM. DEL CIGÜEÑAL: 7" (Mark II, 9")  
\*ROLDANA: 34",37",47.6",55.2"-8d Mát.,  
50",55.8"-10C Mát.,  
Calibre de 4 3/16"  
CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 107 Galb.

**REDUCTOR DE ENGRANAJES 160D**

Doble reducción  
CLASIF. 160.000 pg.-lbs. de Torsión Mát.  
RELACIÓN DE ENGRANAJES: 28.67  
DIAM. DEL CIGÜEÑAL: 5 7/16" (Mark II, 7")  
ROLDANA: 20",24",30",36",38"-4C Mát.,  
Calibre de 2 7/16"  
CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 22 Galb.

**REDUCTOR DE ENGRANAJES 25D**

Doble reducción  
CLASIF. 25.000 pg.-lbs. de Torsión Mát.  
RELACIÓN DE ENGRANAJES: 28.9  
DIAM. DE CIGÜEÑAL: 3"  
ROLDANA: 18.4"-2B Mát.  
Calibre de 1 3/16"  
CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 5gal

**REDUCTOR DE ENGRANAJES 640D**

Doble reducción  
CLASIF. 640.000 pg.-lbs. de Torsión Mát.  
RELACIÓN DE ENGRANAJES: 28.6  
DIAM. DEL CIGÜEÑAL: 7" (Mark II, 9")  
\*ROLDANA: 22",27",33",48",55.6"-6D Mát.,  
24",36",44",50",55.6"-8C Mát.  
Calibre de 3 7/16"  
CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 70 Galb.

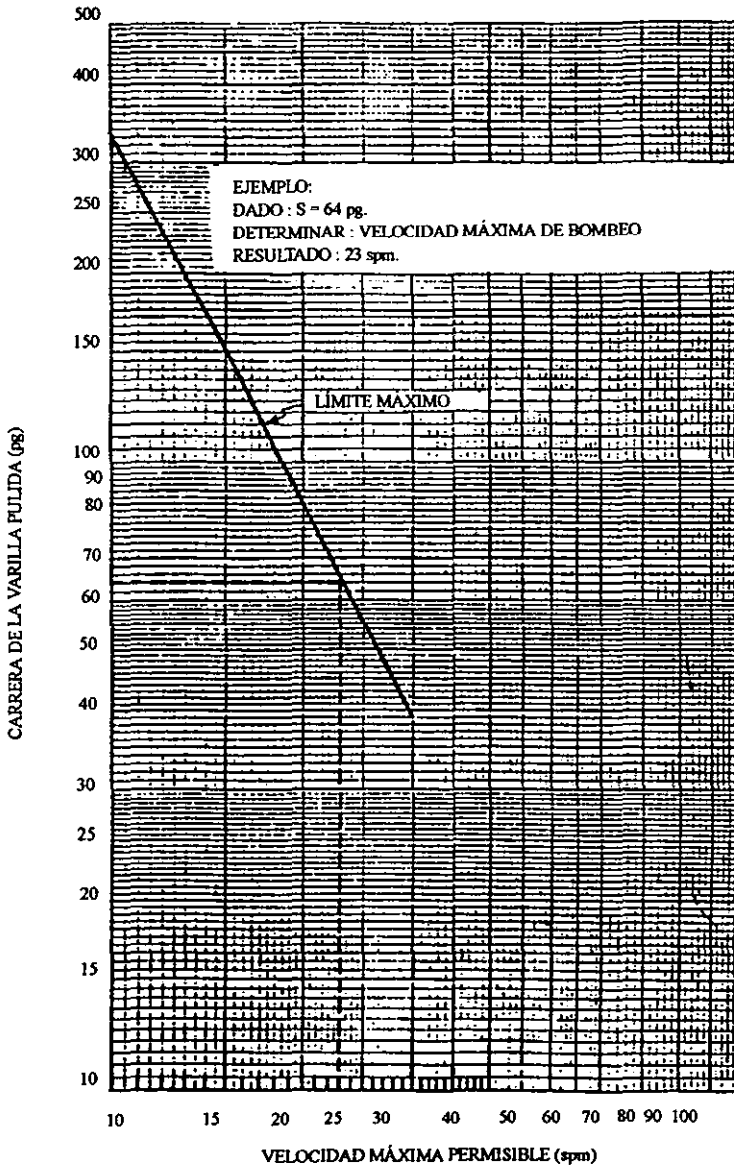
**REDUCTOR DE ENGRANAJES 114D**

Doble reducción  
CLASIF. 114.000 pg.-lbs. de Torsión Mát.  
RELACIÓN DE ENGRANAJES: 29.04  
DIAM. DEL CIGÜEÑAL: 4 7/16" (Mark II, 6 7/16")  
ROLDANA: 20",24",30",33.6"-3C Mát.,  
Calibre de 1 15/16"  
CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 17 Galb.

