

247 25



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

BOMBEO ELECTROCENTRIFUGO Y BOMBEO MECANICO

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO PETROLERO

PRESENTA

DANILO ALBERTO RODRIGUEZ GARCIA

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

MEXICO, D.F., 1988



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

I N D I C E

		página
CAPITULO	I.- INTRODUCCION	1
CAPITULO	II.- CONCEPTOS GENERALES	2
	Fundamentos de flujo de fluidos. Fundamentos de bombas centrífugas. Efectos de algunos parámetros en el comportamiento de la bomba.	
CAPITULO	III.- DESCRIPCION DEL EQUIPO DE BOMBEO ELECTROCENTRIFUGO	10
	Componentes del equipo subsuperficial y superficial. Accesorios en el aparejo de bombeo eléctrico sumergible. Aplicaciones adicionales de bombeo eléctrico sumergible.	
CAPITULO	IV.- DISEÑO Y APLICACION DE INSTALACIONES DE BOMBEO ELECTROCENTRIFUGO	26
	Factores que afectan el diseño de la bomba. Detalle del diseño de las instalaciones. Consideraciones generales en el diseño de las bombas. Resumen del procedimiento para dimensionar bombas. Ejemplos de aplicacion: Producción de 100% de agua. Producción de aceite-agua. Producción de aceite-gas-agua. Aproximación de campo.	
CAPITULO	V.- DESCRIPCION DEL EQUIPO DE BOMBEO MECANICO	73
	Partes esenciales. Bomba subsuperficial. Sarta de varillas de succión. Equipo superficial de bombeo. Reductor de engranes. El motor principal.	

CAPITULO

VI.- MOVIMIENTO BASICO DE BOMBEO EN UN SISTEMA NO ELASTICO SIMPLE

página

85

Patrón típico de cargas en la varilla pulida durante un ciclo de bombeo dividido en cuatro zonas de movimiento. División de trabajo en un sistema de producción artificial. Geometría de la unidad de bombeo mecánico. Rango de cargas en la unidad convencional. Rango de cargas en la unidad Mark II. Efectos de la geometría de las unidades de bombeo mecánico. Aceleración en la varilla pulida. Contrabalanceo de la unidad. Torsión. Factores de torsión.

CAPITULO

VII.- LA CARTA DINAMOMETRICA

111

Dinamómetro para la varilla pulida. Limitación de la interpretación visual. Avances en la interpretación de la carta dinamométrica. El dinamómetro. Construcción de una carta dinamométrica típica. Comportamiento ideal. Principios de movimiento. Alargamiento de varillas. Movimiento armónico de las varillas. Amortiguamiento.

CAPITULO

VIII.- DISEÑO DE LAS INSTALACIONES DE BOMBEO MECANICO

127

Método Craft & Holden. Ejemplo de aplicación. Tablas. Método API-RP-111. Ejemplo de aplicación. Tablas y figuras.

NOMENCLATURA

183

BIBLIOGRAFIA

186

CAPITULO I

INTRODUCCION

La cantidad de fluidos que es factible de obtener de un yacimiento petrolero, depende de factores tales como: características físicas de la roca almacénadora, características de los fluidos, de la energía propia del yacimiento y por supuesto, de las formas de obtención aplicadas por los Ingenieros Petroleros.

Conforme avanza la explotación del yacimiento, la presión empieza a disminuir, hasta el punto en que la energía aportada por el yacimiento es insuficiente para elevar la columna de fluidos hasta la superficie. En la actualidad, antes de que esto ocurra, se implantan métodos de recuperación secundaria, con los que se logra el mantenimiento de la presión en el yacimiento.

Los sistemas artificiales de producción se dividen en dos grandes grupos:

- 1) Sistema sin varillas.- En este tipo, el movimiento de la bomba subsuperficial se produce por medio de un fluido motriz o por energía eléctrica. Este grupo está representado por los sistemas de bombeo hidráulico, neumático y electrocentrífugo.

El bombeo hidráulico puede alcanzar hasta profundidades de 18,000 pies y es recomendable para producir aceites pesados. El neumático, utiliza gas como fluido motriz.

Por otra parte, el sistema de bombeo electrocentrífugo se emplea para producir desde 100 bl/día hasta gastos del orden de los 50,000 bl/día en profundidades aún superiores a los 15,000 pies.

- 2) Sistema de varillas.- En éste, 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. Este grupo está representado por el sistema de bombeo mecánico.

De estudios realizados recientemente en los Estados Unidos, del 80% al 85% de los pozos que producen por un sistema artificial de producción, utilizan el bombeo mecánico.

El presente trabajo estudia el sistema de bombeo electrocentrífugo y el sistema de bombeo mecánico, con la finalidad de proporcionar una fuente de información sobre los temas que integran la materia de Producción de Pozos - II, que se imparte actualmente en la Facultad de Ingeniería de la UNAM.

CAPITULO II
CONCEPTOS GENERALES

Fundamentos de flujo de fluidos.-

Un fluido es una substancia líquida o gaseosa que se deforma continuamente cuando está sujeta a un esfuerzo constante.

En un fluido las fuerzas de atracción molecular son más pequeñas -- que en un sólido, por lo cual no tienen forma propia sino que adoptan la del recipiente que los contiene.

En el caso de un gas, sus moléculas se encuentran muy separadas entre sí, por tanto, es un fluido muy compresible y además cuando la presión de confinamiento desaparece, tiende a expandirse indefinidamente. Un líquido es relativamente compresible y si la presión de confinamiento desaparece, la cohesión existente entre sus moléculas lo mantiene unido.

El vapor es un gas cuyas condiciones de presión y temperatura son tales que se encuentra cercano a la fase líquida.

A continuación, se presentan algunas definiciones de propiedades físicas de los fluidos, que son de uso común, en el estudio del fenómeno del flujo de fluidos a través de tuberías instaladas en sistemas de producción.

PESO ESPECIFICO

El peso específico de una substancia se define como la relación entre su peso por unidad de volumen y representa la fuerza que ejerce la aceleración de la gravedad por unidad de volumen de fluido, esto es:

$$p_E = \frac{\text{Fuerza de gravedad}}{\text{volumen}} = \frac{\text{peso}}{\text{volumen}} = \frac{w}{v}$$

y sus dimensiones son:

$$\left[M^1 L^{-2} T^{-2} \right] \quad \text{o} \quad \left[F^1 L^{-3} T^0 \right]$$

DENSIDAD

La densidad de una substancia se define como la relación entre su masa por unidad de volumen.

$$\rho = \frac{\text{masa}}{\text{volumen}} = \frac{m}{v}$$

Las dimensiones de la densidad son:

$$\left[M^1 L^{-3} T^0 \right] \quad \text{o} \quad \left[F^1 L^{-4} T^2 \right]$$

Debido a que la mayoría de los aparatos de medición y control tienen especificaciones en el Sistema de Unidades Inglés, es necesario dar mayor importancia a este sistema.

PRESION, CARGA Y GRADIENTE DE PRESION

Presión.- Se define como la fuerza ejercida por unidad de área.

Carga .- El concepto de carga se utiliza para definir el peso de una columna de fluido, expresado en longitud de la misma.

Presión y carga.- Representan los mismos valores en diferentes unidades y se relacionan por la expresión:

$$\text{Carga (H)} = \frac{K \times \text{presión}}{G_f}$$

donde:

K = Constante de proporcionalidad

G_f = Densidad relativa del fluido (adimensional)

Si la presión está en (lb/pg²) y la carga en (pie), entonces

$$K = 2.31 \text{ pg}^2 \text{ pie/lb}$$

Si la presión está en (kg/cm²) y la carga en (m), entonces

$$K = 10 \text{ cm}^2 \text{ m/kg}$$

Gradiente de presión.- Este concepto se usa para determinar la variación de la presión por unidad de longitud de la columna hidráulica.

$$\text{Gradiente de presión} = \frac{G_f}{K} = \frac{\Delta P}{\Delta L}$$

donde:

ΔP = Variación de la presión

ΔL = Variación de la elevación

Fundamentos de las bombas centrífugas.-

CURVAS DE COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA

La prueba práctica de una bomba se realiza haciéndola trabajar a velocidad constante y estrangulando la descarga. Durante la prueba se miden en varios puntos: el gasto, el incremento de presión a través de la bomba y la potencia al freno. El incremento de presión se convierte a carga y se calcula la eficiencia total de la bomba. Con base en esos datos se dibujan las curvas de comportamiento de la bomba, que son: la curva de capacidad de carga, la de potencia al freno y la de eficiencia en función del gasto manejado. (Fig. II.1)

Un concepto muy importante es que la carga en lb/pg^2 , desarrollada por una bomba centrífuga sumergible depende de la velocidad periférica del impulsor y es independiente del peso del líquido bombeado. La carga desarrollada convertida a pies será la misma, ya sea que la bomba esté manejando agua, aceite, salmuera o cualquier otro fluido de diferente densidad relativa.

La lectura de presión en un manómetro a la descarga de la bomba será diferente aunque el diámetro del impulsor y velocidad sean idénticas en cada caso.

Las figuras (II.2) y (II.3) muestran la relación de bombas idénticas manejando líquidos de diferentes densidades relativas.

CARGA TEORICA DESARROLLADA POR UN IMPULSOR

Un impulsor, operando a una velocidad dada, generará la misma cantidad de carga independientemente de la densidad relativa (G) del fluido, ya que la carga se expresa en términos de altura de esa columna en particular.

Efecto de algunos parámetros en el comportamiento de la bomba.-

CONDICIONES DE OPERACION Y SU EFECTO EN EL COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA:

Las curvas publicadas de comportamiento de la bomba (Fig. II.1), están referidas a una velocidad en revoluciones por minuto (RPM) fija, en agua dulce de $G=1$ y $\mu=1$ cp. Sin embargo, las bombas se usan en la práctica, para bombear líquidos de densidades relativas y viscosidades diferentes y pueden operar a diferentes RPM. En estos casos es necesario predecir el comportamiento de la bomba bajo condiciones reales de operación.

a).- Efecto del cambio de velocidad en las curvas de comportamiento

El gasto varía en proporción directa a los cambios de velocidad de la bomba. La carga producida es proporcional al cuadrado de la velocidad y la potencia es proporcional al cubo de la velocidad. La eficiencia de la bomba permanece constante con los cambios de velocidad.

b).- Efecto de la densidad relativa. (G)

La carga producida por un impulsor no depende de la densidad relativa. Entonces, la curva de capacidad de carga no depende de la densidad relativa. La potencia varía directamente con la (G) y la eficiencia de la bomba permanece constante, independientemente de la densidad relativa del líquido.

c).- Efecto de cambios de diámetro de impulsor.

La capacidad varía directamente con el diámetro; la carga directamente con el cuadrado del diámetro, y la potencia con el cubo del diámetro. La eficiencia de la bomba no cambia.

CAVITACION

Si la presión absoluta del líquido en cualquier parte dentro de la bomba, cae abajo de la presión de saturación correspondiente a la temperatura de operación, entonces se forman pequeñas burbujas de vapor. Estas burbujas son arrastradas por el líquido fluyendo, hacia regiones de más altas presiones donde se condensan.

La condensación de las burbujas produce un tremendo incremento en la presión, lo que resulta similar a un golpe de martillo o choque. Este fenómeno se conoce como cavitación.

Dependiendo de la magnitud de la cavitación, ésta puede resultar en una destrucción mecánica debida a la intensa vibración. Y si a esto se le une el grado de erosión y corrosión al que esté sujeta la tubería, los resultados son de graves consecuencias.

La cavitación también tiene un efecto significativo en el comportamiento de la bomba: su capacidad y eficiencia se reducen.

Curva de comportamiento bomba Reda
 100 etapas - D40-60 Hz
 Serie 400 - 3500 RPM

Tamaño mínimo de
 T.R. 5 1/2" D.E.

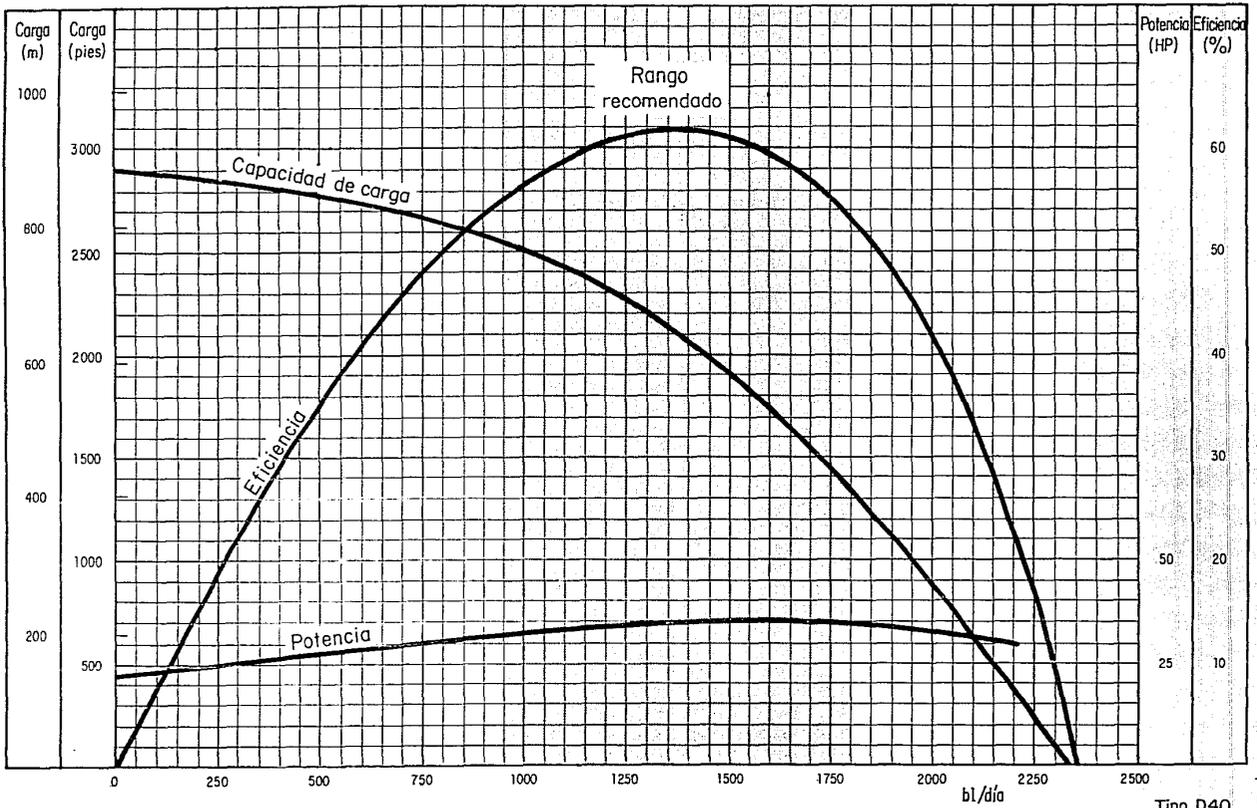
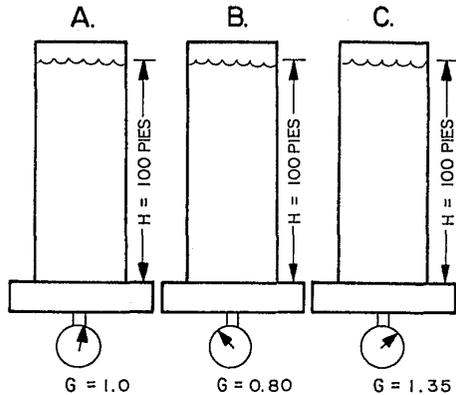


FIGURA No. II. I

Tipo D40

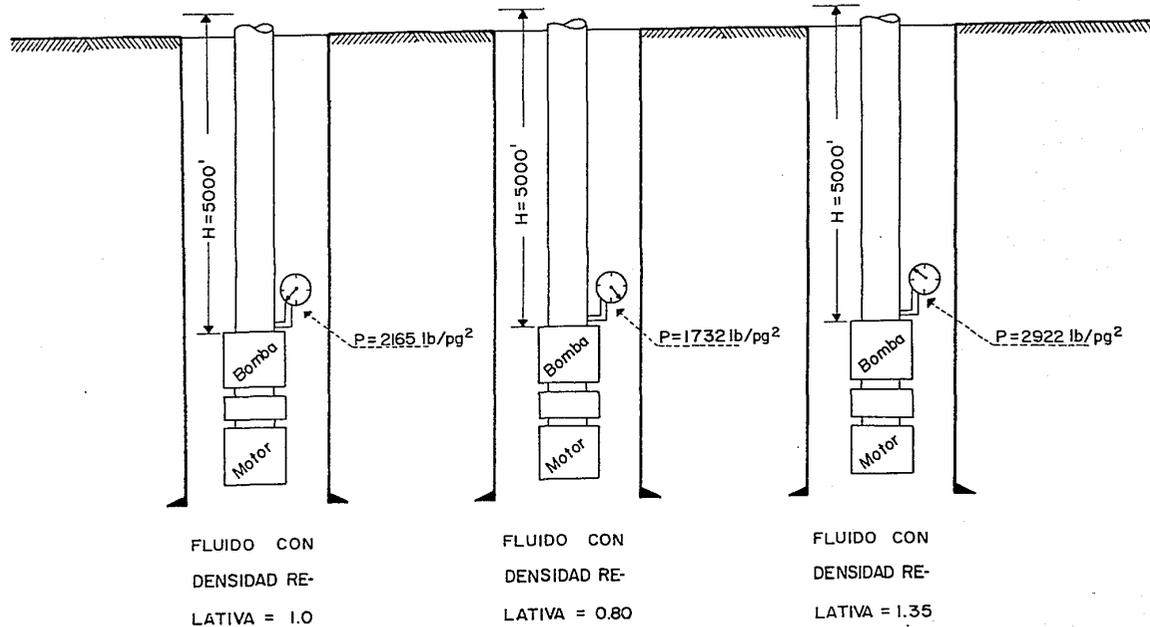


LOS TRES CILINDROS CONTIENEN 100 PIES DE COLUMNA DE LIQUIDO
CON DIFERENTES DENSIDADES RELATIVAS, COMO RESULTADO LA -
PRESION EN EL FONDO DE CADA CILINDRO ES DIFERENTE.

FIGURA No. II.2

FIGURA No. II.3

EFFECTOS DE LA DENSIDAD RELATIVA DEL FLUIDO EN LA RELACION PRESION-CARGA DE LA BOMBA



CAPITULO III

DESCRIPCION DEL EQUIPO DE BOMBEO ELECTROCENTRIFUGO

COMPONENTES DEL EQUIPO SUBSUPERFICIAL

BOMBA SUMERGIBLE.-

Existen diferentes diseños para aplicaciones particulares y cada uno tiene - sus propias ventajas, desventajas y limitaciones. Las bombas centrífugas - son de múltiples etapas (Fig. III.1) y cada etapa consistente de un impul sor giratorio y un difusor estacionario (Fig. III.2). El tipo de etapa que se use determina el volumen de fluido que va a producirse y el número de eta pas determina la carga generada y la potencia requerida. En una bomba de im pulsos flotantes, éstos se mueven axialmente a lo largo de la flecha y pue den descansar en empuje ascendente o descendente en cojinetes, cuando están en operación. Estos empujes los absorbe un cojinete en la sección sellante.

En la bomba de impulsores fijos, éstos no pueden moverse y el empuje desarro llado por los impulsores lo amortigua un cojinete en la sección sellante.

Los empujes desarrollados por los impulsores dependen de su diseño hidráulico y mecánico, además del punto de operación de la bomba. Una bomba operando a un gasto superior al de su diseño produce empuje ascendente excesivo, y por el contrario, operando a un gasto inferior produce empuje descendente. - A fin de evitar dichos empujes la bomba debe operar dentro de un rango de ca pacidad recomendado, el cual se indica en las curvas de comportamiento de -- las bombas y que va del 75% al 125% del punto de mayor eficiencia de la bomba.