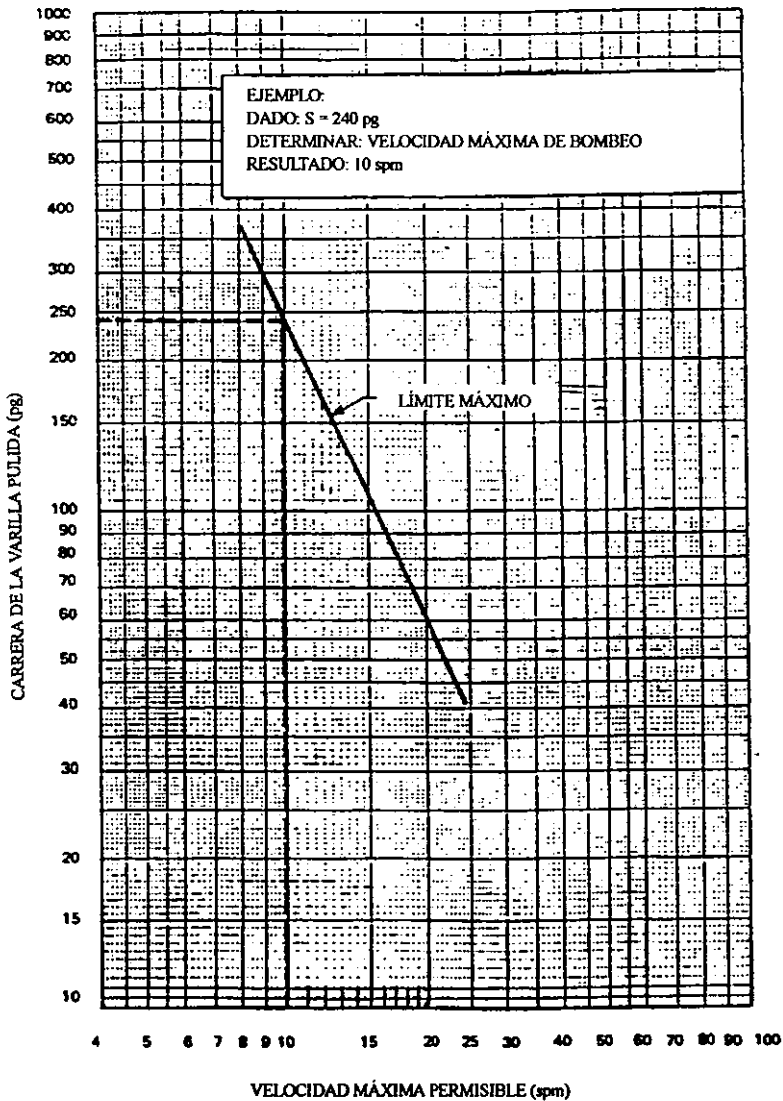
**REDUCTOR DE ENGRANAJES 16D**

Doble reducción  
CLASIF. 16.000 pg.-lbs. de Torsión Mát.  
RELACIÓN DE ENGRANAJES: 35.7  
DIAM. DE CIGÜEÑAL: 2 1/2"  
ROLDANA: 15.3"-3" 6 2B Mát.  
Calibre de 1 3/16"  
CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 5gal

\* POLEA



**FIG. 1 MÁXIMA VELOCIDAD DE BOMBEO  
 UNIDAD CONVENCIONAL<sup>13</sup>**



**FIG. 2 MÁXIMA VELOCIDAD PERMISIBLE DE BOMBEO.  
 UNIDAD AEROBALANCEADA<sup>15</sup>**

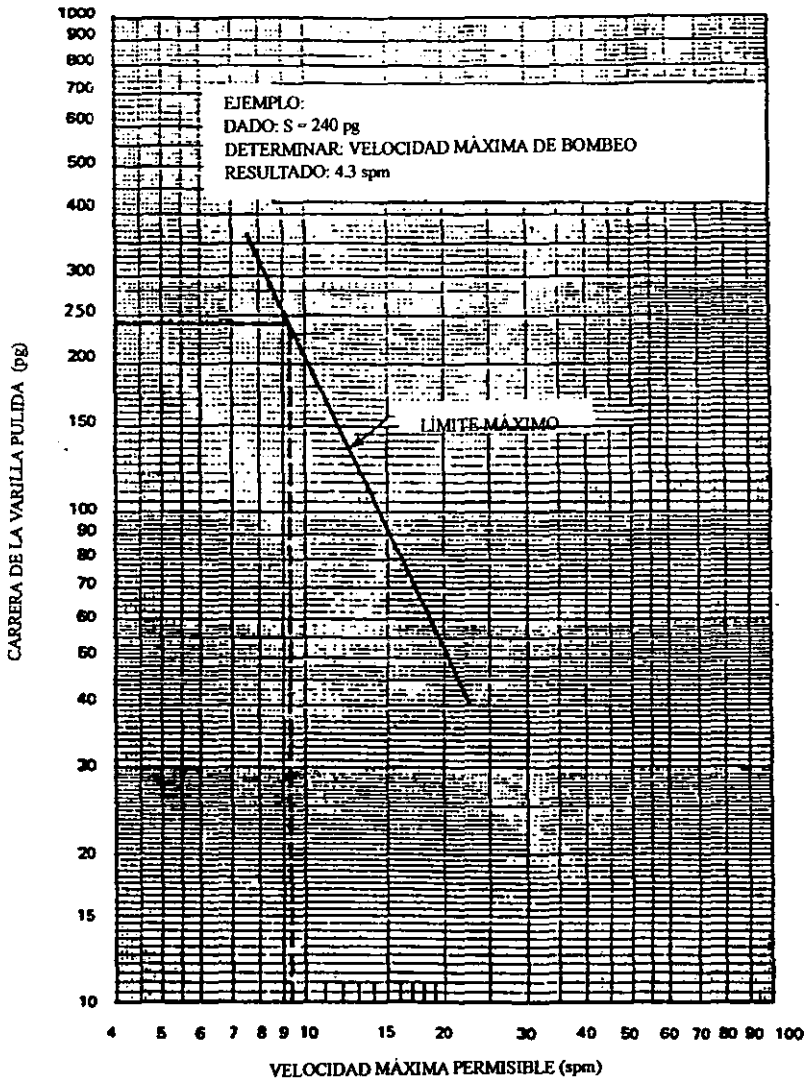


FIG. 3 MÁXIMA VELOCIDAD DE BOMBEO.  
 UNIDAD MARK II<sup>15</sup>

RESISTENCIA MÍNIMA A LA TENSIÓN.