PROTECTOR DEL MOTOR O SECCION SELLANTE.- (Fig. III.3)

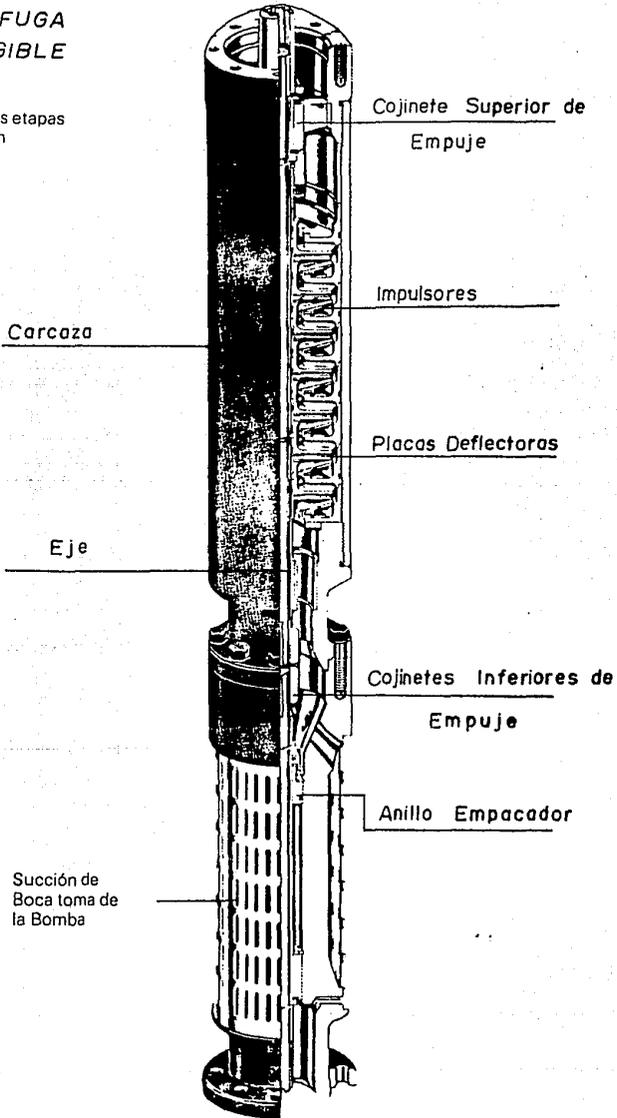
El protector en general ejecuta cuatro funciones básicas:

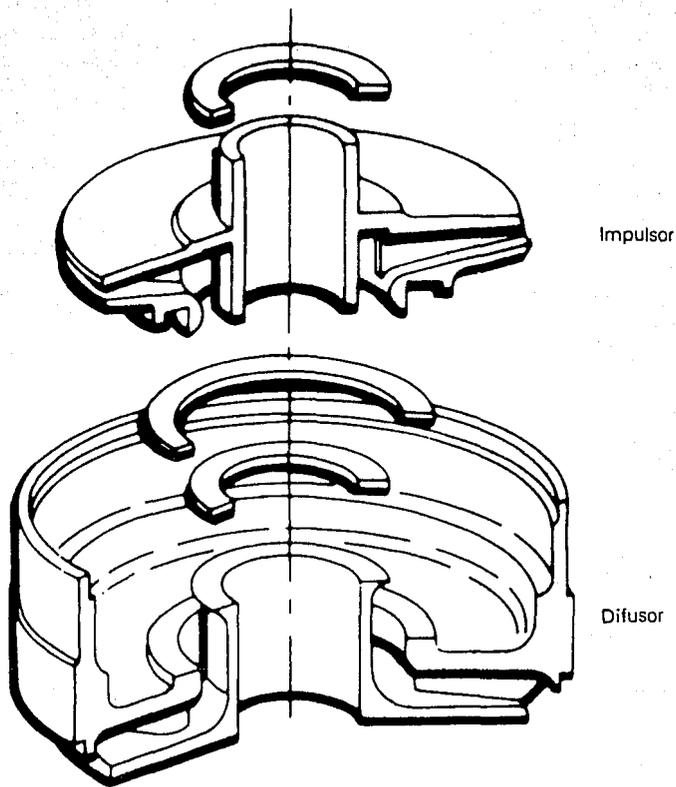
- 1).- Conecta las carcasas de la bomba y el motor; uniendo la flecha impulso ra del motor con la flecha de la bomba.
- 2).- Aloja un cojinete que absorbe el empuje axial desarrollado por la bomba.
- 3).- Evita la entrada de fluido del pozo al motor.
- 4).- Realiza la función de un recipiente para compensar la expansión y con tracción del aceite del motor, debido al calentamiento y enfriamiento del motor cuando la unidad trabaja o se para.

FIGURA No. III. 1

**BOMBA
CENTRIFUGA
SUMERGIBLE**

De múltiples etapas
con succión
estandar



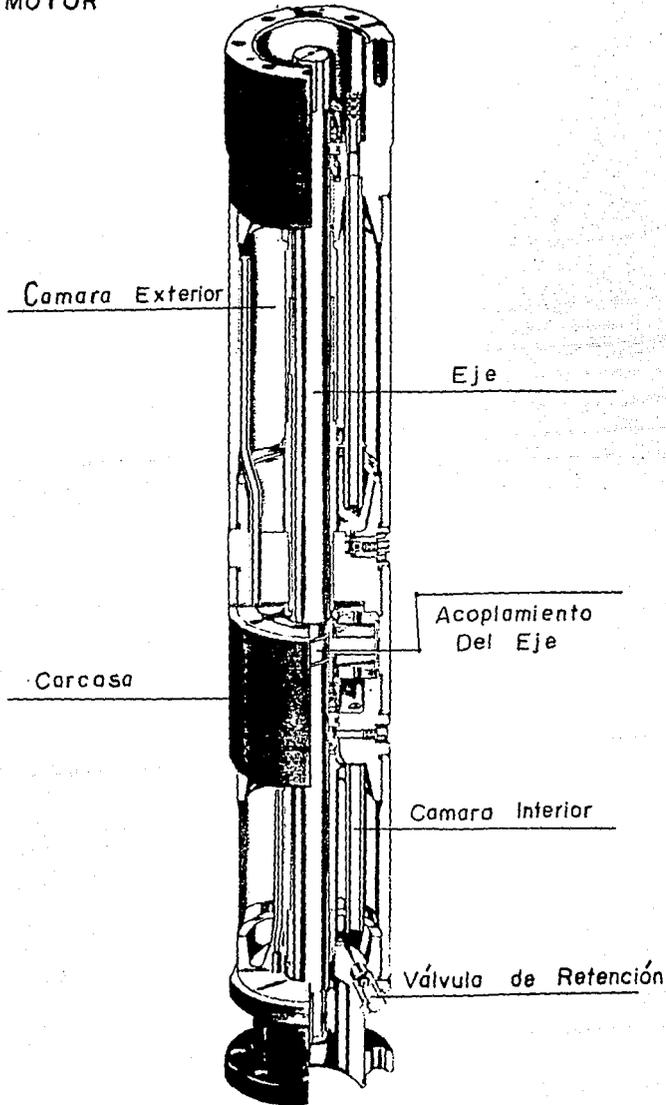


Impulsor giratorio y difusor estacionario que componen una etapa de la bomba.

FIGURA No. III 2

FIGURA No. III. 3

PROTECTOR DEL
MOTOR



MOTOR SUMERGIBLE.- (FIG. III.4)

El motor es la fuerza impulsora que hace girar a la bomba. Los motores eléctricos usados en operaciones de bombeo eléctrico son bipolares, trifásicos, del tipo jaula de ardilla de inducción y operan a una velocidad relativamente constante de 3500 rpm a 60 Hz. Los motores se llenan con un aceite mineral altamente refinado que debe proporcionar resistencia dieléctrica, lubricación a los cojinetes y buena conductividad térmica.

El cojinete de empuje del motor soporta la carga de los rotores del motor. - El aceite no conductor en la carcasa del motor lubrica los cojinetes y transfiere el calor generado en el motor a la carcasa.

El calor de la carcasa a su vez es transferido a los fluidos del pozo que pasan por la superficie externa del motor; por lo tanto, el motor de la unidad de bombeo nunca se coloca abajo del punto de entrada del fluido del yacimiento al pozo.

La profundidad de colocación es un factor determinante en la selección del voltaje del motor debido a las pérdidas de voltaje en el cable. Cuando la pérdida de voltaje es demasiado grande, se requiere un motor de mayor voltaje y menor amperaje. En todas las operaciones, un factor muy importante es la economía: con un motor de más alto voltaje es posible usar un cable más pequeño y más barato; sin embargo, se puede requerir un tablero de control de más alto voltaje y consecuentemente más caro.

La potencia del motor se calcula multiplicando la máxima potencia por etapa (obtenida de las curvas de la bomba) por el número de etapas de la bomba y corrigiendo con la densidad específica del fluido bombeado.

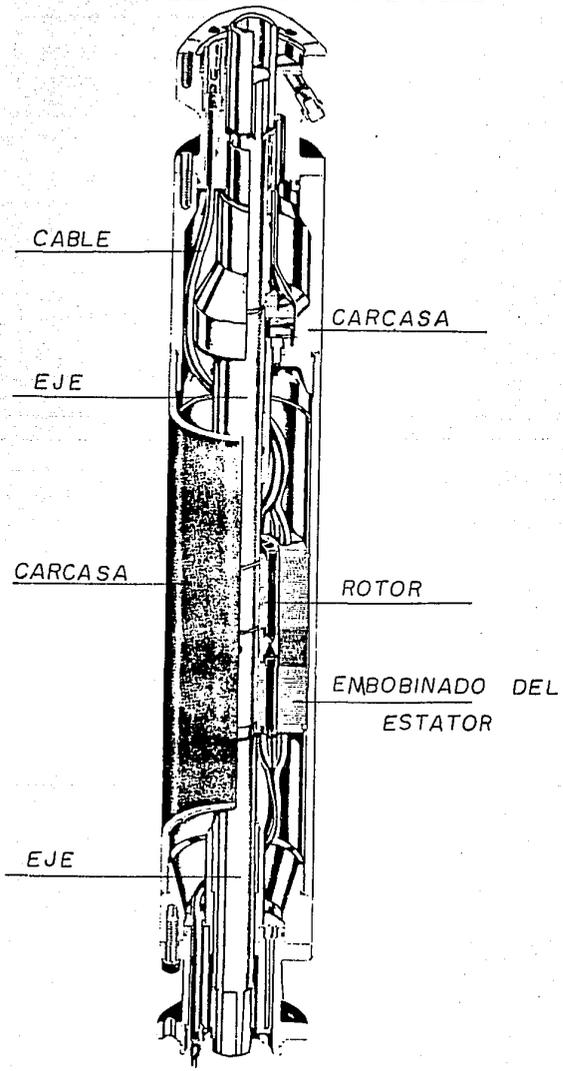
$$HP = \frac{\text{potencia}}{\text{etapa}} \times \text{No. etapas}$$

Los requerimientos de amperaje pueden variar desde 12 a 130 amps. La potencia requerida se logra aumentando la longitud de la sección del motor. El motor está contruido con rotores generalmente de 12 a 18 pg. que se montan en la flecha y con estatores (bobinas) montadas en la carcasa de acero del motor.

El motor sencillo más largo es de aproximadamente 30 pies y alcanza de 200 a 250 HP, mientras que motores en tandem pueden tener 100 pies de largo y alcanzar 1000 HP.

FIGURA No. III. 4

MOTOR ELECTRICO SUMERGIBLE



SEPARADOR DE GAS.- (Fig. III.5 y Fig. III.6)

El separador es una sección normalmente colocada entre el protector y la bomba y sirve como succión o entrada a la bomba. Separa el gas libre del fluido y lo desvía de la succión de la bomba. El separador puede ser efectivo pero es difícil determinar su eficiencia con exactitud.

La eliminación del gas no es necesariamente la forma óptima de bombear fluido en el pozo. Es decir, aunque el volumen total en la succión de la bomba se reduce, la presión de descarga se incrementa debido a la menor cantidad de gas en la columna de fluidos por arriba de la bomba.

El separador es una ayuda en la prevención del candado de gas y normalmente permite un bombeo más eficiente en pozos gasificados.

CABLES.-

La potencia se suministra al motor por medio de un cable eléctrico. Un rango de tamaños de conductor permite cubrir los requerimientos del motor. Existen en estilo redondo y plano (Fig. III.7), los cables pueden instalarse en pozos con temperaturas superiores a 300°F (149°C). Dependiendo de las condiciones del pozo, el cable puede tener armadura de acero, bronce o monel.

Existen en el mercado los cables planos y redondos con conductores de tamaño del No. 2 al No. 6 en cobre o aluminio. El tamaño apropiado del cable lo determina el amperaje, la caída de voltaje y el espacio disponible entre la tubería de revestimiento y la tubería de producción. El mejor tipo de cable se selecciona en base a la temperatura de fondo y los fluidos encontrados.

La resistividad del conductor es inversamente proporcional al número de electrones libres en unidad de volumen y éste a su vez depende de la naturaleza de la sustancia.

Considerando la longitud de un conductor para la aplicación de un voltaje dado, los volts por pie disminuyen conforme el alambre aumenta en longitud, como consecuencia, la velocidad del electrón disminuye, lo que resulta en una reducción de corriente, es decir, "La resistencia es directamente proporcional a la longitud del conductor".

Aumentar la sección transversal de un alambre, tiene un efecto contrario sobre la resistencia, ya que el número de electrones libres por unidad de longitud se incrementa con el área. Bajo esta condición, la corriente se incrementará para una fem (fuerza electromotriz) dada, ya que se moverán más electrones por unidad de tiempo, es decir, "La resistencia es inversamente proporcional al área de la sección transversal".

FIGURA No. III 5

SEPARADOR DE
GAS

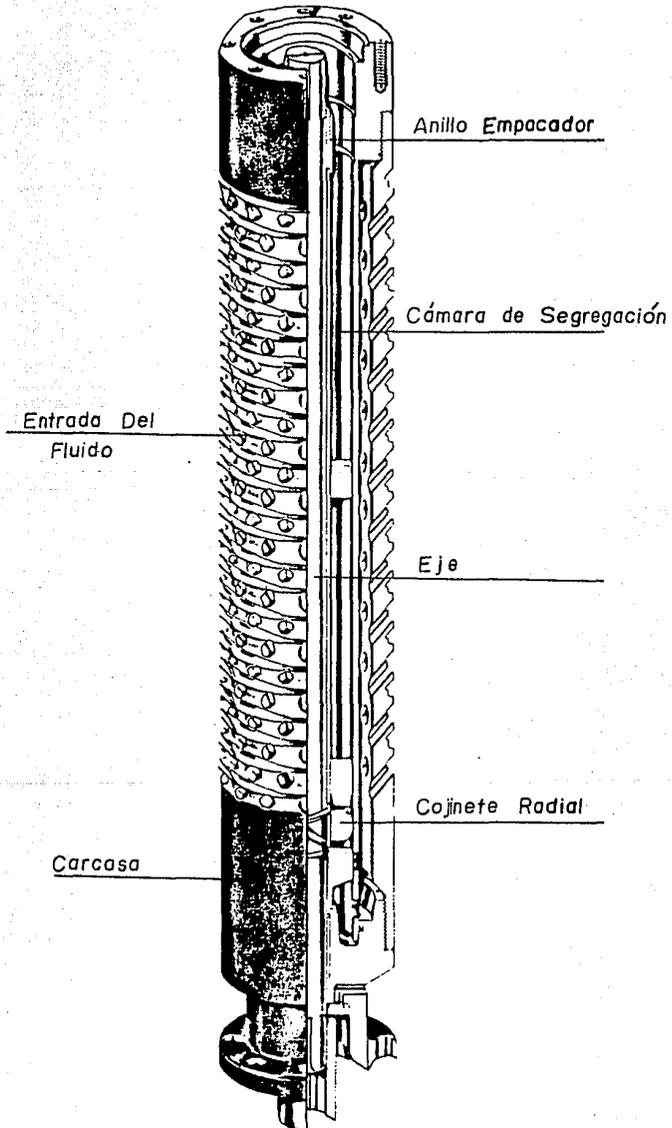
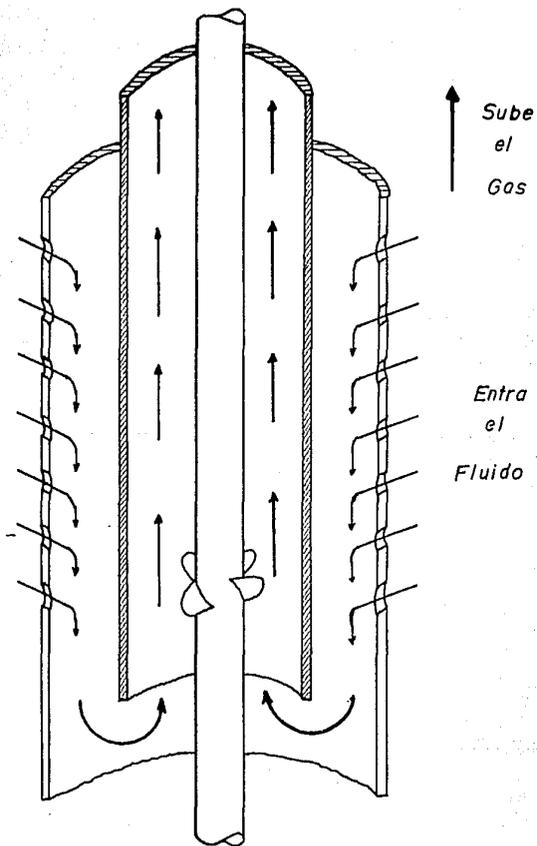
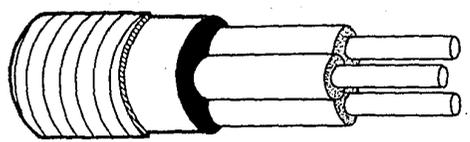


FIGURA No. III. 6

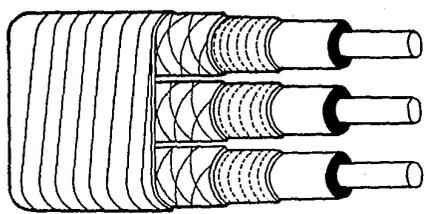


SEPARADOR DE GAS

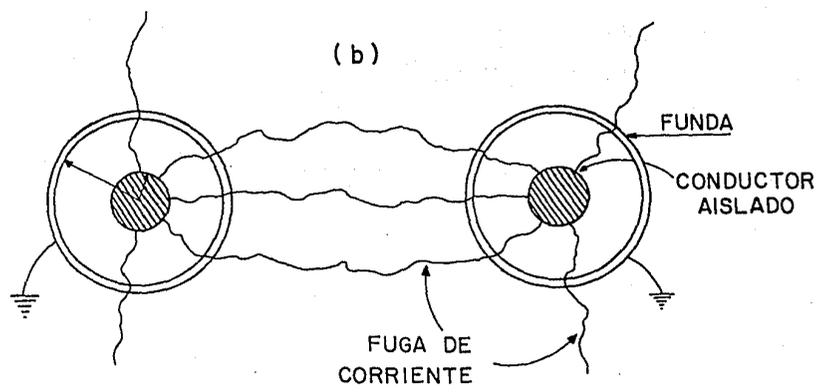
FIGURA No. III. 7



CABLE REDONDO



CABLE PLANO



CABLE (Sumergible).-

Cuando se usan cables en sistemas de alto voltaje, cada uno de los conductores está rodeado por un considerable espesor de material aislante y algunas veces con una cubierta de plomo. A lo largo del conductor, existe una pequeña corriente que pasa a través del aislamiento (fuga de corriente) ---- (Fig. III.7.b) de un conductor a otro. Esta fuga se considera despreciable.

El aislamiento de los cables debe resistir las temperaturas y presiones del agujero. Sin embargo, existen limitaciones para los cables usados actualmente, debido a las limitaciones de los materiales utilizados en su construcción. Los cables estándar tienen en general 10 años de vida a una temperatura máxima de 167°F y se reduce a la mitad por cada 15°F arriba del máximo. El medio ambiente bajo el que opera el cable también afecta directamente su vida.

TABLERO DE CONTROL.- (Fig. III.8)

Los tableros de control estándar son a prueba de agua y están disponibles en varios tamaños acompañados de accesorios para ajustarse a cualquier instalación de bombeo. Los hay desde unidades muy simples con un botón magnético y protección de sobrecarga, hasta muy complejos; ensamblados con fusibles de desconexión, amperímetro, protección de baja carga y sobrecarga, luces, relojes para bombeo intermitente, e instrumentos para operación automática o, a control remoto.

TRANSFORMADORES.- (Fig. III.9)

Para uso en equipo subsuperficial se fabrican transformadores estándar trifásicos, autotransformadores trifásicos o bien, conjuntos de tres transformadores de fase única. Estas unidades están llenas de aceite para autoenfriamiento, están diseñadas para convertir el voltaje de la línea primaria al voltaje requerido por el motor. Además de estar equipadas con dispositivos especiales (taps) que permiten ampliar los valores de voltaje en la salida del transformador.

CAJA DE UNION.- (Fig. III.10)

Por razones de seguridad, la caja de unión se localiza entre el cabezal del pozo y el transformador. La caja de unión impide el viaje del gas a través del cable superficial hasta el transformador eliminando así riesgos de incendio o explosión.

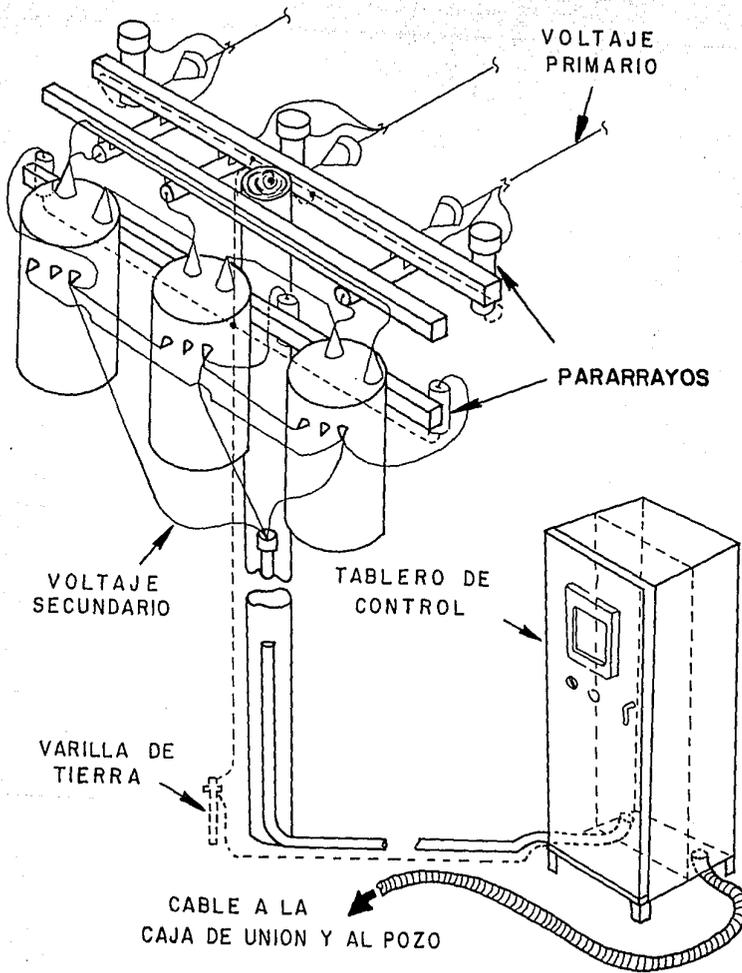
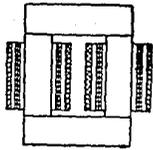
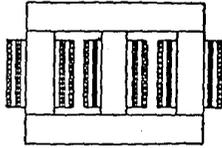


FIGURA No. III. 8

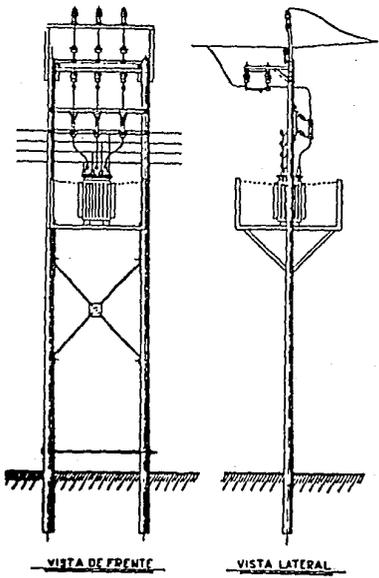
TRANSFORMADOR



Monofásico



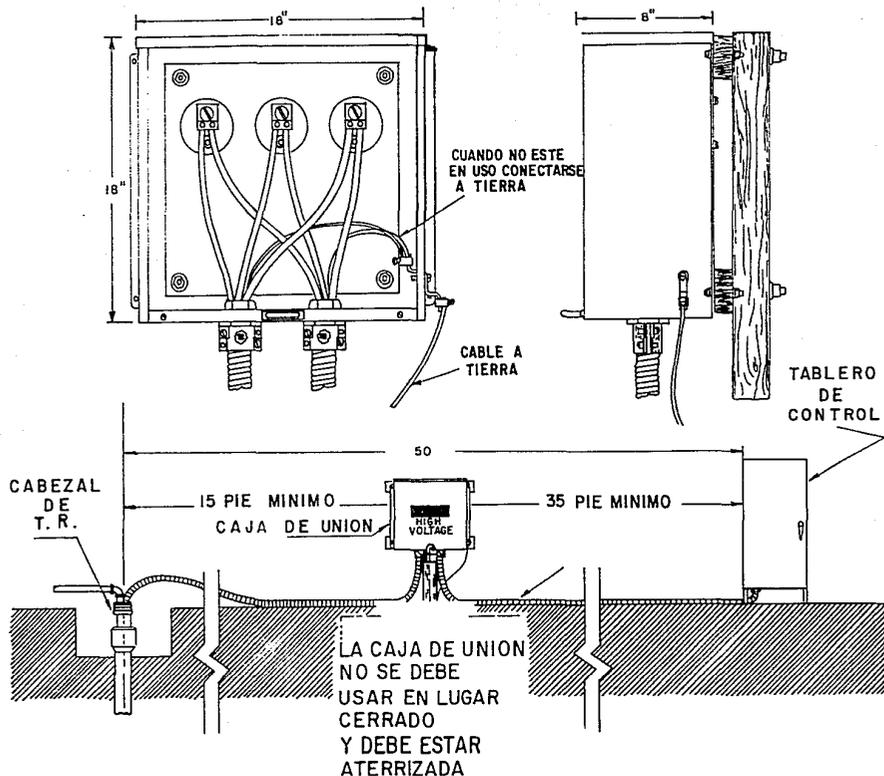
Trifásico



VISTA DE FRENTE

VISTA LATERAL

FIG. III. 10



**CAJA DE UNION PARA EVITAR LA POSIBLE MIGRACION DEL GAS,
HASTA EL TABLERO DE CONTROL**

ACCESORIOS EN EL APAREJO DE BOMBEO ELECTRICO SUMERGIBLE

- Válvula de contrapresión
- Válvula de drene
- Centradores
- Flejes
- Registradores de presión de fondo
- Cabezal, etc.

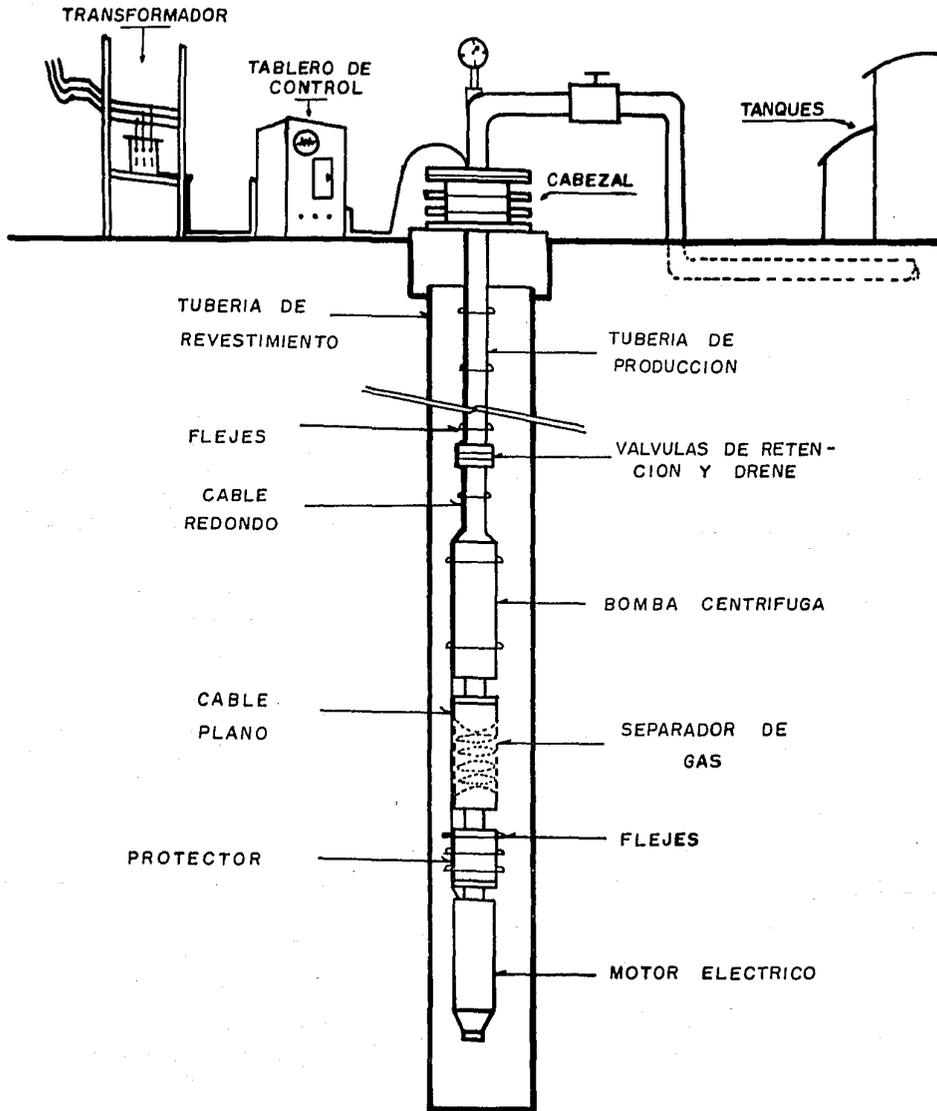
APLICACIONES ADICIONALES DEL BOMBEO ELECTRICO SUMERGIBLE

- En cavernas de almacenamiento
- En un sistema producción-inyección
- Para elevación de presión en una línea (Booster)
- Inyección de una zona superior a una zona inferior
- Producción a través de la tubería de revestimiento con la bomba en el extremo inferior.

La (Fig. III.11) muestra un esquema con la distribución de los componentes del aparejo de bombeo electrocentrífugo.

FIGURA No. III.11

Distribución de los componentes del aparato de bombeo eléctrico instalado en un pozo.



DISEÑO Y APLICACION DE INSTALACIONES DE BOMBEO ELECTROCENTRIFUGO

El diseño de instalaciones de bombeo eléctrico normalmente requiere de la consideración metódica de varios factores:

- 1) Es importante que la bomba se seleccione para el gasto de producción deseado. Cada bomba tiene su propio rango de gasto sobre el que es más eficiente y está menos sujeta a desgaste mecánico. La buena información de la capacidad de flujo del pozo y del yacimiento, lo cual puede resultar en una operación de bombeo intermitente cuando la bomba trabaja en vacío.
- 2) La bomba debe dimensionarse para proporcionar el incremento de presión necesario para elevar el fluido del pozo a la superficie y mantener la presión requerida en la boca del pozo. En el bombeo centrífugo vertical es importante seleccionar el número correcto de etapas. Nuevamente la información de comportamiento de flujo es útil.
- 3) La dimensión del motor debe seleccionarse contemplando aspectos tales como: gasto, características de la bomba seleccionada, tipo de flujo y la carga existente en el pozo.

El comportamiento de la bomba y requerimientos del motor, también se ven afectados por las características de la mezcla de fluido que se bombea en un pozo en particular. Por lo tanto, deben considerarse: densidad y viscosidad del fluido, contenido de gas, corrosividad y abrasividad.

FACTORES QUE AFECTAN EL DISEÑO DE LA BOMBA

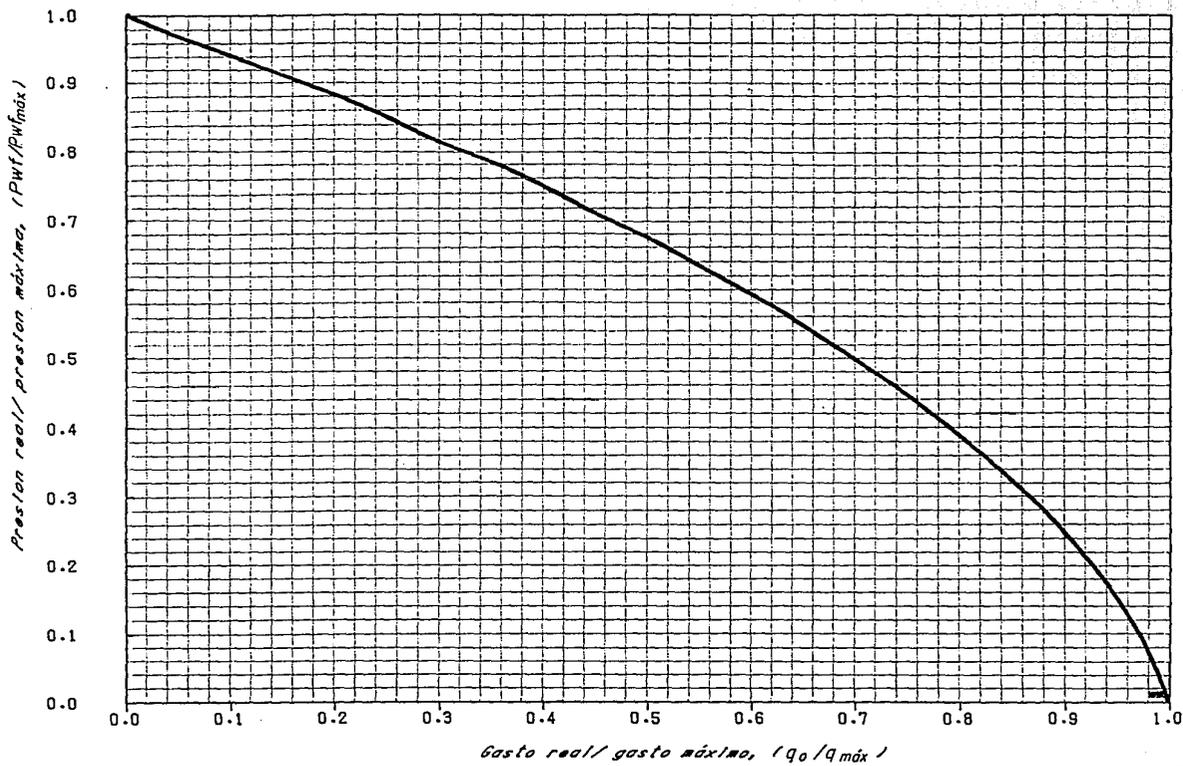
Configuración de flujo

El tamaño de la tubería de revestimiento es muy importante ya que controla el diámetro máximo de la bomba y el motor que puede introducirse en el pozo. Generalmente los costos iniciales y de operación resultarán menores cuando los diámetros de la bomba y el motor sean más grandes.

El tamaño de la tubería de producción dependen del gasto a producir y está relacionado con el diámetro de la bomba, es decir, a mayor diámetro de la bomba, mayor diámetro de la tubería de producción.

Capacidad de flujo del pozo

Recuerdense que el flujo arriba de la presión de burbujeo conduce a que el pozo probablemente tenga un índice de productividad constante. Esto mismo es verdadero para pozos productores de agua sin gas, ya que fluye una sola fase líquida. Para el flujo abajo del punto de burbujeo, se usa el método de Vogel (fig. IV.1) para eficiencias de flujo igual a 1.0, y para eficiencias diferentes de 1.0, el procedimiento de Standing (pozos dañados o mejorados).



CURVA GENERAL DE I.P.R (VOGEL)

FIGURA No. IV.1

Si se conoce la capacidad de flujo, se puede diseñar una bomba para el gasto máximo o cualquier gasto deseado. Esto asegura que la bomba opere cerca de la máxima eficiencia.

En muchos casos la bomba podría bombear en vacío, es decir, si la capacidad de la bomba excede a la capacidad de aportación del pozo. Sin embargo, debe tenerse cuidado de que no ocurra.

La mayoría de las bombas sumergibles operan apropiadamente con 220 lb/pg², o menos, de presión de succión de la bomba si el fluido que se bombea es líquido. Sin embargo si existe gas libre en las proximidades de la succión, la pregunta no es acerca de la mínima presión de succión, sino de cuánto gas libre es capaz de manejar la bomba en particular, sin caer en el candado de gas y/o cuánto gas puede separarse de manera que la bomba pueda manejar el gas que no se separa.

Gas libre presente en la succión de las bombas

Como regla general, la mayoría de las instalaciones bombean el fluido por la tubería de producción sin empacador en el pozo. Esto significa que el gas puede pasar a través de la bomba o ser desviado al espacio anular.

Si existe gas en el pozo, entre el nivel del fluido y el fondo, existen un amplio rango de combinaciones de líquido y gas que son significativas para el tamaño y localización de la bomba en el pozo. Es imposible decir que un criterio en particular sea siempre el mejor para determinar el tipo de bomba y su ubicación, ya que los datos del pozo y del yacimiento no siempre son de la misma confiabilidad. Las condiciones del yacimiento pueden cambiar con el tiempo y otros factores pueden ser diferentes de un pozo a otro.

Una posibilidad es colocar la bomba de manera que la presión de succión sea superior a la presión de burbujeo. Entonces, no hay gas libre en la succión de la bomba, y el volumen que la bomba maneja es simplemente la producción a condiciones superficiales multiplicado por el factor de volumen de la formación. Esto puede hacerse únicamente si el punto de presión de burbujeo ocurre arriba del extremo de la sarta de producción.

Otra manera es colocar la bomba de manera que la presión de succión sea inferior a la presión de burbujeo. Esto tiene la ventaja de acortar la longitud de la tubería de producción y del cable, pero la bomba debe de manejar un flujo igual al mismo gasto a condiciones superficiales, multiplicado por un factor de volumen de la formación ligeramente menor, más el gas libre que pasa a través de ella. Conforme la bomba se coloca más arriba en el pozo, la cantidad de gas se incrementa y debe tenerse cuidado de que el flujo que llega a la succión no tenga una relación gas líquido más alta de la que la bomba pueda manejar. El separador de gas, construido integralmente con la bomba desvía el gas libre de la succión, hacia el espacio anular, donde puede ser purgado a la atmósfera o transferido a la tubería de descarga.

La bomba y el motor se ven afectados por la cantidad de gas que pasa a través de la bomba. Generalmente el gas tendrá un efecto benéfico en la tubería de producción y reducirá la potencia requerida por el motor, pero la bomba necesitará manejar un gasto mayor. La capacidad de la bomba se afecta grandemente por la relación gas libre-líquido que debe manejar. Cuanto más gas esté en solución la bomba se comportará normalmente, es decir como si bombara un líquido de baja densidad y así continuara hasta que la relación gas libre-líquido alcance aproximadamente 0.1%. Arriba de esta cantidad la bomba empezará a producir una menor carga que la normal y conforme el gas libre se incrementa caerá en el candado de gas y dejará de bombear cantidades apreciables de fluido.

Separación de gas

Un problema que actualmente no se ha resuelto en el bombeo eléctrico es, como determinar el volumen de gas que es posible separar. Anteriormente, el gas podía descargarse a la atmósfera, pero ahora es una práctica prohibida. Sería una situación oscura decir que puede separarse de 15 a 25% del gas libre, empleando separadores de gas.

Pozos desviados

Las bombas sumergibles están diseñadas para operar generalmente en una posición vertical. Sin embargo, pueden operar en pozos desviados. El límite de la desviación se determina frecuentemente por la capacidad de la unidad para mantener la separación entre el aceite del motor y el fluido del pozo, lo cual incumbe al fabricante.

Empacadores

La forma preferente de instalar una bomba eléctrica sumergible es en una tubería de producción sin empacador. Puede instalarse un empacador, pero significa una instalación especial ya que el cable de potencia al motor debe pasar a través de él. Si se requiere en el pozo, su selección se hará cuidadosamente de modo que la bomba tenga sobre sí muy poco o nada de peso o compresión. Un empacador permanente utilizando sellos de tipo largo trabajaría satisfactoriamente, teniendo en mente que la tubería de producción se alarga cuando la bomba empieza a mover grandes volúmenes de líquidos calientes y ejercerá una compresión sobre la bomba si no se hacen los ajustes necesarios.

Por lo tanto, si se requieren el empleo de empacadores, úsese uno que pueda colocarse sin que la bomba o tubería queden sujetas a compresión.

Efectos viscosos

La viscosidad afecta el comportamiento de la bomba centrífuga disminuyendo la curva de capacidad de carga, reduciendo la eficiencia y haciendo que la más alta eficiencia, ocurra a un gasto pequeño. Para cualquier bomba el efecto en la carga producida es mayor a más altos gastos y menor a bajos gastos.

Ya que las curvas publicadas de comportamiento de la bomba están basadas en pruebas en las que el agua es el fluido de trabajo, es necesario ajustar las curvas para fluidos de más alta viscosidad. La cantidad de ajuste varía entre bombas. Aquéllas con orificio de flujo más pequeño generalmente se afectarán más por la viscosidad alta.

Temperatura

La temperatura de fondo es importante para la instalación de bombas eléctricas sumergibles. Es necesario conocer la temperatura a la que el motor va a operar. También en la selección del cable uno de los factores a considerarse es la temperatura.

Aunque la bomba no puede colocarse en el fondo, un alto ritmo de producción moverá a los fluidos hacia la tubería de producción rápidamente, acercando a la bomba una temperatura mucho más alta que la existente bajo condiciones estáticas. Entre mayor sea la temperatura la vida del motor se acorta. Por ejemplo, por cada 15°F de aumento de la temperatura por arriba del rango de aislamiento del motor, la vida de éste se reduce en un medio. Los cables disponibles que operan exitosamente a 350°F o más, serán más costosos conforme la temperatura sea mayor.

La temperatura también debe de conocerse para determinar el volumen total de entrada, especialmente para manejo de gas.

Operación vs Condiciones de descarga

En la selección final de la potencia del motor, los requerimientos de HP en operación pueden ser menor que los HP en la descarga. Sin embargo, el ritmo de descarga puede disminuir a un valor mucho menor que el ritmo de operación. Habrá casos cuando un pozo ha sido cargado con salmuera y la potencia requerida para operación puede ser mucho menor que la potencia requerida para descargar. Puede ser necesario promediar entre los dos requerimientos de HP teniendo en mente que el motor puede sobre cargarse cuando mucho un 20% por un período corto de tiempo, necesario para descargar el pozo. Esto siempre se verificará al final del diseño para asegurarse de que el pozo se descargará.

DETALLE DEL DISEÑO DE INSTALACIONES

Existen procedimientos de diseño para dos tipos de pozos:

-Pozos que no producen gas

-Pozos que producen gas

Si no hay gas en el pozo: los cálculos para seleccionar el equipo son relativamente cortos y simple. La cantidad de carga que la bomba debe de proporcionar es simplemente la suma de los pies de carga requeridos para elevar el líquido a la superficie, más la fricción de la tubería de producción y y la presión necesaria en la cabeza del pozo, a la que se le resta la presión producida por el fluido sobre la succión de la bomba. Así de simple son los cálculos debido a que la densidad relativa del fluido es, para propósitos prácticos, la misma a través del pozo, por lo tanto, la conversión entre lb/pg^2 y la presión en pies de carga es la misma en todos los puntos del interior del pozo.

Sin embargo, si el pozo es productor de gas el problema es mucho más complicado. Ya que la presión y la temperatura no son iguales en ningún punto del interior del pozo, el volumen de gas tampoco es el mismo y su proporción en la mezcla de la que está siendo liberado no es igual. Esto resulta en un cambio constante de densidad conforme la mezcla de fluido y gas pasa a través de las perforaciones, a la bomba y hacia la superficie por la tubería de producción.

No existe una conversión constante entre la presión en lb/pg^2 y la presión en pies de carga, por lo tanto es necesario hacer cálculos en pequeños intervalos a lo largo de la columna de flujo, desde el yacimiento hasta la superficie. La presión que la bomba debe producir es igual a la sumatoria de las cargas de cada intervalo. Ya que dichos cálculos son laboriosos y relativamente complejos, deben de estar programados para resolverse con computadora. El empleo de esos programas es probablemente la única forma práctica de seleccionar o diseñar una bomba y motor para pozos productores de aceite y gas.