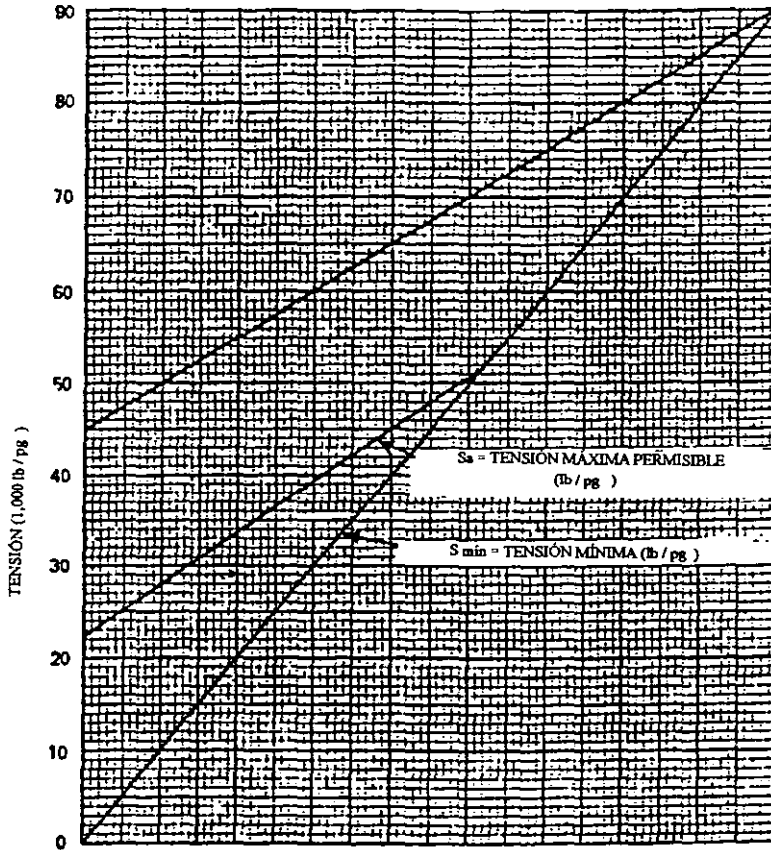


FIG. 4 DIAGRAMA MODIFICADO DE GOODMAN PARA TENSIONES Y RANGOS DE TENSIÓN DE LA VARILLA PULIDA GRADO C. FACTOR DE SERVICIO 1.0<sup>o</sup>

RESISTENCIA MÍNIMA A LA TENSION

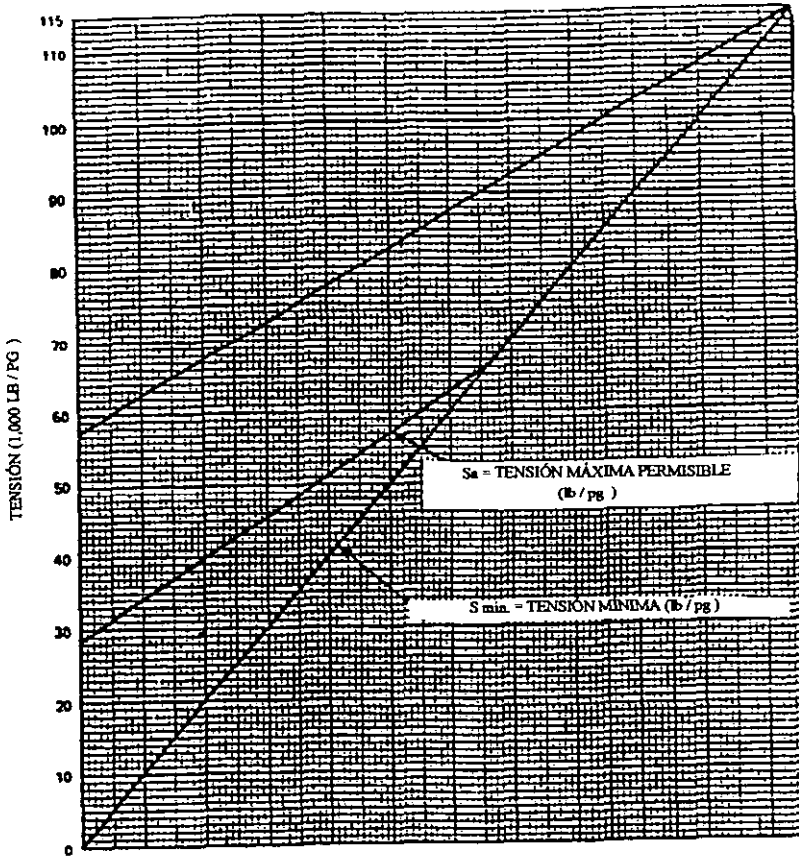


FIG. 5 DIAGRAMA MODIFICADO DE GOODMAN PARA TENSIONES Y RANGOS DE TENSION DE LA VARILLA PULIDA GRADO D. FACTOR DE SERVICIO 1.0<sup>23</sup>

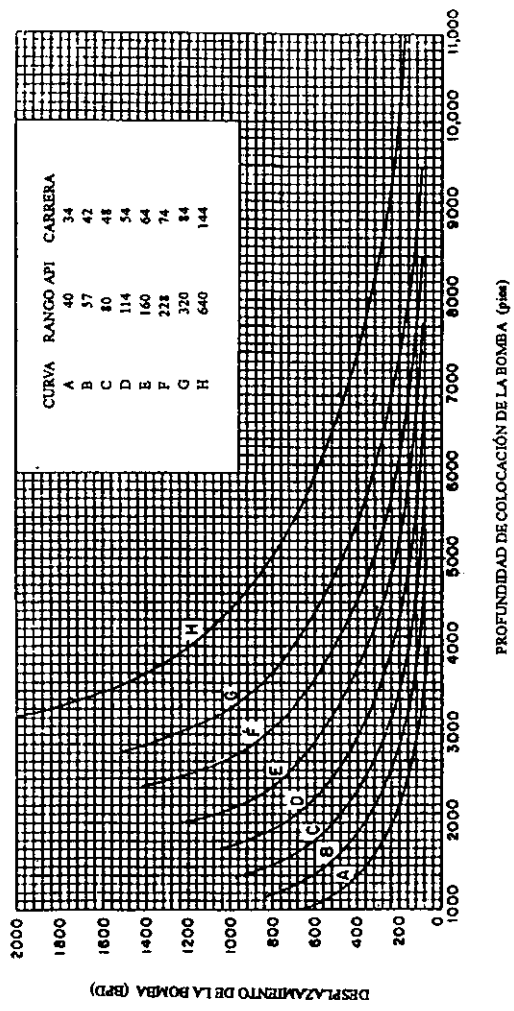


FIG. 6 GRÁFICA PARA SELECCIONAR LA CARRERA Y LA UNIDAD DE BOMBEO.