Que exista o no gas para ser considerado, existen condiciones esenciales -- que afectan la selección de la bomba y el motor. Si el fluido es viscoso se seleccionará una bomba de mayor capacidad y mayor carga, lo cual aumentará el tamaño del motor requerido. Si existen condiciones corrosivas, abrasivas o incrustaciones pueden necesitarse consideraciones especiales para dar protección a los metales.

La instalación más simple desde un punto de vista de diseño es para un pozo de agua debido a que no pasa gas libre a través de la bomba. La siguiente más simple es para un pozo con baja relación gas-aceite en donde el gas puede de o no pasar a través de la bomba. La tercera es para un pozo que produce bastante gas de manera que una porción de todo el gas debe bombearse.

CONSIDERACIONES GENERALES EN EL DISEÑO DE BOMBAS

El diseño de una bomba sumergible, en la mayoría de las aplicaciones es simple cuando se han entendido los fundamentos básicos del equipo sumergible y los datos del pozo. Cada producción es una situación individual debido a las condiciones variantes del pozo y al tipo de fluidos que se bombea.

Datos requeridos del pozo

La información inicial que se emplea para dimensionar una unidad sumergible es muy importante y debe de ser real para asegurar el tamaño apropiado de la unidad. Los datos requeridos caen en las siguientes cuatro categorías generales.

- 1) Comportamiento de flujo del pozo y del yacimiento (IPR).
- 2) Geometría del pozo.
- 3) Características de los fluidos del pozo.
- 4) Objetivos del diseño y requerimientos preestablecidos de suministro de potencia, etc.

1) El comportamiento de flujo del pozo y yacimiento, establece la capacidad máxima de producción del pozo y también determina la presión para cualquier gasto menor que el máximo. El comportamiento de flujo generalmente está descrito como la presión estática a una profundidad conocida más una presión fluyendo a un gasto conocido. Si no hay gas en el pozo los niveles de fluido son suficientes en lugar de las presiones. La presión para otros gastos se determina por extensión de los datos de la curva de comportamiento de flujo en una de las dos formas generalmente aceptadas. La línea recta del índice de productividad se emplea si no hay gas o si todo el gas está en solución. La curva de comportamiento de flujo (IPR), se usa cuando la presión de yacimiento cae abajo de la presión de burbujeo en el flujo hacia el pozo, causando que el gas se libere y que fluyan dos fases en el yacimiento.

2) El tamaño y peso de la tubería de revestimiento determinan el diámetro máximo del motor y la bomba que ajustarán en el pozo. Esto es importante ya que generalmente se tendrá la instalación más eficiente cuando se utilice la bomba de mayor diámetro que tenga el rango de flujo adecuado.

La profundidad total y la de los intervalos perforados determinan respectivamente la profundidad posible de colocación de la bomba y la máxima profundidad a la que puede colocarse la bomba sin necesitar un motor recubrimiento. Si las perforaciones quedan arriba del motor es necesario usar una camisa para obligar al flujo a que pase externamente por el motor y así lo enfre.

3) Las densidades relativas y porcentajes de los líquidos y gas componen la mezcla que se bombea determinando la potencia del motor. Por lo tanto la densidad relativa del agua y del gas, la densidad API del aceite, el porcentaje de agua y la relación gas-aceite son datos necesarios.

La viscosidad, si ésta disponible, es necesaria ya que las curvas publicadas de comportamiento de la bomba están basadas en pruebas con agua.

La temperatura del fluido cerca del fondo y en la cabeza del pozo son necesarias particularmente si hay gas presente ya que la cantidad de gas en solución y el volumen de gas libre son sensibles a la temperatura y cambian a lo largo del pozo y de la tubería de producción. También la selección del material del cable para el motor queda afectada por la temperatura del líquido a la cual está expuesto.

Los datos PVT para cada presión, relación gas-aceite en solución y el factor de volumen de la formación son necesarios si hay gas presente. Si para un caso en particular se desconocen los datos PVT pueden aproximarse mediante las correlaciones ya establecidas.

4) El voltaje disponible del suministro de energía determinará el tamaño de los transformadores y otros componentes eléctricos. Si es de 50 o 60 Hz (ciclos), establecerá la velocidad y rendimiento de la bomba. El tamaño de la tubería de producción generalmente está relacionada con el diámetro de la bomba y determina las pérdidas por fricción que deben incluirse en la carga dinámica total. El tamaño y tipo de rosca deben de conocerse a fin de que las válvulas de contrapresión, las de purga, extensión de la bomba y cabezal del pozo puedan seleccionarse.

A fin de familiarizarse con las curvas de comportamiento y cartas, en esta sección se cubre el procedimiento de dimensionamiento para un pozo petrolero típico. Para demostrar las diferencias en los dos casos básicos de pozos, los mismos datos se emplearán con la única diferencia del gas presente en uno de ellos. Entiéndase que los dos procedimientos básicos pueden admitir un rango de variación en las variables como el porcentaje de agua, densidad relativa y viscosidad experimentadas en la selección de una bomba y motor.

Curvas estándar de comportamiento

El número total de etapas para una bomba se encuentra con la siguiente fórmula:

$$\text{Número de etapas} = \frac{\text{Carga Dinámica Total (pie)}}{\text{Carga (pie)/etapa}}$$

Como ejemplo, con referencia en la (fig.IV.2), si la carga total calculada fuera de 5000 pie y el volumen requerido de 2100 bl/día, la carga por etapa se determina entrando con el gasto en el eje horizontal, de donde se mueve en forma vertical hasta intersectar la curva de capacidad de carga y -- posteriormente de este punto en forma horizontal hacia la izquierda, hasta el eje de carga por etapa, leyendo el valor de 37 pie/etapa.

Entonces el número de etapas sería de:

$$\text{Número total de etapas} = \frac{5000 \text{ pie}}{37 \text{ pie/etapa}} = 135 \text{ etapas}$$

Nuevamente utilizando la curva de comportamiento y suponiendo una densidad relativa de 1.4, el requerimiento de potencia de las 135 etapas, se determinaría de la misma forma que el ejemplo anterior, pero ahora intersectando la curva de potencia, obteniéndose 0.90 HP/etapa. La potencia total sería:

$$\text{HP} = 0.90 \text{ Hp/etapa} \times 135 \text{ etapas} \times 1.4 = 170 \text{ hp.}$$

Carga dinámica total (CDT)

La carga dinámica total, es simplemente la carga total que se requiere que la bomba produzca cuando está bombeando el gasto deseado. Es la diferencia entre la carga requerida en la descarga de la bomba para impulsar al flujo a su destino final y cualquier carga existente en la succión de la bomba. (fig.IV.3).

A continuación se hacen algunas aclaraciones para la descripción de la carga dinámica total:

Los ingenieros se refieren a la carga dinámica total como la presión en la cabeza del pozo fluyendo expresada en pie, más la pérdida de presión por fricción desde la profundidad de colocación de la bomba, más la elevación efectiva. La elevación efectiva es, la profundidad de colocación de la bomba menos la sumergencia.

Específicamente, cuando se bombea un líquido sin gas, la carga dinámica total es la suma de:

- 1) Las pérdidas por fricción en la tubería de producción y línea superficial.
- 2) La diferencia de elevación entre el destino final del fluido producido y la profundidad de la bomba.
- 3) Cualquier pérdida significativa en la línea de descarga debido a válvulas, separador, etc.
- 4) Menos la carga existente en la succión de la bomba debido a la columna de fluido por arriba de la succión.

Curvas de comportamiento bomba Reda
 100 etapas - G 52 E - 60 Hz
 Serie 540 - 3500 RPM

Tomado mínimo de
 T.R. 6 5/8" D.E.

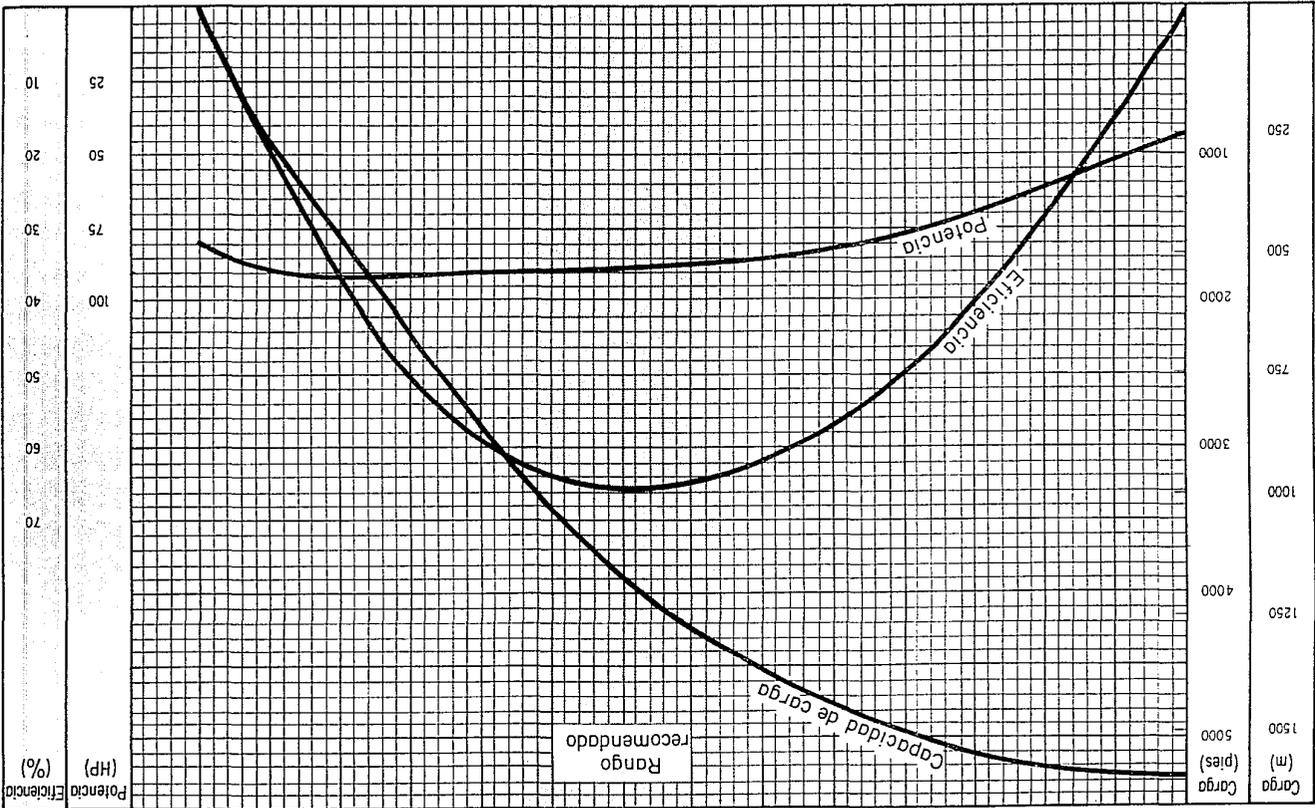
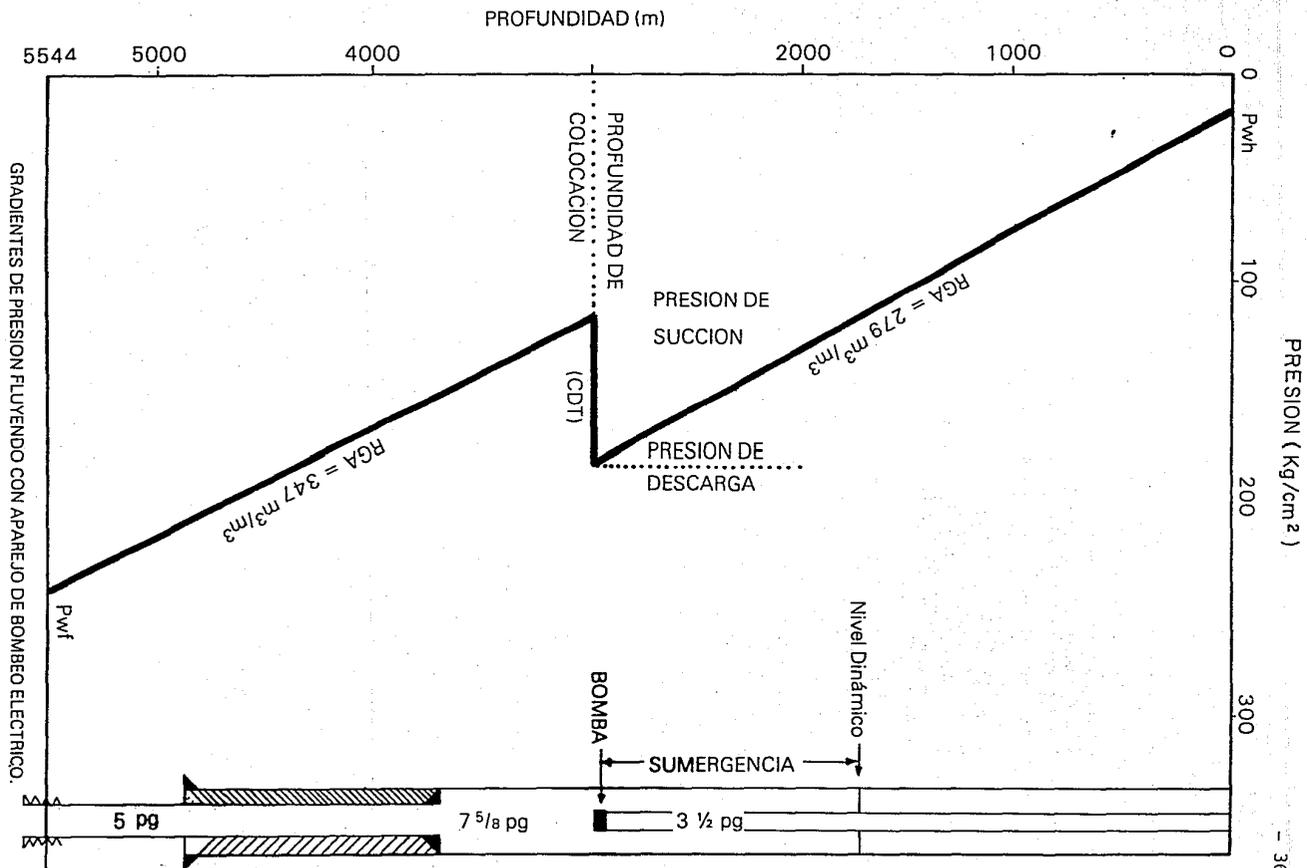


Figura No. IV.2

FIGURA No. IV. 3



Estos cálculos se pueden hacer utilizando carga como unidad de presión ya que la densidad del fluido es la misma a través del sistema de bombeo.

Sin embargo, cuando hay gas presente en el pozo, la densidad no es la misma a través del sistema y los cálculos deben de hacerse en libras por pulgada cuadrada (lb/pg^2) y convertirse a carga con la finalidad de emplearla en la curva de comportamiento de la bomba.

Con frecuencia para propósitos de diseño, las pérdidas y diferencias de elevación en la línea superficial, son remplazadas por una presión en la cabeza del pozo, lo cual es suficiente para mover al fluido a través de dicha línea.

Selección del cable

El tamaño y tipo de cable que se selecciona para una aplicación queda determinado por la capacidad de conducción de corriente de éste y por el medio ambiente en que el cable va a trabajar (Temperatura y presión).

La definición de voltaje superficial requerido, es la carga necesaria en la superficie para satisfacer el voltaje del motor utilizado más las pérdidas de voltaje debidas al tamaño del cable y otros componentes eléctricos en el sistema.

La cantidad de voltaje de operación es algo flexible dentro del rango de 50 volt. Si el voltaje no puede ser exacto será ligeramente mayor en lugar de menor. Sin embargo, el voltaje se establece el más cercano posible al óptimo conforme lo permita el transformador.

Algunos ingenieros prefieren emplear motores de alto voltaje y tableros de control grandes, anticipándose a incrementos de producción posteriores. -- También los motores de alto voltaje con bajo amperaje, deben de utilizarse en pozos profundos donde el tamaño de la tubería de revestimiento limita el tamaño del cable que pueda usarse y por lo tanto limita el amperaje del motor.

Si existen varias opciones, entonces la determinación del uso o no de un sistema, dependerá de la evaluación económica. La selección del voltaje del motor es función de la profundidad, tamaño de la tubería de revestimiento, tamaño del cable, costo del cable, costo del tablero de control y costo de la energía eléctrica.

Como regla general se puede utilizar:

- | | | |
|----------------|--|---|
| A) Bajo HP | Profundidad somera | 440 V. |
| B) HP 70 | Profundidad intermedia | 762 - 830 V. |
| C) 70 - 200 HP | Pozos profundos | Tablero de 1500 V.
Motor 900 - 1300 V. |
| D) 200 HP | Sistema de 1500 V. o 2400 V. Dependiendo de la profundidad, costo del tablero de control, del cable y la potencia. | |

Dimensiones de los transformadores

Para dimensionar un autotransformador, un transformador trifásico o un conjunto de tres transformadores de una fase, se emplea la siguiente ecuación:

$$Kva = \frac{Vs \times Am \times 1.73}{1000}$$

Donde:

Kva = Kilovolt amp.

Vs = Voltaje superficial requerido

Am = Amperaje nominal del motor o amperaje que será utilizado

El autotransformador o el transformador trifásico necesitarán cuando mínimo 1000 kva.

Si se sabe que en el futuro se requerirá una unidad más grande puede resultar económicamente factible instalar transformadores con el rango superior-adequado.

RESUMEN DEL PROCEDIMIENTO PARA DIMENSIONAR BOMBAS.

Para dimensionar una unidad de bombeo sumergible se proporcionan los siguientes pasos:

- 1) Recopilar y analizar información del pozo, producción, fluido y datos eléctricos.

- 2) Determinar la capacidad de producción del pozo a la profundidad de colocación de la bomba o la profundidad para el gasto deseado. Esto incluye determinar la presión de succión de la bomba (psuc) la misma que se utilizara para el diseño y el volumen que se va a bombear para obtener los barriles de líquido a condiciones de tanque.
- 3) Calcular la carga dinámica total (CDT) = (Pérdidas por fricción) + (Presión del sistema en la cabeza del pozo) + (elevación vertical)

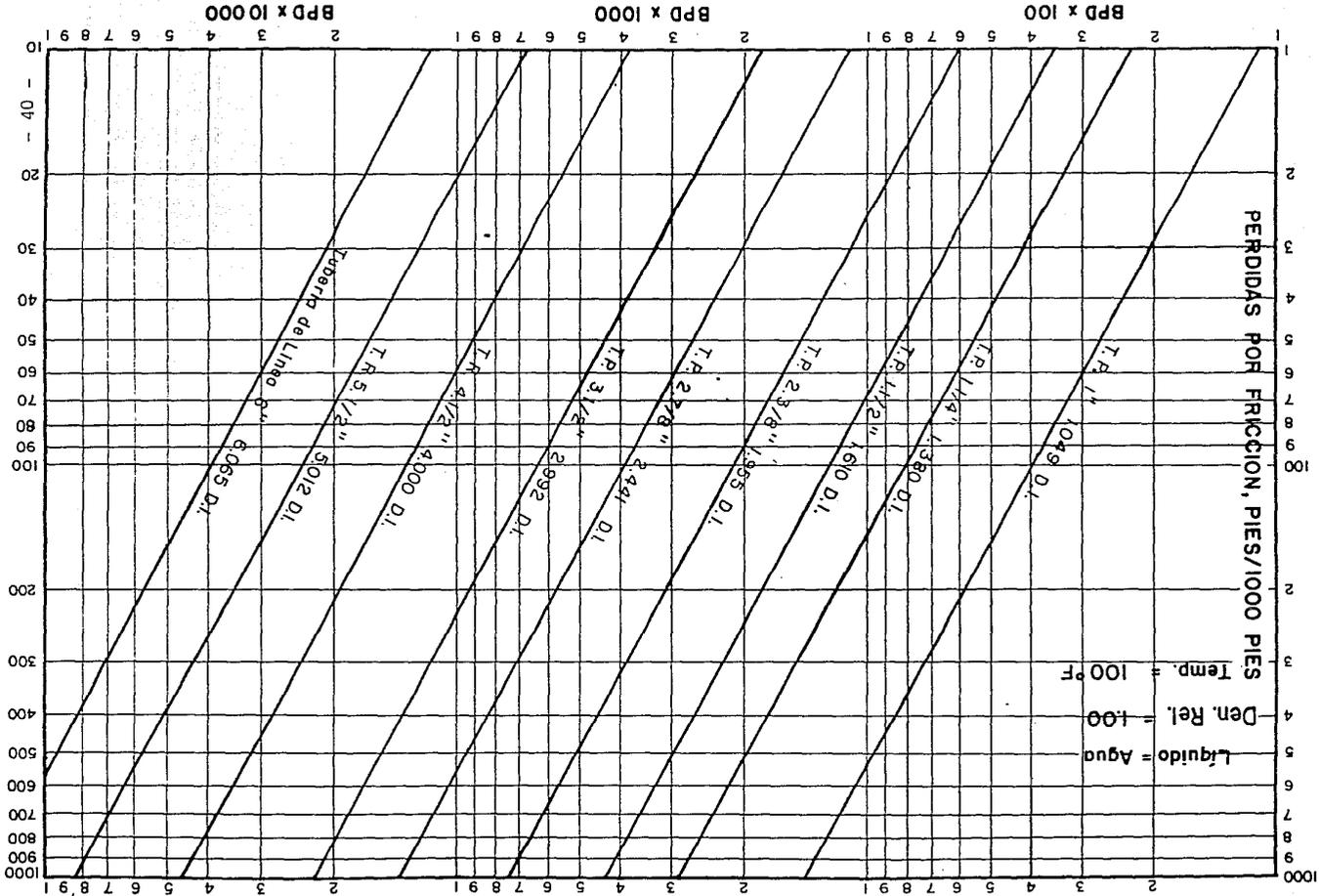
Las pérdidas de presión por fricción se obtienen con la (fig.IV.4).