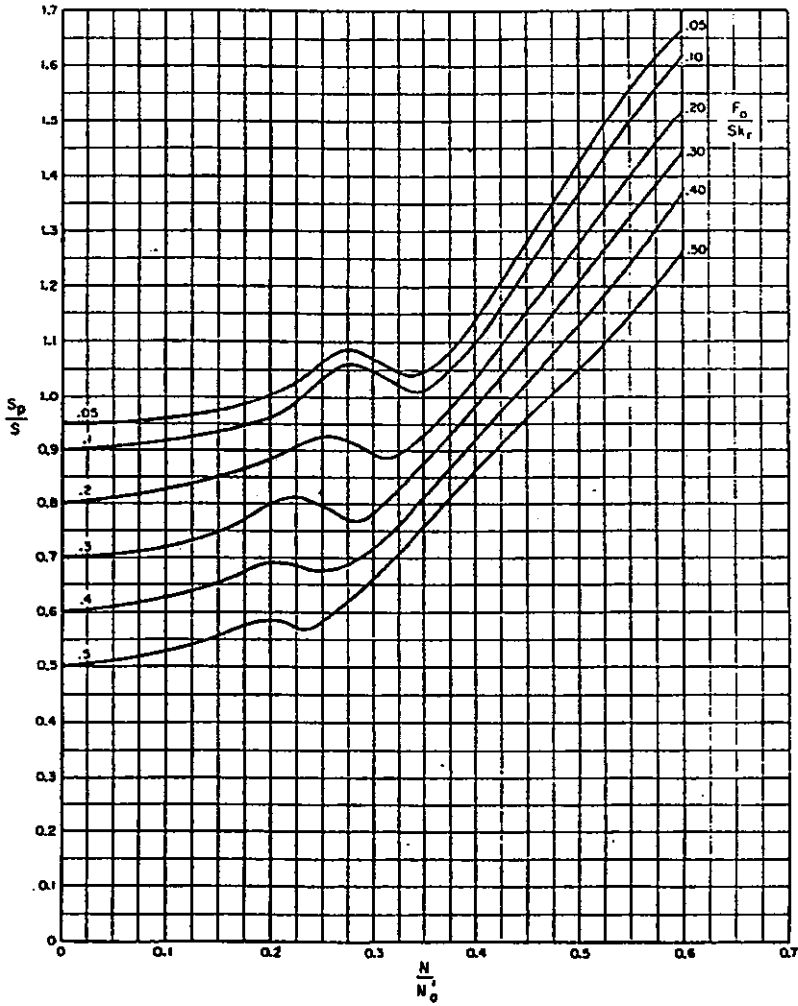


FIG. 7 SP/S, FACTOR DE LA CARRERA DEL ÉMBOLO.

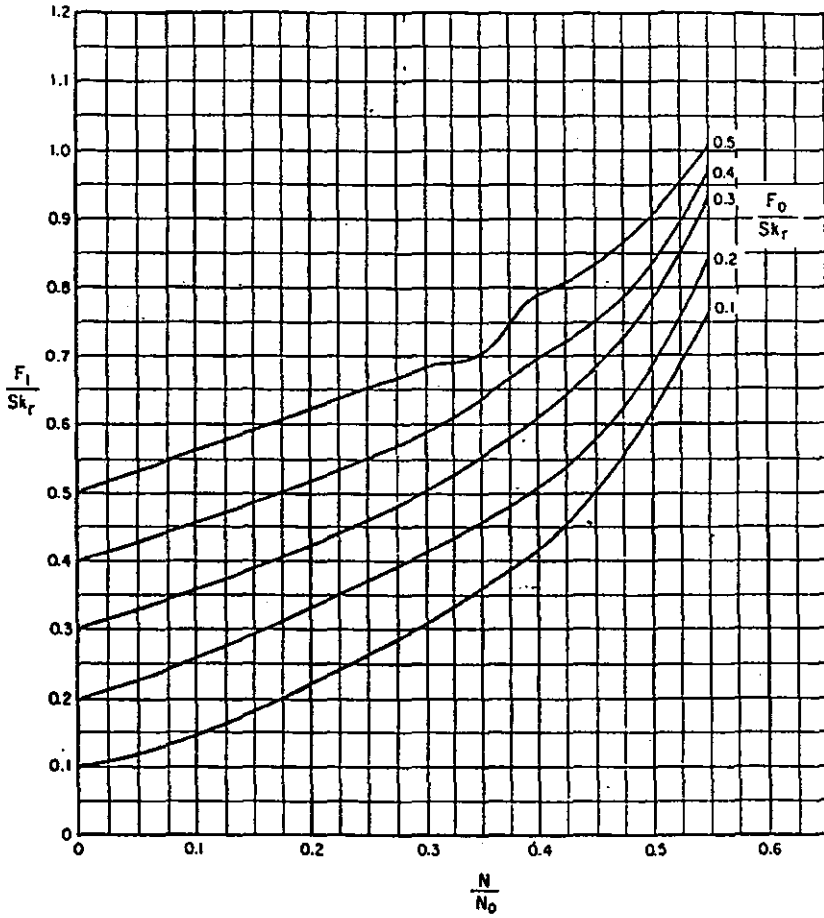


FIG. 8  $F_1/Sk_r$ , CARGA PICO EN AL VARILL A PULIDA!

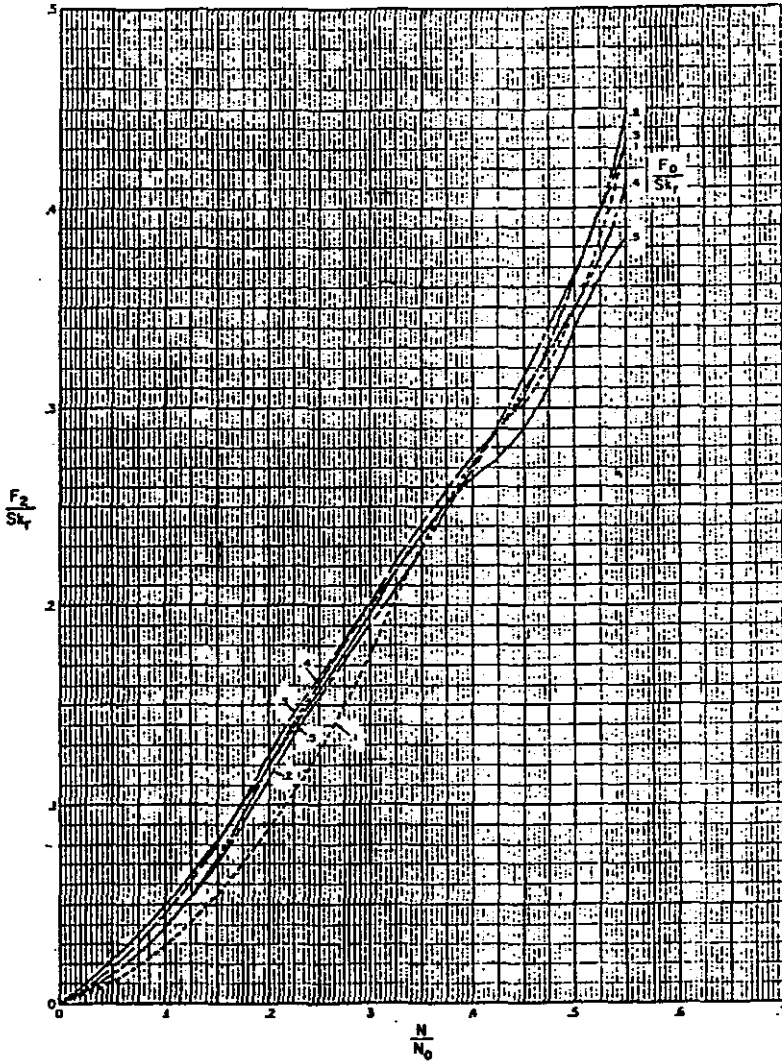
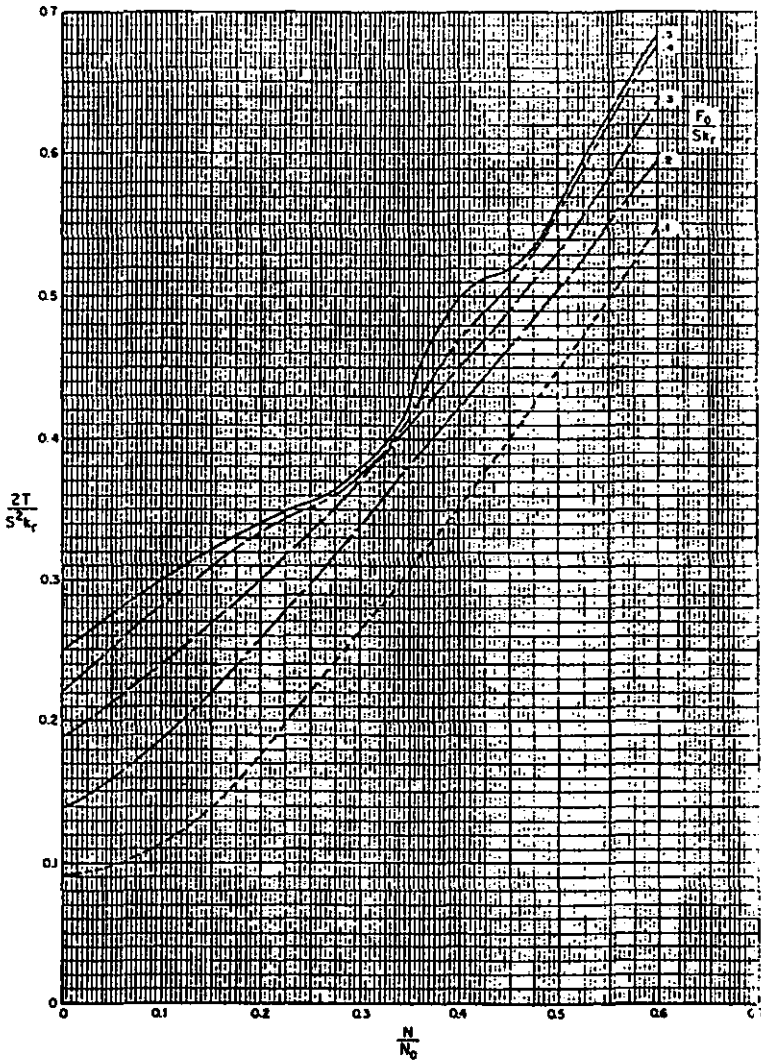


FIG. 9  $F_2/S_{kr}$ , CARGA MÍNIMA EN LA VARILLA PULIDA.



TORSIÓN MÁXIMA PARA VALORES DE  $W_t/S_{kr} = 0.3$ . PARA OTROS VALORES USAR EL AJUSTE DE TORSIÓN MÁXIMA.

FIG. 10  $2T / S_{kr}$ , TORSIÓN MÁXIMA.