- 4) Para el cálculo de la capacidad y carga total, seleccionar de entre las curvas de características de las bombas, la de la bomba que tenga la más alta eficiencia para el gasto deseado. La bomba seleccionada deberá ser de diámetro exterior menor al diámetro interior de la tubería de revestimiento.
- 5) Calcular para el tipo de bomba seleccionada, el número de etapas requerido para suministrar la carga para impulsar al gasto deseado.
- 6) Determinar la potencia requerida para el motor, usando la densidad relativa del fluido producido. El tipo de protector generalmente se selecciona de la serie del motor determinado (tabla IV.1).
- 7) Seleccionar el tamaño y tipo de cable más económico para la aplicación - de los datos técnicos disponibles (fig.IV.6).
- 8) Determinar la pérdida de voltaje en el cable y el voltaje superficial requerido. Este valor establece el tamaño del tablero de control (fig.IV.6)
- 9) Calcular los requerimientos de kva a fin de dimensionar los transformadores.
- 10) Seleccionar los accesorios necesarios tales como:
 - A) Tamaño y tipo de cabezal para la tubería de producción (bola colgada).
 - B) Equipo de servicio requerido para terminar la instalación.
 - C) Equipo opcional.
- 11) Determinar qué otras etapas se requieren para asegurar las buenas operaciones.
 - A) Cubrir el equipo con protecciones anticorrosivas.
 - b) Usar si se requiere, cubierta en forma de camisa en el aparejo

Nota: Las curvas de las bombas seleccionadas (figs. IV.9, IV.10 y IV.11) se encuentran al final del capítulo.

FIGURA NO. IV.4

PERDIDAS DE FLUJO DEBIDO A LA FRICCION EN TUBERIAS A.P.I.



PERDIDAS POR FRICCION, PIES/1000 PIES

BPD x 100

BPD x 1000

BPD x 10000

Datos de motores disponibles

Serie 375
(3.75" D.E.)

H. P.	Volts	Amps
7.5	415	13.5
	400	20
10.5	690	12
	330	34
15*	415	27
	415	35
19.5*	650	22.5
	440	38.5
22.5	750	22.5
	650	29.5
25.5	780	24.5
Motores Tandem		
30*	630	35.5
39*	575	51
45	660	51.5
	740	51.5
51	1000	38
	1250	31
58.5*	860	51
67.5	990	51.5
90	1320	51.5
102	1480	51.5

Serie 450
(4.56" D.E.)

H. P.	Volts	Amps
8.4	415	14.2
	390	21
12.6	455	18
	390	27.6
16.8	415	25.9
	445	30
21	450	29.5
	450	35.5
	465	34.2
25.2	540	29.5
	775	20.5
29.4	450	41.1
	710	26
33.6	415	51
	465	50.7
37.8	585	40.2
	725	32.5
	570	50.3
46.2	705	40.5
	845	34
54.5	670	50
	845	39.5
63	670	57.3
	775	50
	980	39.5
71.5	775	57.3
	880	50.5
Motores Tandem		
109	950	71
126	1080	72
143	840	105

Serie 456
(4.56" D.E.)

H. P.	Volts	Amps
10	440	15
	440	23
15	750	13.5
	460	28
20	760	17
	420	38
25	720	22.5
	440	43.5
30	765	25
	400	55
35	690	32
	800	27.5
	450	57
40	675	38
	900	28.5
	700	45.5
50	840	38
	980	32.5
	670	57
60	840	45.5
	1000	38
	980	45
70	785	57
	1170	38
	900	57
80	1120	46
	1350	38
	1000	57
90	1260	45
	1500	38
100	1120	57
	970	66
	1400	45.5
110	1080	65
	1240	57
	1000	77
120	1170	66
	1350	57
	2300	33.5
Motores Tandem		
140	1080	82.5
	2280	39
160	1270	80
	2160	47.5
180*	2270	50
200	2140	59
220	2275	62
240	2250	70

Serie 540
(5.43" D.E.)

H. P.	Volts	Amps	
20	445	29	
	762	17	
30	445	44	
	720	27.5	
	445	59	
40	670	39	
	740	36	
	890	30	
50	430	75	
	740	44	
	920	35	
	445	87	
60	665	58	
	755	52	
	890	44	
70	775	58	
	880	51	
	1035	44	
80	685	76	
	770	68	
	890	58	
	1185	44	
	740	85	
100	855	74	
	960	66	
	1100	58	
120	770	98	
	890	85	
	1330	57	
	835	98	
130	965	84	
	150	965	97
	160	1015	99
	180	1000	113
200	1160	108	
	2200	57	
225	1200	120	
	2300	62.5	
Motores Tandem			
240*	2060	70	
260*	2250	69.5	
300*	2150	83	
320	2230	88.5	
400	2200	115	
480	2475	122	

SERIE 738
(7.38" D.E.)

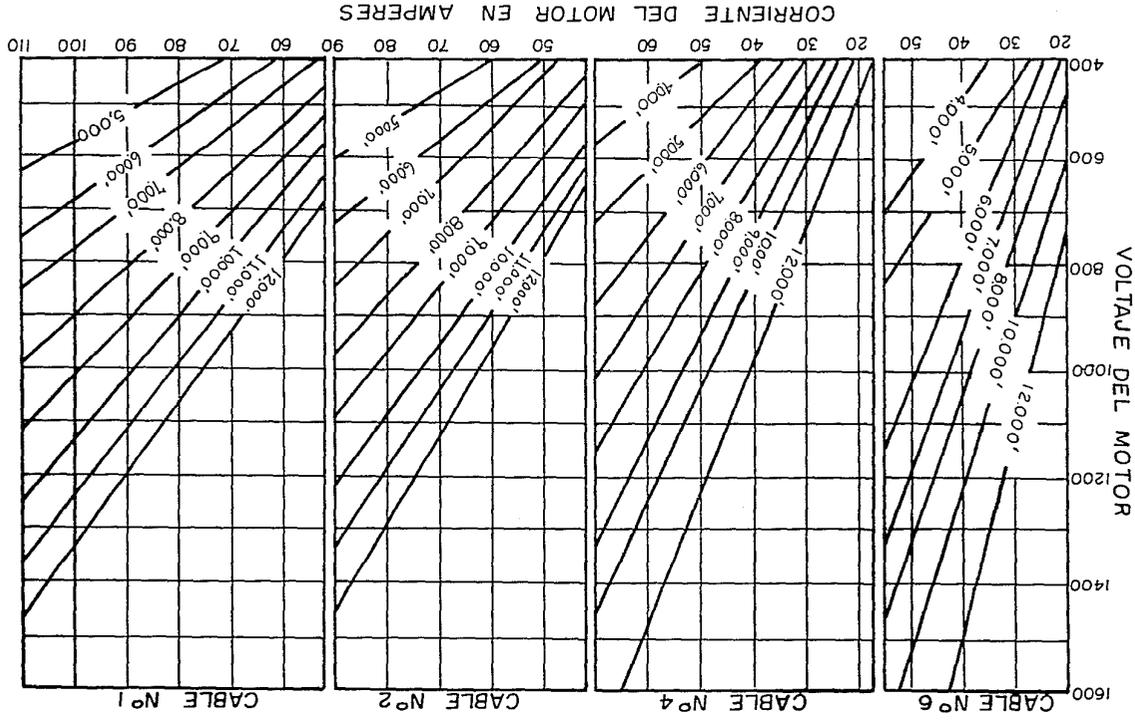
H. P.	Volts	Amps
200	2300	54
	1350	101
220	2300	59
240	2300	65
260	2300	70
Motores Tandem		
300*	2300	108
440*	2000	136
480*	2200	135
520*	2300	140

* DISPONIBLE EN PEDIDO ESPECIAL

TABLA No.IX.1 CARACTERISTICAS DE DIVERSOS MOTORES

FIGURA No. IV.5

Longitudes Máximas De Cable Recomendado Para Motores Con
 Varias Relaciones Volts/Amperes.



Pérdida de voltaje a lo largo del cable eléctrico

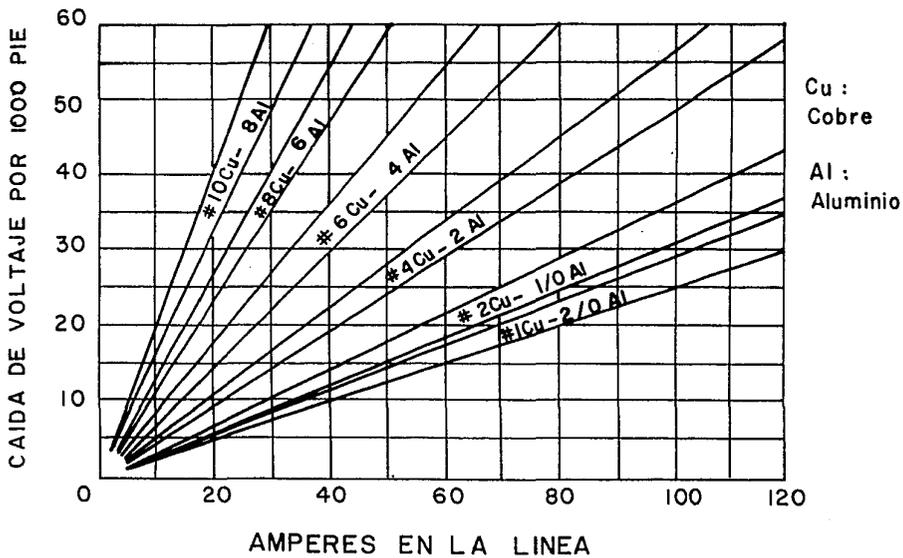


FIGURA No. IV.6

EJEMPLOS DE APLICACION DE INSTALACIONES DE BOMBEO ELECTROCENTRIFUGO

POZO PRODUCTOR DE 100% DE AGUA

Datos del pozo

1 .- Descripción física

- A) Diámetro de la T.R. : 5 1/2 pg.
- B) Diámetro de la T.P. : 2 7/8 pg.
- C) Profundidad total : 7500 pie
- D) Intervalo perforado : 6995 a 7005 pie
- E) Condiciones mecánicas iniciales : Ninguna

2 .- Datos de producción

- A) Nivel estático :2000 pie
- E) Nivel dinámico :2700 pie
- C) Gasto :400 bl/dfa (100% de agua)
- D) Temperatura de fondo :150°F
- E) RAA :100%
- F) Pth :100 lb/pg²
- G) Ptr :venteado

3 .- Datos del fluido del pozo

- A) G de la salmuera : 1.04

4 .- Suministro de energía

- A) Voltaje :12,500 V. 30,60 Hz.
- B) Capacidad de línea : La adecuada

Se empleará en este caso el comportamiento de flujo lineal (IP), porque solamente existe una sola fase en el fluido (agua).

Se desea producir un gasto de 1500 bl/dfa a C.S.

a) Obtención de la carga dinámica total (CDT)

1) Elevación neta: como se puede observar de la gráfica de IP (fig.IV.7) se rá de 4360 pie (suma de los 2000 pie del nivel estático) y además por seguridad se le dará una sumergencia de 200 pie, obteniendo una colocación de la bomba de 4560 pie.

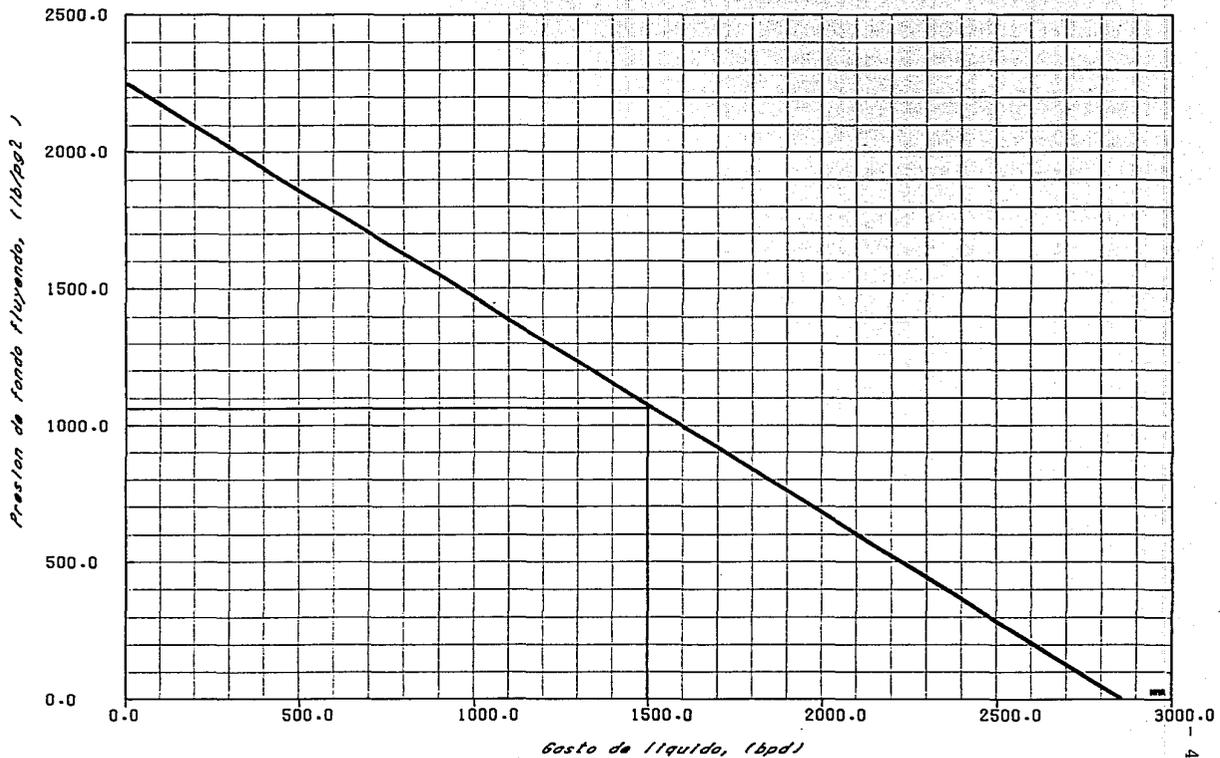


FIG. No. IV.7 COMPORTAMIENTO DEL I.P. (POZO PRODUCTOR DE UNA SOLA FASE)

2) Caídas de presión por fricción, se obtienen de la (fig.IV.4). Con el - gasto de 1500 bl/dfa en el eje de las bascisas se proyecta una línea vertical hasta intersectar la correspondiente a una T.P. de 2 7/8pg. para que el punto resultante se lleve hasta cortar el eje de las ordenadas, obteniéndose de esta manera las pérdidas de presión por fricción por cada 1000 pie.

Resultando que serán : 18 pie/1000 pie

por lo tanto:

$$F_t = 4560 \times (18/1000)$$

$$F_t = 82 \text{ pie}$$

3) Presión en la cabeza en pie (Pth)

$$P_{th} = \frac{P_{th} \text{ (lb/pg}^2\text{)} \times 2.31}{G_f}$$

$$P_{th} = (100 \times 2.31) / 1.04$$

$$P_{th} = 222 \text{ pie}$$

por lo tanto:

CDT =	Elevación neta (prof. de colocación de la bomba + sumergencia de la bomba)	+	Caídas de presión por fricción	+	Presión en la cabeza
-------	--	---	--------------------------------	---	----------------------

$$CDT = 4360 + 82 + 222$$

$$CDT = 4664 \text{ pie}$$

Ahora se selecciona la bomba que cumpla con la mayor eficiencia y del diámetro que pueda colocarse en una T.R. de 5 1/2 pg. de diámetro exterior.

Del catálogo Reda (TRW) el tipo de bombas más adecuadas fueron:

BOMBAS DE 100 ETAPAS - 3500 RPM - 60 Hz

	CARGA	HP	EF
AN 1500 (4 1/2pg) Serie 338	1150	28	44
DN 1300 (5 1/2pg) Serie 400	1640	32	59
DN 1850 (5 1/2pg) Serie 400	1900	30	59
DN 1750 (5 1/2pg) Serie 400	2190	36	66 **
DN 2150 (5 1/2pg) Serie 400	2790	60	51

Deacuerdo a lo anterior la mejor bomba es la DN 1750 (5 1/2pg) Serie 400

Para obtener las etapas y los HP necesarios, se tiene que (fig.IV.9): tomar en cuenta que los datos estan dados para 100 etapas.

$$\text{Carga/etapa} = 2190 / 100$$

$$\text{Carga/etapa} = 21.9$$

Por lo tanto :

$$\text{Número total de etapas} = \frac{\text{CDT}}{\text{Carga/etapa}}$$

$$\text{Número total de etapas} = 4664 / 21.9$$

$$\text{Número total de etapas} = 213 \text{ etapas}$$

$$\text{HP/etapa} = 36 / 100$$

$$\text{HP/etapa} = 0.36$$

Por lo tanto :

$$\text{HP} = \text{No. total de etapas} \times \text{HP/etapa} \times G_f$$

$$\text{HP} = 213 \times 0.36 \times 1.04$$

$$\text{HP} = 80 \text{ hp.}$$

Deacuerdo a lo anterior agrupando los datos para su mejor ilustración, tenemos que :

- a) Elevación neta : 4360 pie
- b) Pérdidas de presión por fricción : 82 pie
- c) Presión en la cabeza : 222 pie
- d) Carga inámica total : 4664 pie
- e) Número total de etapas : 213
- f) HP : 80 hp.

Con los datos del motor ahora de la (tabla IV.1) se seleccionará el que tenga el valor más próximo a los 83 hp. (que esté por arriba). Encontrando que

HP	VOLT	AMPERS
	1080	65
110	1240	57

Se tomaron los 110 hp. por si es necesario emplearlos en la descarga y por la temperatura.

NOTA : si en lugar de haber considerado un comportamiento IP, lo hubieramos hecho con el comportamiento de IPR (Vogel), los datos obtenidos serían:

- Elevación neta : 6000 pie
- Pérdidas de presión por fricción : 117 pie
- Carga dinámica total : 6339 pie
- Bomba seleccionada : D 40 (4.0 pg. diámetro exterior)
- Número total de etapas : 331
- HP : 120 hp

Con ésta comparación se muestra lo importante de determinar correctamente el comportamiento de flujo del pozo.

Para la selección del cable se empleará la (Fig.IV.5), utilizando la relación entre volt-amper y la profundidad se determinará el más adecuado. Encontrando que se pueden emplear los cables del # 4Cu y # 2Cu (existen también en Aluminio pero en la Ingeniería Petrolera el más empleado es el de Cu)

Ahora en la determinación de cuál cable se debe de emplear, se basará en un análisis económico (costos dados en dólares).

Tablero de control :	2400 V. = \$5,300.00
	1500 V. = \$3,000.00
Cable :	# 2Cu = \$2.70/pie
	# 4Cu = \$1.85/pie

De acuerdo a estos datos el costo por cable para 4560 pie (profundidad de colocación de la bomba).

a) Costo del cable # 2 = 2.70×4560

Costo del cable # 2 = \$ 12,312.00

b) Costo del cable # 4 = 1.85×4560

Costo del cable # 4 = \$ 8,436

Tomando en cuenta que un motor con mayor cantidad de amper necesita menor voltaje, se hará la siguiente combinación. De la (Fig.IV.6) se determinan las pérdidas de voltaje/1000 pie para los cables.

- a) Cable # 4 : 57 amper - 32 volt/1000 pie
65 amper - 36 volt/1000 pie
- b) Cable #2 ; 57 amper - 20 volt/1000 pie
65 amper - 23 volt/1000 pie

El voltaje que se necesitará en la superficie (Vs) será:

- a) Cable #4

$$V_s = \text{Voltaje del motor} + \left(\text{Pérdida de voltaje en el cable} \times \text{Prof. de colocación de la bomba} \right)$$

$$V_s (57 \text{ amper}) = 1240 + ((32 \times 4560)/1000)$$

$$V_s (57 \text{ amper}) = 1386 \text{ V.}$$

$$V_s (65 \text{ amper}) = 1080 + ((36 \times 4560)/1000)$$

$$V_s (65 \text{ amper}) = 1244 \text{ V.}$$

- b) Cable #2

$$V_s (57 \text{ amper}) = 1240 + ((20 \times 4560)/1000)$$

$$V_s (57 \text{ amper}) = 1331 \text{ V.}$$

$$V_s (65 \text{ amper}) = 1080 + ((23 \times 4560)/1000)$$

$$V_s (65 \text{ amper}) = 1185 \text{ V.}$$

De los datos anteriores el que requiere mayor voltaje superficial es el cable #4 (57 amper) y el de menor es el cable #2 (65 amper).

$$\text{Costo total} = \text{Costo del cable} + \text{costo del tablero de control}$$

$$\text{Costo total (tablero de 2400 V.)} = \$ 5,300 + \$ 8,436 = \$ 13,736.00$$

$$\text{Costo total (tablero de 1500 V.)} = \$ 3,000 + \$ 12,312 = \$ 15,312.00$$

De acuerdo a esto con el tablero de control de 2400 V. y el cable #4 se tiene un ahorro de \$ 1,576.00. Por lo consiguiente se empleará dicho equipo.

Otra forma de seleccionar el equipo es en base a los costos de operación, - el cual se puede aplicar, si la consideración anterior no muestra una diferencia significativa.