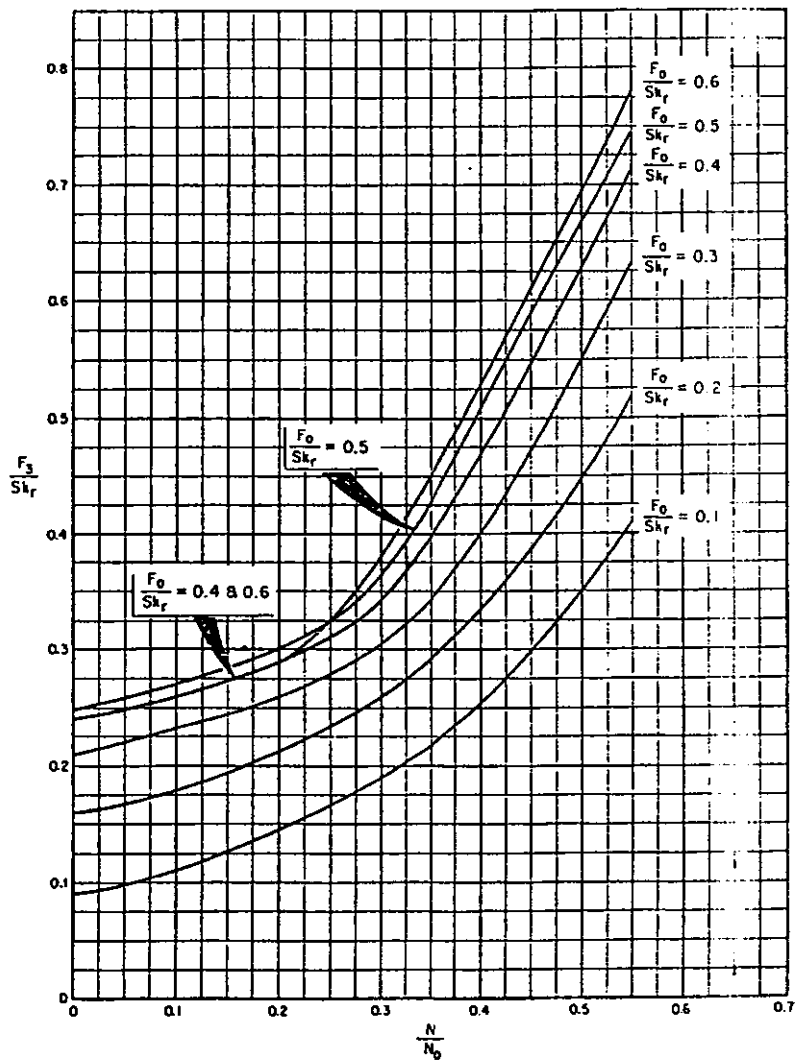
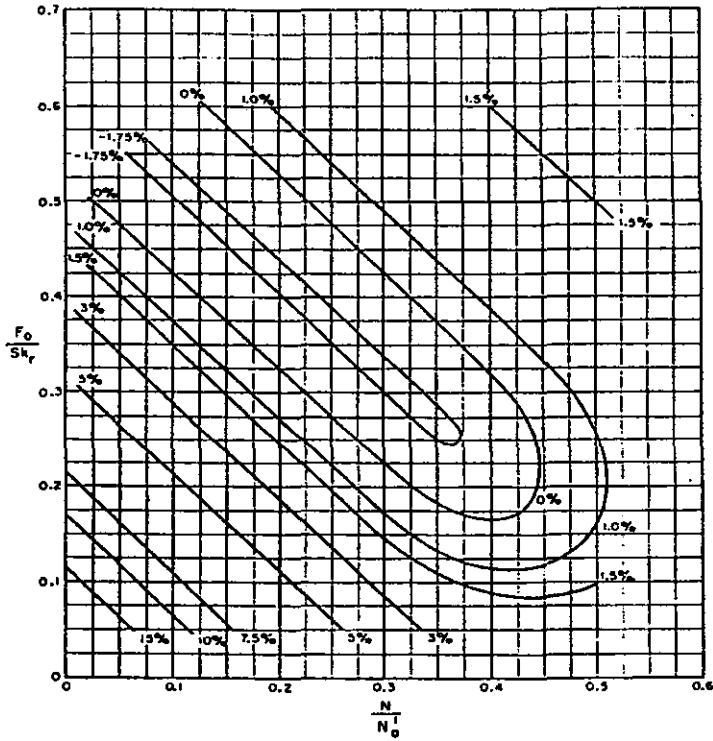


FIG. 11  $F_3/Skr$ , POTENCIA EN LA VARILLA PULIDA!



MODO DE EMPLEO: MULTIPLICAR % INDICANDO EN LA CURVA POR  $(Wt/Skr - 0.3) / 0.1$

POR EJEMPLO:  $Wt/Skr = 0.600$

$N/N_0 = 0.200$ ,  $F_0/Skr = 0.188$

AJUSTE = 3% POR CADA 0.1 DE INCREMENTO EN  $wr/Skr$  ARRIBA DE 0.3

AJUSTE TOTAL =  $3 * 3\% = 9\%$

$$TA = 1.00 + 0.09 = 1.09$$

NOTA: SI  $Wt/Skr$  ES MENOR QUE 0.3 EL AJUSTE SE VUELVE NEGATIVO.

FIG. 12  $T_a$ , AJUSTE DE TORSIÓN MÁXIMA PARA VALORES DE  $Wr/Skr$  DIFERENTES DE 0.3'.

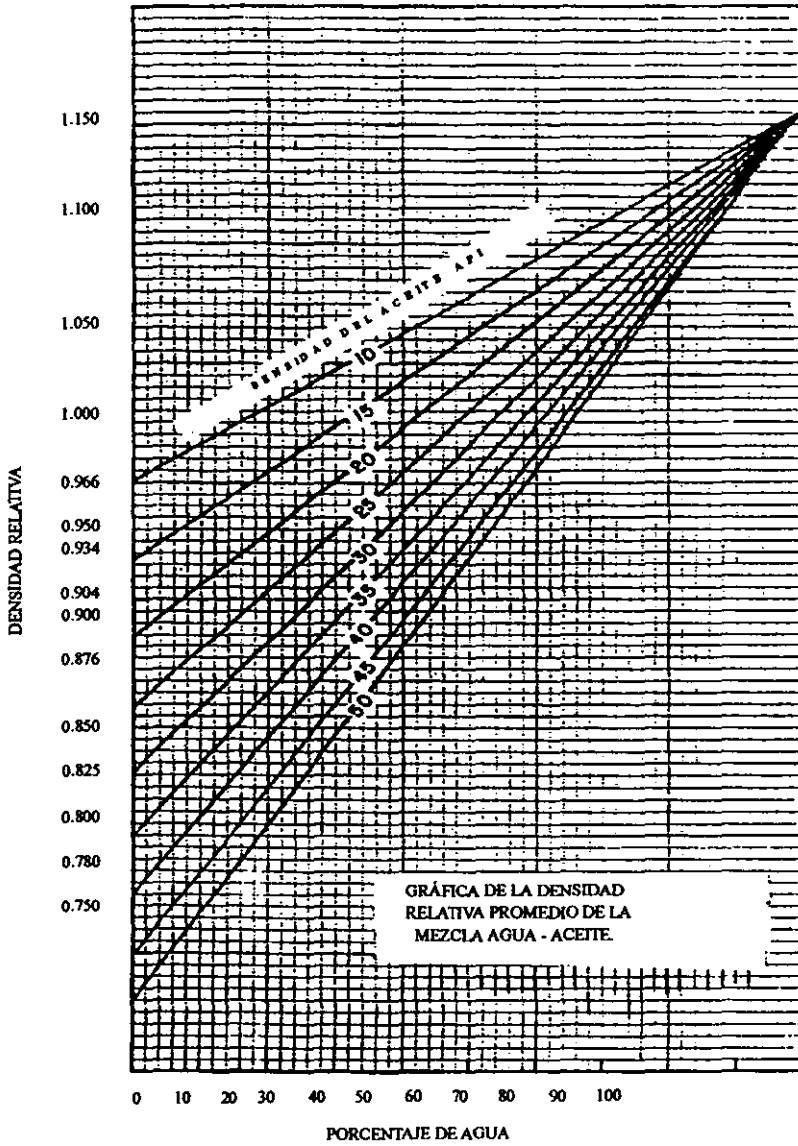


FIG. 13 DENSIDAD RELATIVA DEL FLUIDO.

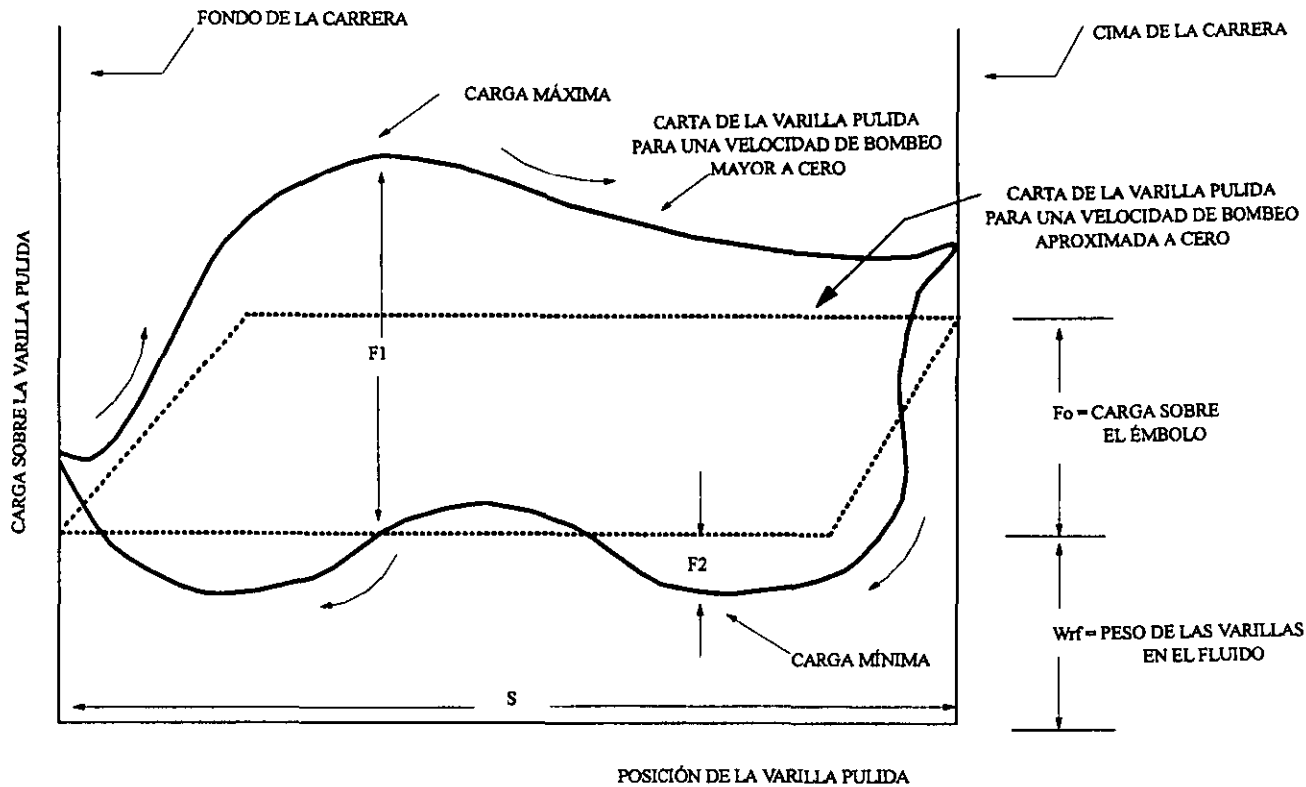


FIG. 14 DINAGRAMA BÁSICO  
MÉTODO DE DISEÑO API-RP-11L



FALTA PAGINA

No.

212

NOMENCLATURA

A	Área	pg <sup>2</sup>
A <sub>p</sub>	Área del émbolo	pg <sup>2</sup>
A <sub>r</sub>	Área de la varilla pulida	pg <sup>2</sup>
B	Factor de volumen	pie <sup>3</sup> /pie <sup>3</sup>
CBE	Contrapeso requerido	lb
C <sub>w</sub>	Efecto de contrabalanceo	
D	Profundidad	pie
d <sub>p</sub>	Diámetro del émbolo	pg
E	Módulo de elasticidad	lb/pg <sup>2</sup>
E <sub>r</sub>	Constante elástica de las varillas	pg/lb
E <sub>t</sub>	Constante elástica de la tubería	pg/lb
E <sub>v</sub>	Eficiencia volumétrica	
e	Elongación	pg
e <sub>d</sub>	Elongación adicional	pg
e <sub>p</sub>	Elongación neta	pg
e <sub>v</sub>	Elongación final	pg
F	Fuerza	lb
F <sub>1</sub>	Factor de PPRL	
F <sub>2</sub>	Factor de MPRL	
F <sub>3</sub>	Factor de PRHP	
F <sub>c</sub>	Factor de frecuencia útil en el diseño de varillas	
F <sub>o</sub>	Carga diferencial del fluido sobre el área total del émbolo	lb
F <sub>p</sub>	Fuerza de la biela	lb
F <sub>t</sub>	Pérdidas de presión por fricción en la tubería	pie/100pie
G	Densidad relativa del fluido (agua=1)	
g	Aceleración de la gravedad	pie/seg <sup>2</sup>
H	Nivel del fluido	pie
h <sub>d</sub>	Carga de elevación	pie
HP	Potencia del motor	hp
k	Constante	
K <sub>t</sub>	Constante de resorte del total de la sarta de varillas	pg/lb
kva	Kilovot amper	kva
L	Profundidad de la bomba	pie
L <sub>t</sub>	Longitud total de la sarta de varillas	pie
L <sub>i</sub>	Longitud de cada sección de varilla pulida	pie
l	Longitud	pie
M	Peso molecular	lb <sub>m</sub> /bl <sub>m</sub>
MPRL	Carga mínima en la varilla pulida	lb
m <sub>i</sub>	Peso unitario de cada sección de la sarta	lb/pie
N	Velocidad de bombeo	spm
N <sub>o</sub>	Frecuencia natural de la sarta de varillas un solo diámetro	spm
N <sub>c</sub>	Frecuencia natural de la sarta de varillas combinada	spm