Con los datos de pérdidas calculados anteriormente para los cables #2 y #4 se tiene lo siguiente:

$$Kva = \frac{Vs \times \text{Amper} \times 1.73}{1000}$$

Con ésta fórmula obtendremos los kva. para tener el segundo parámetro de comparación.

Para el motor de 1240 V. y cable #4 :

$$Kva = \frac{1386 \times 57 \times 1.73}{1000}$$

$$Kva = 137 \text{ kva.}$$

Para el motor de 1080 V. y cable #2 :

$$Kva = \frac{1185 \times 65 \times 1.73}{1000}$$

$$Kva = 133 \text{ kva.}$$

Si el costo es de \$0.01/hrkva, para obtener kvahr/mes, tenemos que:

$$\text{Para: cable \#4, 57 amper} = 137 \times (24 \text{ hr/ 1 día}) \times (30 \text{ día/ 1mes})$$

$$\text{cable \#4, 57 amper} = 98640 \text{ hvahr/mes}$$

$$\text{Para: cable \#2, 65 amper} = 133 \times (24 \text{ hr/ 1 día}) \times (30 \text{ día/ 1mes})$$

$$\text{cable \#2, 65 amper} = 95760 \text{ kvahr/mes}$$

Con el cable #2 se ahorra 2880 kvahr/mes, por lo tanto el ahorro en consumo será:

$$\text{Costo de operación} = 2880 \times 0.01$$

$$\text{Costo de operación} = \$ 28.80 /\text{mes}$$

POZO PRODUCTOR DE AGUA-ACEITE

Datos del pozo

1. - Descripción física

- A) Diámetro de la T.R. : 5 1/2 pg.
- B) Diámetro de la T.P. : 2 7/8 pg.
- C) Profundidad total : 7500 pie
- D) Intervalo perforado : 7450 a 7460 pie
- E) Condiciones mecánicas iniciales: Ninguna

2. - Datos de producción

- A) Nivel estático : 2000 pie
- B) Nivel dinámico : 2700 pie
- C) Gasto : 400 bl/día (85% de aceite + 15% de agua)
- D) Temperatura de fondo : 140°F
- E) RGA : 500 pie³/bl
- F) Pth : 100 lb/pg²
- G) Ptr : venteado

3. - Datos del fluido del pozo

- A) Go en API : 35° (0.85)
- B) G salmuera : 1.04

4. - Suministro de energía

- A) Voltaje : 12,500 V. 30,60 Hz.
- B) Capacidad de línea : la adecuada.

Determinación de la capacidad de producción del pozo

Obtención de la Pwf y Pws: determinaremos la densidad relativa de la mezcla

$$G_m = (\% \text{ de agua}) \times (G_w) + (\% \text{ de aceite}) \times (G_o)$$

$$G_m = (0.15) \times (1.04) + (0.85) \times (0.85)$$

$$G_m = 0.8785$$

Ahora sí obtenemos las presiones, utilizando la siguiente ecuación:

$$\text{Presión} = \frac{G_f \times \text{carga}}{K} ; \text{ en este caso } k = 2.31$$

$$P_{ws} = \frac{0.8785 \times (7500-2000)}{2.31}$$

$$P_{ws} = 2092 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{wf} = \frac{0.8785 \times (7500-2700)}{2.31}$$

$$P_{wf} = 1825 \text{ lb/pg}^2$$

Por medio de la correlación de Standing se determina si el yacimiento está saturado o bajo saturado.

$$P_b = 18 \left(\frac{R_s}{G_g} \right)^{0.83} \times \frac{10^{0.00091 (T)}}{10^{0.0125 (G_o)}} \quad)$$

En donde: T(°F), G_g(dato adicional 0.8), G_o(API), R_s(pie³/bl)

$$P_b = 18 \left(\frac{500}{0.8} \right)^{0.83} \frac{10^{0.00091 (140)}}{10^{0.0125 (35)}} \quad)$$

$$P_b = 1844 \text{ lb/pg}^2$$

Como se puede observar la $P_b < P_{ws}$ del yacimiento se encuentra en estado bajo saturado, pero al entrar al pozo la $P_b > P_{wf}$, provocando la producción del fluido en dos fases. Por lo consiguiente se empleará el procedimiento de V_o gel para el análisis.

a) Por formula:

$$q_o / q_{max} = 1 - 0.2 \left(\frac{P_{wf}}{P_{ws}} \right) - 0.8 \left(\frac{P_{wf}}{P_{ws}} \right)^2$$

$$q_{max} = q_o / \left(1 - 0.2 \left(\frac{P_{wf}}{P_{ws}} \right) - 0.8 \left(\frac{P_{wf}}{P_{ws}} \right)^2 \right)$$

$$q_{max} = 400 / \left(1 - 0.2 \left(\frac{1825}{2092} \right) - 0.8 \left(\frac{1825}{2092} \right)^2 \right)$$

$$q_{max} = 1846 \text{ bl/dfa}$$

Obteniéndolo de gráfica:

$$\frac{P_{wf}}{P_{ws}} = \frac{1825}{2092} \quad ; \quad \frac{P_{wf}}{P_{ws}} = 0.872$$

Entrando a la (Fig.IV.1), obtenemos que $q_o/q_{max} = 0.215$ y conociendo que:

$$q_o \text{ real} = 400 \text{ bl/día}$$

Por lo tanto :

$$q_{max} = 400/0.215$$

$$q_{max} = 1860 \text{ bl/día}$$

Trabajando con éste último valor del gasto y con $P_{ws} = 2092 \text{ lb/pg}^2$

Pwf (lb/pg ²)	Pwf/Pws	qo/qmax	qo (bl/día)
2092	1.0	0.0	0.0
2000	0.956	0.0647	120.0
1750	0.837	0.276	509.0
1500	0.717	0.441	814.0
1250	0.598	0.594	1097.0
1000	0.478	0.724	1337.0
750	0.359	0.824	1521.0
500	0.239	0.918	1695.0
250	0.119	0.974	1798.0
0	0.000	1.000	1860.0

De acuerdo a la curva para un gasto de 1500 bl/día convirtiéndolos a condiciones de yacimiento, mediante la aplicación del Bo, obtenido de las ecuaciones de Standing.

$$Bo = 0.972 + 0.000147 (F)^{1.175}$$

$$F = Rs (Gg/Go)^{0.5} + 1.25 (T)$$

Donde : T(°F), Gg(aire=1.0), Go(API), Rs(pie³/bl)

$$F = 500 (0.8/35)^{0.5} + 1.25(140)$$

$$F = 250.593$$

$$Bo = 0.972 + 0.000147 (250.593)^{1.175}$$

$$Bo = 1.0689 \text{ pie}^3/\text{pie}^3$$

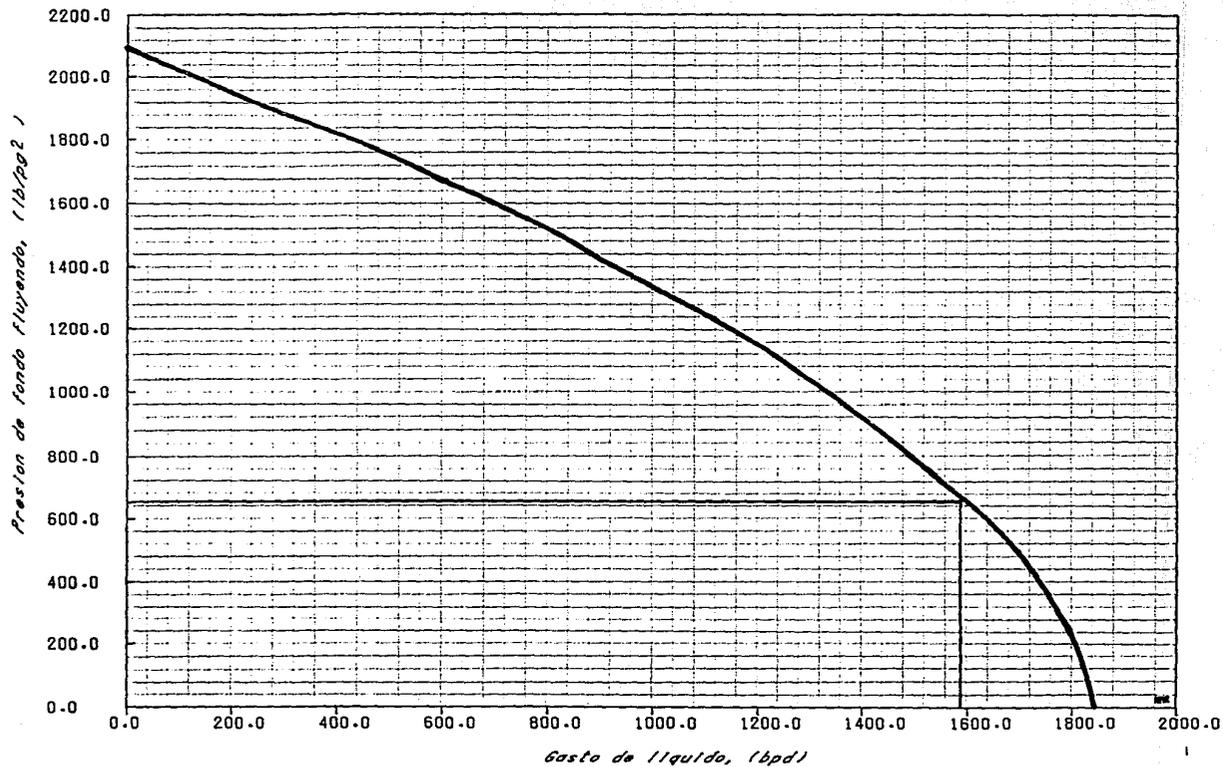


FIG. No. IV.8 COMPORTAMIENTO DEL I.P.R. (POZO PRODUCTOR DE DOS FASES)

De acuerdo a esto el volumen a condiciones de yacimiento será:

$$\text{Aceite ; } 1500 \times 0.85 \times 1.0689 = 1362.78$$

$$\text{agua ; } 1500 \times 0.15 \times 1.0000 = \underline{225.00}$$

1588.00 bl/día a C.Y.

CDT

Con el volumen de 1588 bl/día y de la curva de Vogel se obtuvo la presión de - 650 lb/pg², convirtiéndose a carga se tiene:

$$\text{Carga} = \frac{K \times \text{Presión}}{G_f}$$

$$\text{Carga} = \frac{2.31 \times 650}{0.8785}$$

$$\text{Carga} = 1710 \text{ pie}$$

Por lo tanto la bomba se colocará para producir los 1588 bl/día:

$$\text{Carga de elevación} = \text{Nivel estático} + \text{Carga para producir 1588 bl/día}$$

$$\text{Carga de elevación} = 2000 + 1710$$

$$\text{Carga de elevación} = 3710 \text{ pie}$$

Por seguridad se colocará la bomba a 3900 pie

Las pérdidas de presión por fricción (Fig.IV.4) para una tubería de 2 7/8pg.- será de : 18 pie/1000 pie.

$$F_t = 3900 \times (18/1000)$$

$$F_t = 70 \text{ pie}$$

La presión en la cabeza será de:

$$P_{th} = \frac{2.31 \times 100}{0.8785}$$

$$P_{th} = 263 \text{ pie}$$

Tenemos que :

$$CDT = Pth + Ft + (\text{elevación} - \text{sumergencia})$$

$$CDT = 263 + 70 + 3900$$

$$CDT = 4233 \text{ pie}$$

De acuerdo a los datos obtenidos, se obtiene la bomba adecuada a nuestras necesidades, y será:

a) D- 1350 -60 Hz - Serie 400
3500 RPM - 100 etapas
(T.R. 5 1/2) : Carga = 1730 pie/100 etapa
HP = 35 HP/100 etapa
EF = 57 %

b) DN -1750- 60 Hz- Serie 400
3500 RPM - 100 etapas
(T.R. 5 1/2) : Carga = 2075 pie/100 etapa
HP = 37 HP/100 etapa
EF = 67 %

De acuerdo a los datos anteriores la bomba que se debe seleccionar y que presenta mejores características, es la DN 1750-Serie 400 (Fig.IV.4).

Calculemos ahora las demás características:

Número de total de etapas; Carga/etapa = $2075/100 = 20.75$ pie/etapa

$$\text{Número total de etapas} = \frac{CDT}{(\text{carga/etapa})}$$

$$\text{Número total de etapas} = 4233 / 20.75$$

$$\text{Número total de etapas} = 204 \text{ etapas}$$

Los HP necesarios serán; HP/Etapa = $37/100 = .37$

$$HP = \text{Número total de etapas} \times \text{HP/etapa} \times G_m$$

$$HP = 204 \times .37 \times 0.8785$$

$$HP = 66 \text{ hp.}$$

Con los cálculos anteriores se seleccionarán la bomba y el motor, que deben proporcionar: 66hp, 208 etapas.

Nota : En caso de haber utilizado datos de un análisis PVT, el factor de volúmen (Bo) sería de $1.2 \text{ pie}^3/\text{pie}^3$, de tal forma los datos que se obtendrían para dicha variación son :

- Bombas : en la sección inferior : D - 82 con 63 etapas
 en la sección superior : D - 55 con 155 etapas
- Presión de succión de la bomba : 470 lb/pg^2
- Volúmen del fluido a la succión : 3153 bl/día
- Volúmen del fluido a la descarga: 1913 bl/día
- HP: 75 hp.

Con ésto se puede dar cuenta como afecta la forma en que se obtienen los datos para el diseño.

Cable:

Con la cantidad de 66 hp de la (tabla.IV.1) se obtiene que:

Motor de la serie 456:

HP	Volt	Amper
	900	57
80	1120	46
	1350	38

De la (Fig.IV.5) se observa que el cable #4 tiene para los tres parejas, longitudes máximas que sobrepasan la profundidad de 4462 pie.

Determinar las pérdidas de voltaje para un cable #4 Cu de la (Fig.IV.4):

Amper	Pérdida de voltaje/1000 pie
57	30.5
46	26.0
38	21.5

obtenemos entonces el Voltaje Superficial (Vs).

$$Vs (57 \text{ amper}) = 900 + ((30.5 \times 4462)/1000)$$

$$Vs (57 \text{ amper}) = 1036 \text{ V.}$$

$$Vs (46 \text{ amper}) = 1120 + ((26 \times 4462)/1000)$$

$$Vs (46 \text{ amper}) = 1236 \text{ V.}$$

$$V_s (39.5 \text{ amper}) = 1350 + (21.5 \times 4462)/1000$$

$$V_s (39.5 \text{ amper}) = 1446 \text{ V.}$$

De acuerdo a lo anterior se determina que el motor más adecuado es de las siguientes características: 80 hp, 900 V., 57 amper, utilizando un cable #4 Cu.

En base a los datos anteriores con un tablero de 1500 V. es suficiente para la instalación.

Transformadores

Calculando los kva necesarios, tenemos que:

$$\text{Kva} = \frac{1036 \times 57 \times 1.73}{1000}$$

$$\text{Kva} = 102 \text{ kva.}$$

Para suministrar esta energía se emplearán tres transformadores monofásicos para el equipo.

APROXIMACION DE CAMPO

El dimensionamiento de la bomba sumergible para un pozo gaseoso debe considerar el volumen total a la entrada de la bomba. Esto incluye el volumen de gas libre, gas disuelto y líquidos. La exactitud de los datos PVT permitirá determinar el volumen a condiciones de superficie.

Procedimiento de siete pasos

En el dimensionamiento de una bomba sumergida para aplicarse con una alta relación gas-aceite se sigue el procedimiento:

- 1) Determinar la presión de operación en la succión de la bomba, que se considere que permitirá que el volumen de gas que pasa a través de la bomba esté dentro de los límites del equipo.
- 2) Determinar la densidad relativa promedio del fluido que se va a manejar.
- 3) Determinar el factor de volumen del fluido a la presión de operación, relación gas líquido, densidad del gas, densidad del aceite muerto y el BTH a la succión de la bomba (temperatura de fondo).
- 3) Determinar la presión (carga total) necesaria en la descarga de la bomba para la capacidad requerida, incluyendo la presión en la cabeza del pozo y las pérdidas de presión por fricción.
- 5) Seleccionar una o dos bombas de mayor volumen sobre la bomba básica conforme el diseño tandem. Seleccionar una carcasa de cada una.
- 6) Determinar cuánta de la carga de presión será suministrada por las secciones tandem. La bomba básica será entonces diseñada para manejar el volumen correcto y producir la carga de presión adicional necesaria.
- 7) Determinar la potencia por la densidad promedio del fluido en la descarga de la bomba base y de las curvas para agua la potencia al freno máxima de cada bomba.

Ejemplo de aplicación

NOTA : Se supone que usando los métodos apropiados, el gasto que va a ser bombeado a la presión de succión seleccionada ha sido determinada, así como la densidad relativa, como el factor de volumen a la profundidad de succión.

Datos del pozo

- A) Diámetro de la T.R. : 5 1/2 pg.
- B) Diámetro de la T.P. : 2 7/8 pg.
- C) Profundidad total : 7500 pie
- D) Profundidad de colocación de la bomba : 6900 pie
- E) Intervalo perforado : 6995 a 7005 pie

Datos de producción

- A) Presión de descarga (Pth) : 100 lb/pg²
- B) Gasto deseado : 1500 bl/día a C.S. (50% de agua)
- C) Relación gas-aceite producida : 500 pie³/bl
- D) Temperatura de fondo : 140°F
- E) Factor de volúmen : 1.205 pie³/pie³
- F) Presión de succión : 470 lb/pg²

Datos del fluido

- A) Densidad API del aceite : 35°(0.85)
- B) Densidad relativa del líquido : 0.4896 (50% de agua)
- C) Gradiente promedio del líquido: 0.2122 (50% de agua)

1) Volúmen a manejarse a condiciones de succión de la bomba para producir - 1500 bl/día en la superficie o en eltanque.

$$\begin{array}{rcl}
 \text{Aceite} & : & 750 \text{ blo/día} \times 1.205 & = & 903.75 \\
 \text{agua} & : & 750 \text{ blw/día} \times 1.000 & = & \underline{750.00} \\
 & & & & 1653.75
 \end{array}$$

por lo tanto el volúmen a condiciones de bomba será de : 1654 blm/día

2) Carga dinámica total (CDT)

$$CDT = h_d + F_t + P_{th}$$

h_d = carga de elevación

h_d = Prof. de colocación de la bomba - Presión de succión (pie)

$$\text{Presión de succión} = \frac{470 \times 2.31}{0.4896}$$

Presión de succión = 2218 pie

$$h_d = 6900 - 2218$$

$$h_d = 4682 \text{ pie}$$

Ft: Pérdidas de presión por fricción (Fig.IV.4), se determinó que son de - 18 pie/1000 pie en una tubería de producción de 2 7/8 pg. para un gasto de 1500 bl/día

$$F_t = 6900 \times (18/1000)$$

$$F_t = 124 \text{ pie}$$

Pth: Presión en la cabeza del pozo (pie).

$$Pth = \frac{100 \times 2.31}{0.4896}$$

$$Pth = 472 \text{ pie}$$

por lo tanto :

$$CDT = 4682 + 124 + 472$$

$$CDT = 5278 \text{ pie}$$

Convertida la carga a presión:

$$CDT = \frac{5278 \times 0.4896}{2.31}$$

$$CDT = 111.9 \text{ lb/pg}^2$$

- 3) De acuerdo a lo anterior, la bomba base será una que produzca 1500bl/día a C.S. y que ajuste en el interior de una T.R. de 5 1/2 pg. Por lo consiguiente se selecciona la bomba TRW Serie 400 - DN 1750.
- 4) Se seleccionarán las siguientes dos bombas más grandes, para asegurar que el volumen manejado en el fondo de 1654 bl/día quede dentro del rango de - las dos bombas.

La primera bomba que se selecciona para el diseño cónico (Telescopiado, es decir, inicia con etapas de mayor diámetro en la succión y se reducen a - la descarga). Es la bomba DN-2150 (serie 400 - bomba TRW), con un rango - de 1400 - 2600 bl/día.

La segunda bomba a emplear es la DN - 3000 y su rango es de 2100 - 3700 - bl/día.

Realizando un rango compuesto de las 3 bombas, se observa que se comprende ría desde 1200 - 3700 bl/día, en el arreglo de bomba telescopiada.

Ahora se determinará el número de etapas de cada sección telescopiada, se - selecciona el número de carcaza y la cantidad de etapas que lleva cada una

Para los dos casos se tomó la carcaza No. 10;

Bombas TRW : DN - 3000 - 6 etapas
DN - 2150 - 12 etapas

5) Ahora se determinará la carga suministrada por cada sección telescopiada,-
Por lo tanto:

Bomba DN - 3000 (2100 - 3700) = 1900 H/ 100 etapas

Bomba DN - 2150 (1400 - 2600) = 2200 H/ 100 etapas

De tal forma la contribución de las dos bombas será:

Bomba DN - 3000	= 6 etapas x 1900 H/100 etapas	= 114 pie
Bomba DN - 2150	= 12 etapas x 2200 H/100 etapas	= 264 pie
		378 pie
Total		378 pie

Como en los pasos anteriores se calculó que para obtener las 1500 bl/día en superficie es necesaria una CDT de 5278 pie, de los datos anteriores - la carga que hace falta suministrar será:

Carga restante = 5278 - 378

Carga restante = 4900 pie

Estos los debe proporcionar la bomba base (DN - 1750), que para 1500 - bl/día se tiene una carga de 2200 pie/ 100 etapas. Con esto calculamos el número de etapas que hacen falta:

No. de etapas = 4900 x (2200/100)

No. de etapas = 223

Por lo consiguiente el diseño telescopiado será:

- una bomba DN - 3000 con 6 etapas
- una bomba DN - 2150 con 12 etapas
- una bomba DN - 1750 con 223 etapas (bomba base)

6) Se determina la potencia al freno de cada una y se suma:

DN - 2150	: 12 etapas x 0.4896 x 0.6 HP/etapa	= 3.53 hp.
DN - 3000	: 6 etapas x 0.4896 x 0.6 HP/etapa	= 1.76 hp.
DN - 1750	: 223 etapas x 0.4896 x 0.35 HP/etapa	= <u>38.21</u> hp.
Total		45.50 hp.