P	Presión	lb/pg <sup>2</sup>
P <sub>b</sub>	Presión de burbujeo	lb/pg <sup>2</sup>
PE	Peso específico	lb/pg <sup>3</sup>
PD	Desplazamiento de la bomba	bl/día
PDRL	Carga máxima en la varilla pulida	lb
PT	Torsión máxima	lb-pg
P <sub>th</sub>	Presión en la cabeza del pozo	lb/pg <sup>2</sup>
P <sub>tr</sub>	Presión en la tubería de revestimiento	lb/pg <sup>2</sup>
PRHL	Potencia en la varilla pulida	hp
P <sub>wf</sub>	Presión de fondo fluyendo	lb/pg <sup>2</sup>
P <sub>ws</sub>	Presión de fondo estática	lb/pg <sup>2</sup>
q	Gasto	pie <sup>3</sup> /bl
RAA	Relación agua-aceite	pie <sup>3</sup> /bl
R <sub>c</sub>	Rango de carga	lb
R <sub>i</sub>	Porcentaje fraccional de cada sección de la varilla	
RGA	Relación gas-aceite	pie <sup>3</sup> /bl
R <sub>s</sub>	Relación de solubilidad	pie <sup>3</sup> /bl
S	Longitud de la carrera de la varilla pulida	pg
S <sub>p</sub>	Carrera efectiva del émbolo	pg
S <sub>tr</sub>	Libras de carga necesaria para alargar el total de la sarta de varillas una cantidad igual a la carrera de la varilla pulida	
T	Torsión en la manivela	lb/pg
T <sub>a</sub>	Factor de ajuste de torsión para valores de Wrf/S <sub>tr</sub> diferentes de 0.3	
V	Desplazamiento de la bomba	bl/día
V <sub>a</sub>	Volumen promedio por etapa	bl/día
V <sub>c</sub>	Volumen de columna de fluido	pie <sup>3</sup>
V <sub>d</sub>	Volumen de fluido desplazado	pie <sup>3</sup>
V <sub>s</sub>	Voltaje superficial	V
V <sub>tp</sub>	Volumen total por etapa	bl/día
W	Peso	lb
W <sub>c</sub>	Contrapeso	lb
W <sub>r</sub>	Peso por unidad de longitud de la varillas en el aire	lb/pie
W <sub>ra</sub>	Peso total de las varillas en el aire	lb
W <sub>rf</sub>	Peso total de las varillas en el fluido	lb
1/k <sub>r</sub>	Constante elástica para el total de la sarta de vaillas	pg/lb
1/k <sub>i</sub>	Constante elástica para la TP no anclada	pg/lb
Δp <sub>t</sub>	Incremento total de presión	lb/pg <sup>2</sup>
ρ	Densidad	lb <sub>m</sub> /pie <sup>3</sup>
μ	Viscosidad	cp
α	Factor de aceleración o impulso	
β,θ,γ	Ángulos	grados

**Subíndices**

<b>F</b>	<b>Fluidos</b>
<b>g</b>	<b>Gas</b>
<b>m</b>	<b>Mezcla</b>
<b>o</b>	<b>Aceite</b>
<b>r</b>	<b>Varilla</b>
<b>t</b>	<b>Tubería</b>
<b>o</b>	<b>Aceite</b>

FALTA PAGINA

No.

216

- 
1. **"API RECOMMENDED PRACTICE FOR DESIGN CALCULATIONS FOR SUCKER ROD SYSTEMS (CONVENTIONAL UNITS)";** API RP 11L.; American Petroleum Institute, Third Edition; Texas; 1977.
  2. **"THE DYNAMOMETER AS A PRODUCTION TOOL";** Bob G. Agnew.; Drilling and Production Practice (API, 1951); pp. 234-241.
  3. **"THE TECHNOLOGY OF ARTIFICIAL LIFT METHODS";** Brown, K.E.; Vol. 2a.; Introduction of artificial Lift Systems; Beam Pumping: Design and Analysis; Petroleum Publishing Co.; Tulsa, Ok.; 1980.
  4. **Cátalogo LUFKIN;** "Lufkin Industries, Inc.; Texas; 1981.
  5. **Cátalogo General TRICO; INDUSTRIES, INC.;** Texas.
  6. **"DESIGN, DRILLING AND PRODUCTION";** Craft, B.C., Holden, W.R. and Graves, E.D. Jr.; Prentice Hall Inc.; New Jersey; 1962.
  7. **Apuntes del Curso "PRODUCCIÓN POR BOMBEO MECÁNICO Y BOMBEO ELECTROCENTRÍFUGO";** Díaz Zertuche Héctor; Facultad de Ingeniería, UNAM; México; 1997.
  8. **"DYNAMOMETER CHARTS AND WELL WEIGHING";** Fagg L. W.; AIME Transactions; Vol. 189, 165-174; 1950.
  9. **"PRINCIPLES OF OIL WELL PRODUCTION";** Nind T. E. W.; McGraw-Hill Book Company, Inc.; New York; 1981.
  10. **"SUCKER ROD HANDBOOK";** Bethlehem Steel Co.; Handbook 489.
  11. **"ROD-DRAW TUBING PUMPS DO OIL-LIFTING JOB";** Oil and Gas Equipement.

12. "HIGH VOLUMETRIC EFFICIENCY IN OIL WELL PUMPING AND ITS PRACTICAL RESULTS"; A. P. I.; Prod. Bull 207.
  
13. "ARTIFICIAL LIFT-SUCKER ROD PUMPING"; Atlantic Richfield Company Manual.
  
14. LUFKIN PUMPING UNIT CATALOGO 74-75 ,LUFKIN INDUSTRIES; Inc., Lufkin Texas.