Como es necesario se determina el tipo de motor (tabla.IV.1) de la serie - 456 (4.56 pg.):

HP	Volt	Amper
50	700	45.5
	840	38.0
	980	32.5

POZO PRODUCTOR DE ACEITE-AGUA-GAS

Datos del pozo

1.- Descripción física

- A) Diámetro de la T.R. : 5 1/2 pg.
- B) Diámetro de la T.P. : 2 7/8 pg.
- C) Profundidad total : 7500 pie
- D) Intervalo perforado : 6995 a 7005 pie
- E) Condiciones mecánicas iniciales : Ninguna

2.- Datos de producción

- A) Pws : 2048 lb/pg²
- B) Pwf : 1761 lb/pg²
- C) Gasto : 4000 bl/día (50% de agua); q deseado= 1500 bl/día a C.S.
- D) Temperatura de fondo : 140°F
- E) RGA : 500 pie³/bl
- F) RAA : 250 pie³/bl
- G) Pth : 100 lb/pg²
- H) El separador trabaja al 50 %

3.- Datos del fluido del pozo

- A) Go en API : 35°(0.85)
- B) Gg : 0.65 (aire=1)
- C) G salmuera : 1.04

Con los cálculos previos se determinaron las siguientes características de la bomba:

$$P_{succ} = 470 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{desc} = 1670 \text{ lb/pg}^2$$

$$\text{Gasto de succión} = 3153 \text{ bl/día a C.B.}$$

De acuerdo a los datos anteriores se calcula la Δp total necesaria para elevar el fluido desde la bomba, hasta la superficie.

$$\Delta p_t = P_{desc} - P_{succ}$$

$$\Delta p_t = 1670 - 470$$

$$\Delta p_t = 1200 \text{ lb/pg}^2$$

El incremento será dividido en N intervalos, que suministrarán el incremento-necesario para producir el gasto en superficie, en éste caso N=5.

$$\Delta p_t/N = 1200/5$$

$$\Delta p_t/N = 240 \text{ lb/pg}^2$$

Las presiones correspondientes a cada incremento serán (succión).

$$\text{--- } P_{\text{desc}} = 1670 \text{ lb/pg}^2$$

$$\text{--- } P(5) = 1430 \text{ lb/pg}^2$$

$$\text{--- } P(4) = 1190 \text{ lb/pg}^2$$

$$\text{--- } P(3) = 950 \text{ lb/pg}^2$$

$$\text{--- } P(2) = 710 \text{ lb/pg}^2$$

$$\text{--- } P_{\text{succ}} = 470 \text{ lb/pg}^2$$

$$\Delta p_t = 1200 \text{ lb/pg}^2$$

Las fórmulas que se emplearán son las siguientes (unidades consistentes):

$$1) \quad V_{tp} = q_t (1 - \%w) B_o + q_t (\%w) + q_t (1 - \%w) (RGA = R_s) (\% \text{ de gas que entra a la bomba}) B_g$$

$$2) \quad \text{Va de trabajo por etapa} = \frac{V_{tp}(n) + V_{tp}(n-1)}{2}$$

$$3) \quad M = 350.5 G_o + .0764 G_g + 350.5 G_w(RAA)$$

$$4) \quad \text{Volumen unitario a la presión} = B_o + \frac{q_t - q_o}{q_o} (B_w) + (RGA = R_s) B_g$$

$$5) \quad \int p = \frac{M}{(\text{volumen unitario} \times 5.615)}$$

$$6) \quad \text{Gradiente a la presión } p = \frac{\int p}{144}$$

$$7) \quad \text{Gradiente promedio} = \frac{\text{Gradiente a } p(n) + \text{Gradiente a } p(n-1)}{2}$$

$$8) \quad \Delta P_e = (H/\text{etapa}) \times \text{Gradiente promedio}$$

$$9) \quad \text{Número de etapas} = \frac{p(\text{succión})}{\Delta P_e}$$

$$10) \quad \text{HP} = (\text{HP/etapa}) \times \text{Número de etapas} \times G_m$$

$$11) \quad G_m = \frac{p}{(w)(62.4)}$$

De un análisis PVT se obtuvieron los siguientes datos:

	Presión (lb/pg ²)	Bo	Bg	Rs (pie ³ /bl)
Psucc;	470	1.205	0.006	200
P(2);	710	1.228	0.0035	260
P(3);	950	1.250	0.0026	310
P(4);	1190	1.269	0.0018	364
P(5);	1430	1.289	0.0014	411
Pdesc;	1670	1.300	0.0012	461

Se realizarán los cálculos para la presión de 710 lb/pg²:

1) $V_{tp} = 1500(1-.5)1.228 + 1500(1-.5) + 1500(1-.5)(500-260)(.5)(0.0035)$

$V_{tp} = 1980$ bl/día

2) V a trabajar por etapa = $\frac{3153 + 1980}{2}$

V a trabajar por etapa = 2570 bl/día

3) $M = 350.5(0.85) + 0.0764(500)(0.65) + 350.5(1.04)$

$M = 687$ lbm/blo

4) Volumen unitario (710 lb/pg²) = $1.228 + \left(\frac{1500-750}{750} \right) + (500-260)0.0035$

Volumen unitario (710 lb/pg²) = 3.068 bl(α+w+g a C.B.)/blo a C.S.

5) $f_p = \frac{687}{(3.068 \times 5.615)}$

$f_p = 39.8797$ lbm/pie³

6) Gradiente = 39.8797/144

Gradiente = 0.276942 lb/pg² · pie

Los siguientes datos se obtuvieron con un programa de computación

Presión	Vpt	V unitario	$\int P$	Gradiente	Gra. prom.	V prom.
470	3153	4.0050	30.5	0.2121		
710	1985	3.0680	39.9	0.2769	0.2445	2570
950	1872	2.7440	44.6	0.3096	0.2933	1930
1190	1794	2.5138	48.7	0.3380	0.3238	1833
1430	1763	2.4136	50.7	0.3520	0.3450	1779
1670	1734	2.3358	52.4	0.3638	0.3579	1749

Con los datos obtenidos, se encontrará el tipo de bomba que se empleará en el trabajo para elevar el volumen a la superficie. En éste caso se encontraron dos alternativas.

Intervalo de Presión	Gasto Promedio	Gradiente Promedio	Tipo de bomba	$\frac{H}{100}$ etapas
470 - 710	2570	0.2445	DN3000-60Hz-Serie 400	2050
710 - 950	1930	0.2933	DN1750-60Hz-Serie 400	1680
950 - 1190	1833	0.3238	DN2150-60Hz-Serie 400	2460
1190 - 1430	1779	0.3450	DN1750-60Hz-Serie 400	1810
1430 - 1670	1749	0.3579	DN2150-60Hz-Serie 400	2550
			DN1750-60Hz-Serie 400	1880
			DN2150-60Hz-Serie 400	2600
			DN1750-60Hz-Serie 400	1910

<u>HP</u> 100 etapas	<u>Eficiencia</u> 100 etapas	Δp_e	No. de etapas	Gm	HP
60	63%	5.013	48	0.5643	16
37	75%	4.973	49	0.6768	11
62	55%	7.210	33		14
37	66%	5.861	41	0.7473	11
62	55%	8.257	29		13
37	77%	6.486	37	0.7962	11
62	54%	8.970	27		13
37	77%	6.836	35	0.8259	11

Con los datos anteriores se pueden hacer dos juegos, como se presenta a continuación:

Caso 1.-

Pdesc(1670)___	___	162 etapas, bomba DN 1750 48 etapas, bomba DN 3000
P(1430)___	qm=1749 bl/día	
P(1190)___	qm=1779 bl/día	
P(950)___	qm=1833 bl/día	
P(710)___	qm=1930 bl/día	
P(470)___	qm=2570 bl/día	

Para este caso se necesitarán 61 hp, lo cual lo proporcionará el motor de la serie 456 , con 70hp.

Caso 2.-

Pdesc(1670) ___	qm=1749 bl/día	┌ 35 etapas, bomba DN 1750
P(1430) ___	qm=1779 bl/día	
P(1190) ___	qm=1883 bl/día	└ 89 etapas, bomba DN 2150
P(950) ___	qm=1930 bl/día	
P(710) ___	qm=2570 bl/día	└ 48 etapas, bomba DN 3000
P(470) ___	___	

Estas bombas necesitan 67 hp, que satisface el motor antes seleccionado.

Curvas de comportamiento bomba Reda
 100 etapas-DN 1750-60 Hz
 Serie 400 - 3500 RPM

Tamaño mínimo de
 T.R. 5 1/2" D.E.

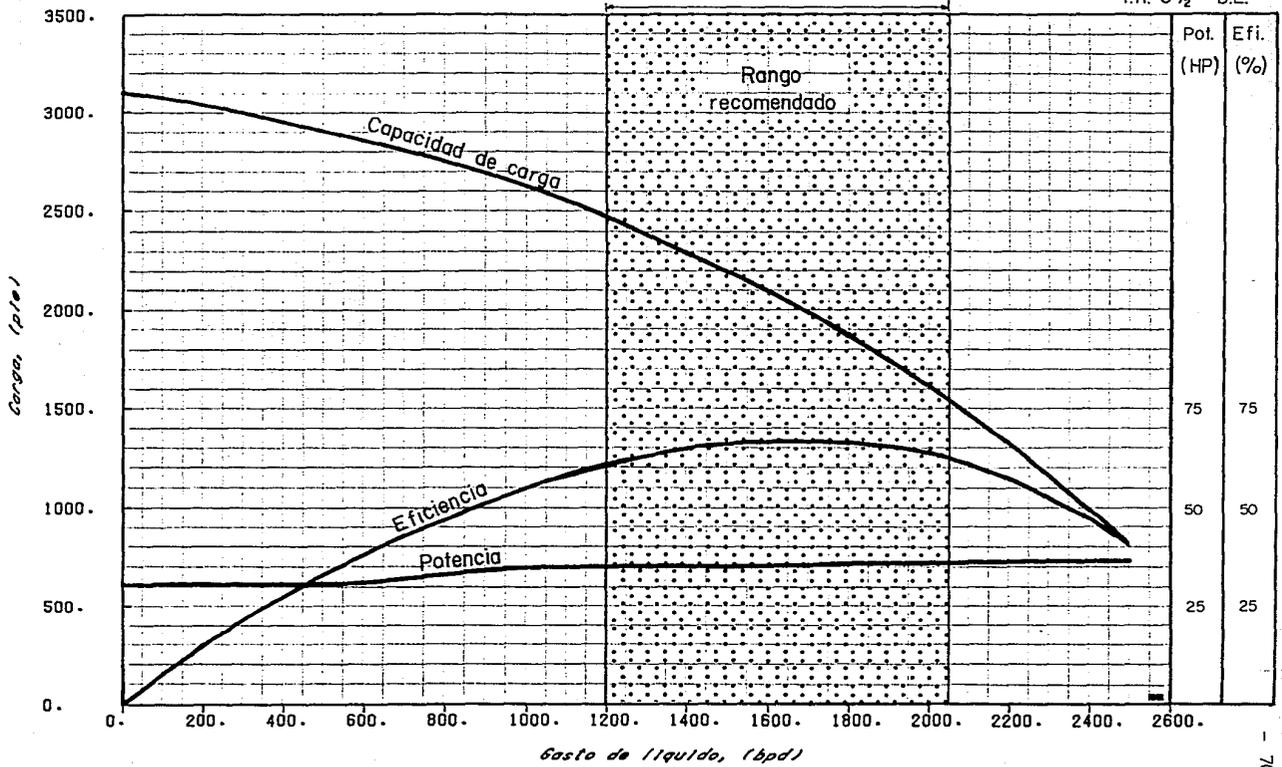


FIGURA No. IV.9

Curvas de comportamiento bomba Reda
 100 etapas - DN 2150-60 Hz
 Serie 400 - 3500 RPM

Tamaño mínimo de
 T.R. 5 1/2" DE

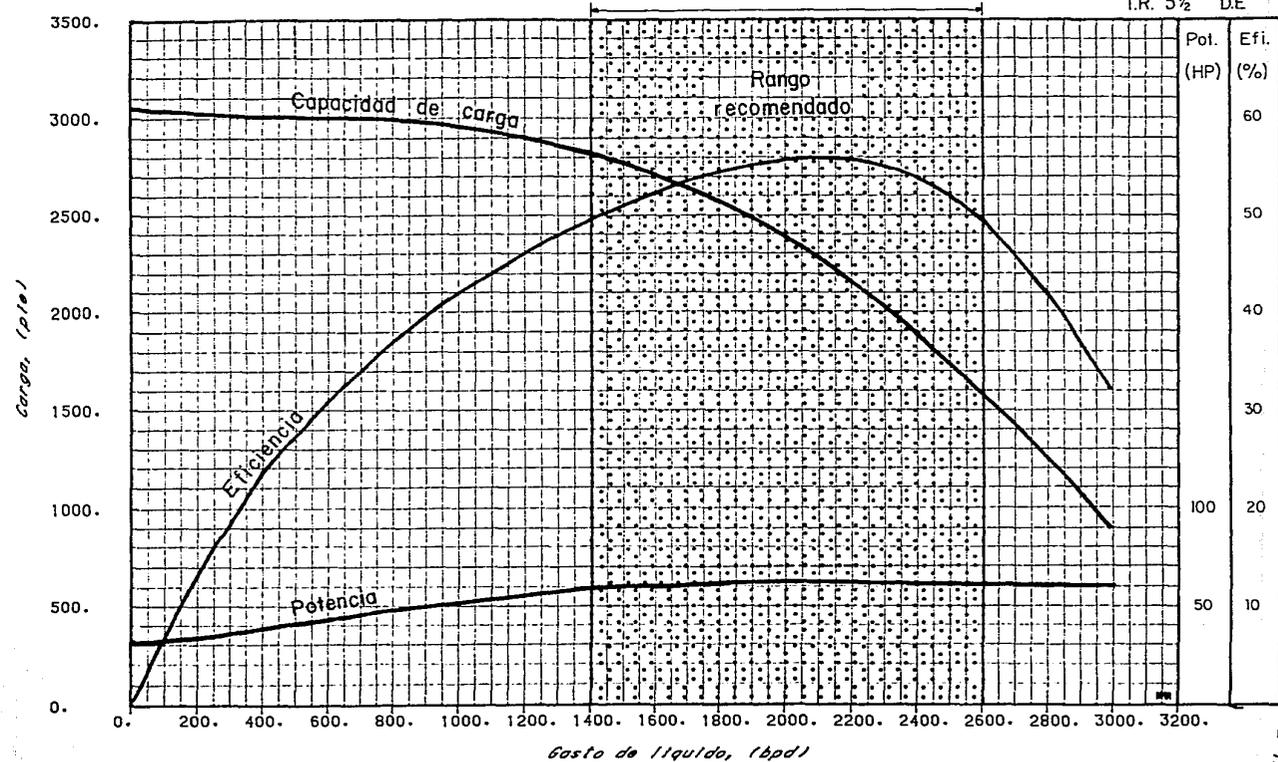


FIGURA No. IV.10

Curvas de comportamiento bomba Reda
 100 etapas - DN 3000-60 Hz
 Serie 400 - 3500 RPM

Tamaño mínimo de
 T.R. 5 1/2" D.E.

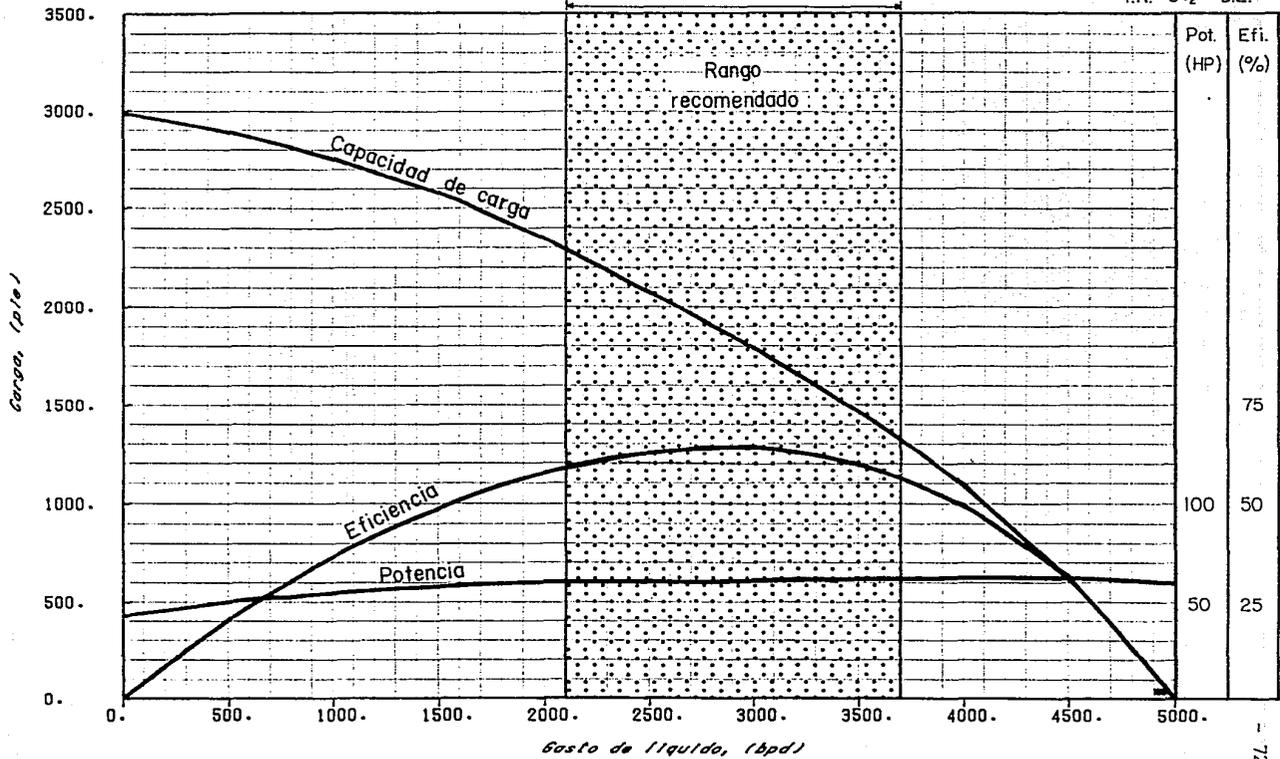


FIGURA No. IV.11

DESCRIPCION DEL EQUIPO DE BOMBEO MECANICO

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

- 1) Torsión
- 2) Carga en la varilla pulida
- 3) Rango de cargas en las varillas
- 4) Requerimiento de potencia del motor principal
- 5) Costos de combustible o energía
- 6) Costo de mantenimiento de la unidad
- 7) Roturas de varillas
- 8) Producción diferida por rotura de varillas o por reparación y mantenimiento de la unidad.
- 9) Costo de instalación
- 10) 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.

PARTES ESENCIALES

La (Fig. V.1) ilustra los componentes de un sistema de bombeo mecánico. - Las partes esenciales son:

- I) La bomba sub-superficial impulsada por varillas
- II) La sarta de varillas de succión que transmite el movimiento de bombeo - superficial y la potencia a la bomba sub-superficial. 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.
- III) El equipo superficial de bombeo que cambia el movimiento rotatorio del motor principal al movimiento oscilatorio lineal para bombear.
- IV) La unidad de transmisión de potencia o reductor de engranes.
- V) El motor principal que proporciona la potencia necesaria al sistema.

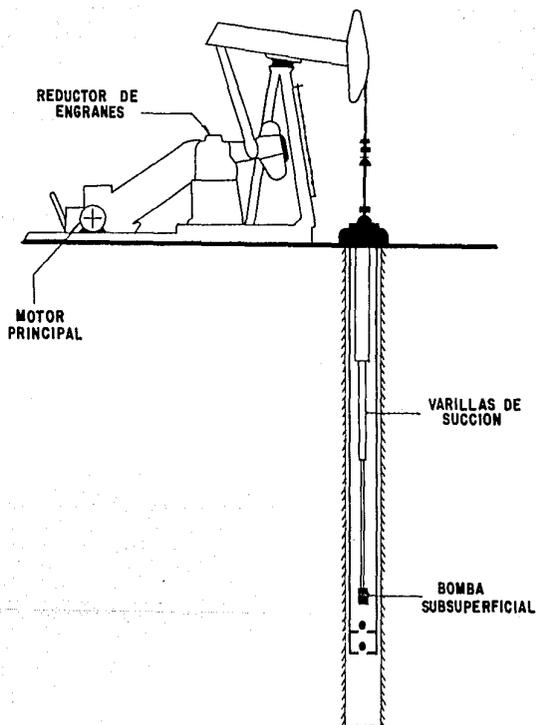


FIG.V. 1.- PARTES ESENCIALES DEL SISTEMA DE BOMBEO MECANICO

I) BOMBA SUB-SUPERFICIAL.-

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 sub-superficiales 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 TUBERIA DE PRODUCCION

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 de tomarse en cuenta es el alargamiento de las 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 asiendo (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 TUBERIA DE REVESTIMIENTO

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

CICLO DE BOMBEO

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

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

La válvula viajera ahora está cerrada, consecuentemente, la carga de la columna de fluido ha sido transferida de la tubería de producción a la sarta de varillas.

En la (Fig. V.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. V.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.

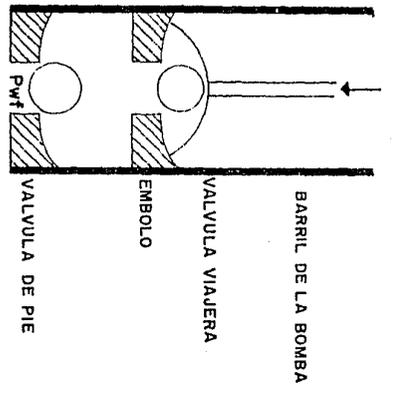
Cuando el émbolo llega al fondo de la carrera descendente, el ciclo de bombeo se repite.

MATERIALES UTILIZADOS EN LA FABRICACION DE LA BOMBA

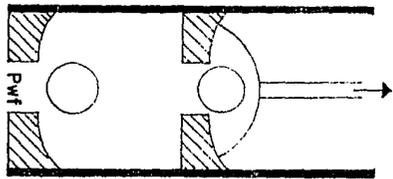
Cualquier bomba sub-superficial movida por varillas, está constituida de cuatro elementos esenciales: (Fig. V.2.a)

- 1) Barril de trabajo
- 2) Émbolo
- 3) Válvula de entrada (válvula de pie)
- 4) Válvula de salida (válvula viajera)

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

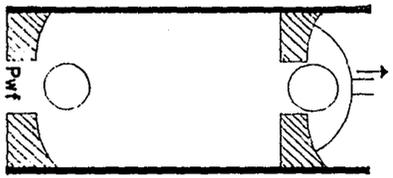


2. a

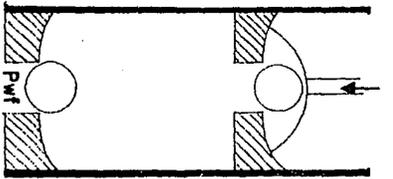


2. b

CICLO DE BOMBEO IDEAL



2. c



2. d

FIGURA No. V. 2

1) BARRIL DE TRABAJO

Materiales utilizados en su construcción:

- a) HI-BRIN. Diseño para pozos con alto contenido de arena y gas sulfhídrico. Se fabrica utilizando un proceso de endurecimiento denominado "nitrocicle".
- b) NITRILINE. 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.
- c) 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 CO₂.
- d) 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 CO₂.
- e) SILVERLINE. Este barril se recomienda usarlo en pozos con fluidos no corrosivos y en donde la arena no sea un problema serio.

2) EMBOLO

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:

- a) CO-HARD. Embolo resistente a la corrosión y a la abrasión.
- b) SUPER HARD Hierro - Níquel. Resistente a la corrosión de H₂S.
- c) ACERO CON RECUBRIMIENTO DE CROMO. Altamente resistente a la corrosión por CO₂ y a fluidos arenosos

EMBOLOS CON EMPAQUE SUAVE. Son resistentes a la corrosión por CO₂ y H₂S
Se recomienda usarlos a profundidades menores de 5000 pies.

EMBOLOS 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 a la profundidad de la bomba.

EMBOLO 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.

EMBOLO CON COMBINACION 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.

EMBOLO CON VALVULA SUPERIOR. Se usa en pozos profundos cuyo contenido de gas sea muy bajo.

EMBOLO CON VALVULA DE FONDO. Se usa en pozos gaseosos colocando la válvula viajera lo más cercano a la válvula de pie para evitar el candelado de gas.

EMBOLO CON VALVULA EN LA PARTE SUPERIOR Y EN EL FONDO

Este arreglo combina las ventajas descritas con los dos émbolos anteriores.

3, 4) VALVULAS

La stellita y el carburo de tungsteno son materiales apropiados cuando los fluidos del pozo son altamente corrosivos por H₂S o CO₂ y cuando se maneja mucha arena, ya que estos materiales son muy resistentes a la abrasión.

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

II) SARTA DE VARILLAS DE SUCCION

La función de la sarta de varillas de succión es: transmitir el movimiento de bombeo superficial y la potencia, a la bomba sub-superficial. También se 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/pg², 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 menor en ese punto. A menores profundidades donde la carga en las varillas es más grande, se usan mayores diámetros. Este arreglo resulta en 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.

III) EQUIPO SUPERFICIAL DE BOMBEO

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 recíprocante 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 recíprocante.

La unión directa entre la 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 estopeo y el fluido que ha sido elevado pasa 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. V.3), que está soportada por una placa (carrier bar). Esta a su vez, está soportada por cables flexibles (brida) que pasan sobre la cabeza de cañallo colocada en el extremo del balancín. El diseño apropiado de estos componentes asegura el viaje vertical de la varilla pulida a través del estopeo, 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. V.3). El movimiento se trasmite 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. V.4) se presentan tres tipos de unidades de bombeo mecánico.

IV) EL REDUCTOR DE ENGRANES

Su función es: reducir la velocidad del motor principal a una velocidad de bombeo adecuada (Fig. V.3). Es necesario determinar exactamente la probable torsión máxima a la que estará sujeto el reductor 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.

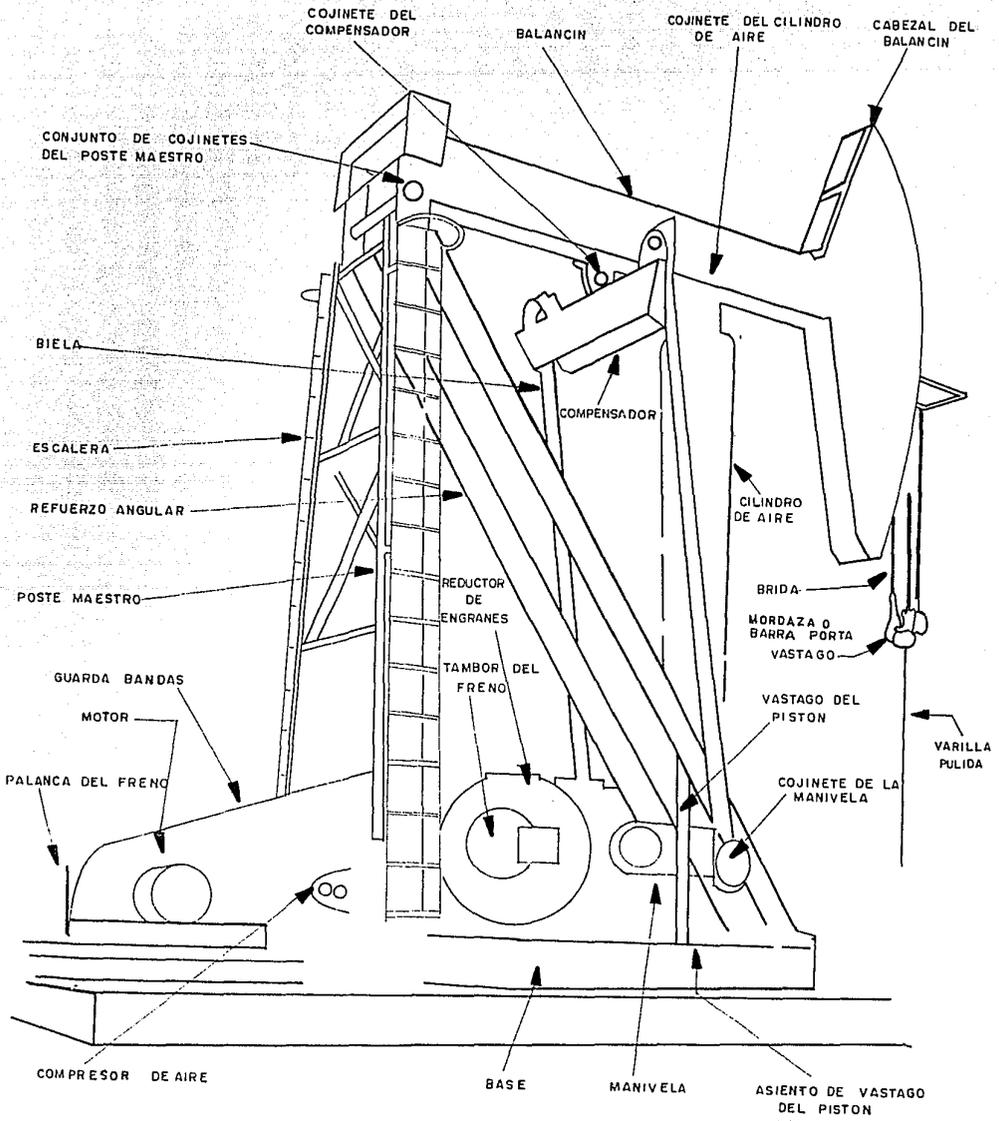
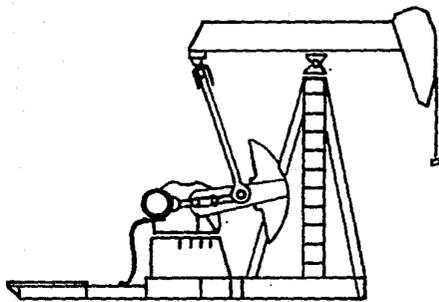
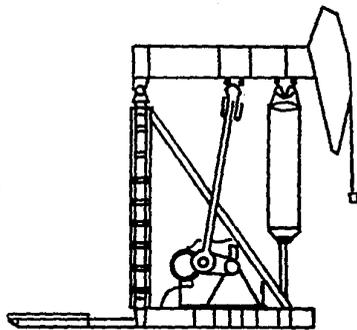


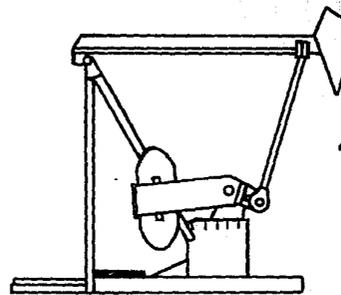
FIGURA No. V.3



CLASE I
CONVENCIONAL



CLASE III
BALANCEADA POR AIRE



CLASE III
MARK II

FIGURA No. V.4

V) EL MOTOR PRINCIPAL

La función del motor principal es: proporcionar a la instalación energía mecánica que eventualmente es 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, y
- 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 pueden 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, ésta 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.

MOVIMIENTO BASICO DE BOMBEO EN UN SISTEMA NO ELASTICO SIMPLE

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 varillas y fluido empezará 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 a 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 (α) 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 por 1.1; un factor de impulso de 0.2 sería equivalente 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 fluido 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.

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. VI.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 es ta zona, normalmente el producto de la carga compuesta de varillas y fluido por la máxima aceleración, da como resultado la carga pi- co 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 desacele-- rando, consecuentemente, el componente de inercia de la masa de va rillas y fluido, se está restando del total del peso estático.
- Zona 3.- Se inicia en la parte superior de la carrera descendente, despla-- zándose hacia abajo hasta algún punto cerca de la mitad de la ca-- rrrera. 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 descenden- te y se extiende hasta el fondo de la carrera. En esta zona las - varillas 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 sim- pple y despreciando las fuerzas de fricción y armónicas que están involucra-- das.

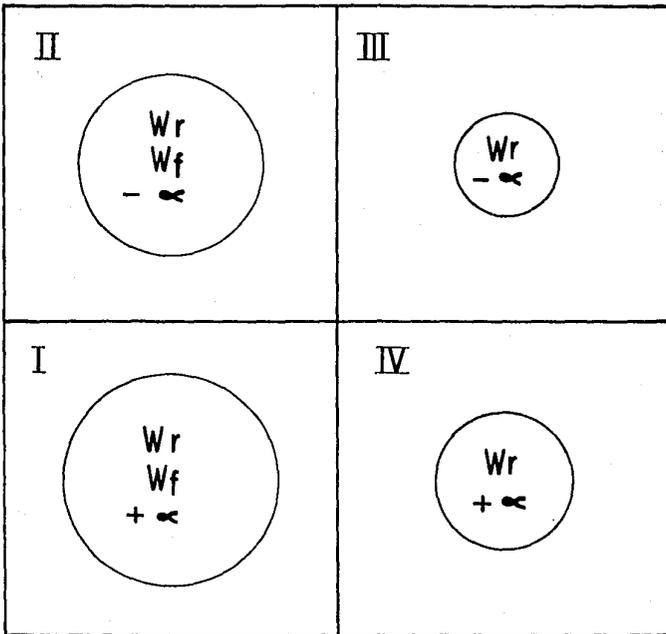


FIG. VI. 1: PATRON TIPO DE CARGAS EN LA VARILLA PULIDA DURANTE UN CICLO DE BOMBEO DIVIDIDO EN CUATRO ZONAS DE MOVIMIENTO.

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.

DIVISION DE TRABAJO EN UN SISTEMA DE PRODUCCION 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.

GEOMETRIA DE LA UNIDAD DE BOMBEO MECANICO

La geometría de todas las unidades de bombeo mecánico caen dentro de dos clases:

- 1) La de clase I, que 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. VI. 2) se aprecia el apoyo (F) cerca del centro, el esfuerzo del motor principal (E) aplicado en un extremo del balancín y la resistencia de la carga del pozo (R) está aplicada en el extremo opuesto del balancín.
- 2) La de clase III, con el reductor de engranes colocado al frente, representada por las unidades Mark II y balanceada por aire. En la (Fig. VI. 2), puede verse que para ambas unidades, el esfuerzo (E) y resistencia (R) se aplican en un mismo extremo del balancín con relación al apoyo (F), que se encuentra en el otro extremo.

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. VI. 3) se -- presenta un modelo de 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. VI. 4), se aprecia que al iniciar la carrera ascendente, el movimiento de la varilla pulida de la unidad clase III se queda atrás del 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. VI. 5), a los 90° de rotación de la manivela, la unidad convencional ha pasado su período de aceleración ascendente. A continuación 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. VI. 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° , co mo se muestra en la (Fig. VI. 7), entonces empieza a descender. La unidad cla se 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.

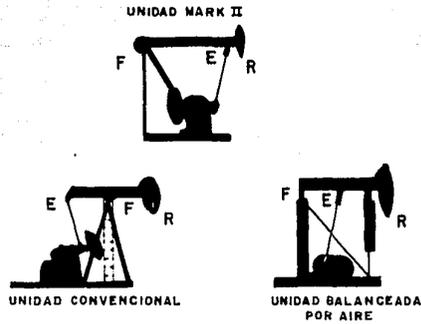


FIG. VI. 2

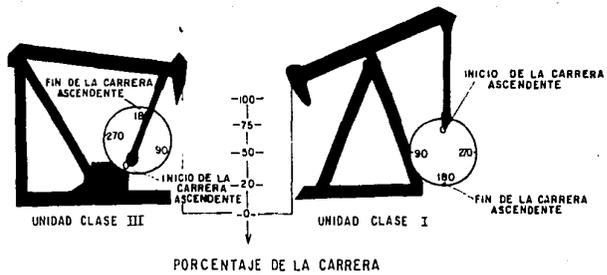


FIG. VI. 3.- COMPARACION ENTRE LAS UNIDADES CLASE II Y CLASE III

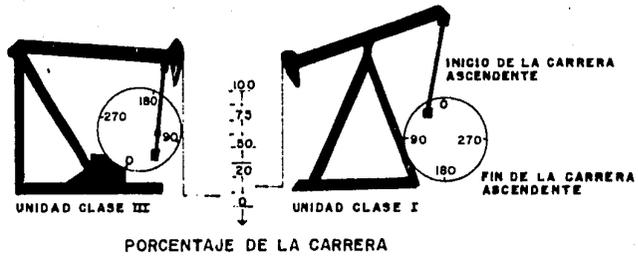


FIG. VI. 4.- REPRESENTACION AL INICIO DEL MOVIMIENTO

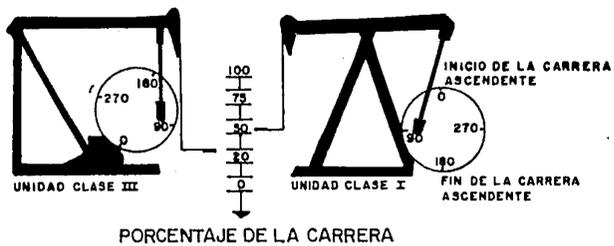


FIG. VI. 5.- REPRESENTACION DEL MOVIMIENTO A LOS 90°

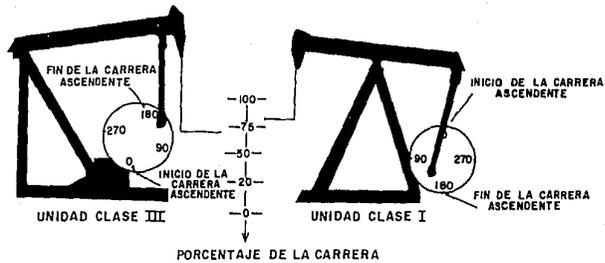


FIG. VI. 6.- REPRESENTACION DEL MOVIMIENTO DE LA MANIVELA A LOS 135°

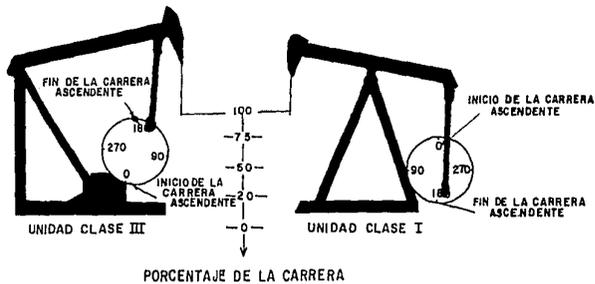


FIG. VI. 7.- REPRESENTACION DEL MOVIMIENTO DE LA MANIVELA A LOS 180°

En la (Fig. VI. 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. VI. 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. VI.10)

Al completarse el ciclo de la manivela, las dos unidades llegan simultáneamen-
te al fondo de la carrera descendente, como se muestra en la (Fig. VI.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.

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:

$PPRL = (W_r + W_f)(1 + \alpha)$	Carga Pico
$PPRL = (6,000 + 4,000)(1.4) = 14,000 \text{ lb}$	
$MPRL = (W_r)(1 - \alpha)$	Carga Mínima
$MPRL = (6,000)(1 - 0.4) = 3,600 \text{ lb}$	
$RC_1 = 14,000 - 3,600 = 10,400 \text{ lb}$	Rango de Cargas

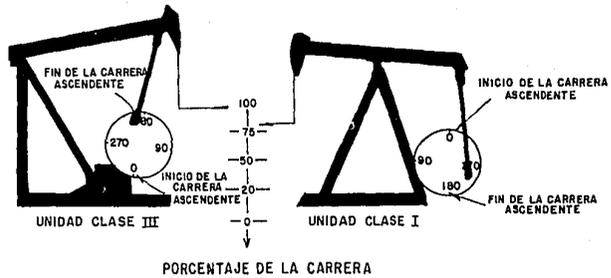


FIG.VI. 8.- REPRESENTACION DEL MOVIMIENTO DE LA MANIVELA A LOS 225°

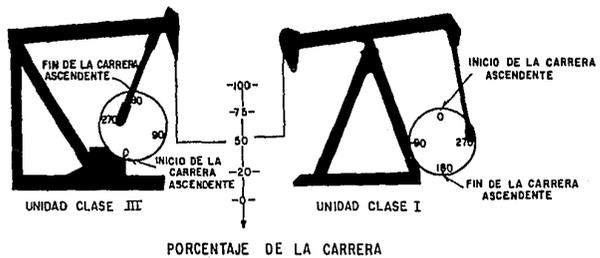


FIG.VI. 9.- REPRESENTACION DEL MOVIMIENTO DE LA MANIVELA A LOS 270°

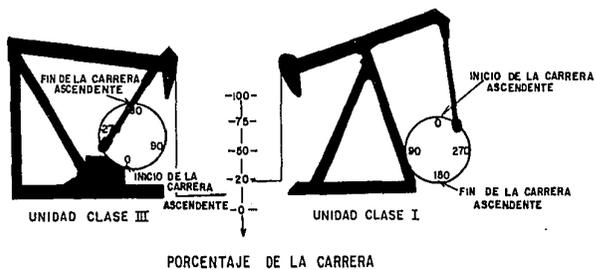


FIG. VI. 10.- REPRESENTACION DEL MOVIMIENTO DE LA MANIVELA A LOS 315°

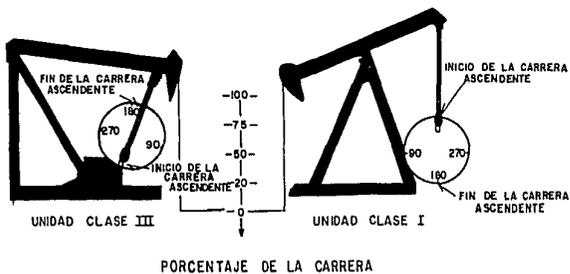


FIG. VI. 11.- REPRESENTACION AL FINAL DEL MOVIMIENTO

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:

$$PPRL = (W_r + W_f) (1 + 0.6\alpha)$$

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

$$MPRL = (W_r) (1-1.4\alpha)$$

$$MPRL = (6,000) (1-1.4 \times 0.4) = 2,640 \text{ lb}$$

$$R_{c_2} = 12,400 - 2,640 = 9,760 \text{ lb}$$

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

$$R_{c_1} - R_{c_2} = 640 \text{ lb, menor rango en la unidad Mark II}$$

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. VI.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.

El diagrama de Goodman es una gráfica que relaciona la carga pico en la varilla pulida con un rango de cargas permisible, es decir, la diferencia entre -- las cargas pico y mínima. Cuando la carga pico en la varilla pulida es menor, el rango de cargas permisible dentro del que las varillas pueden operar con seguridad, es mayor.

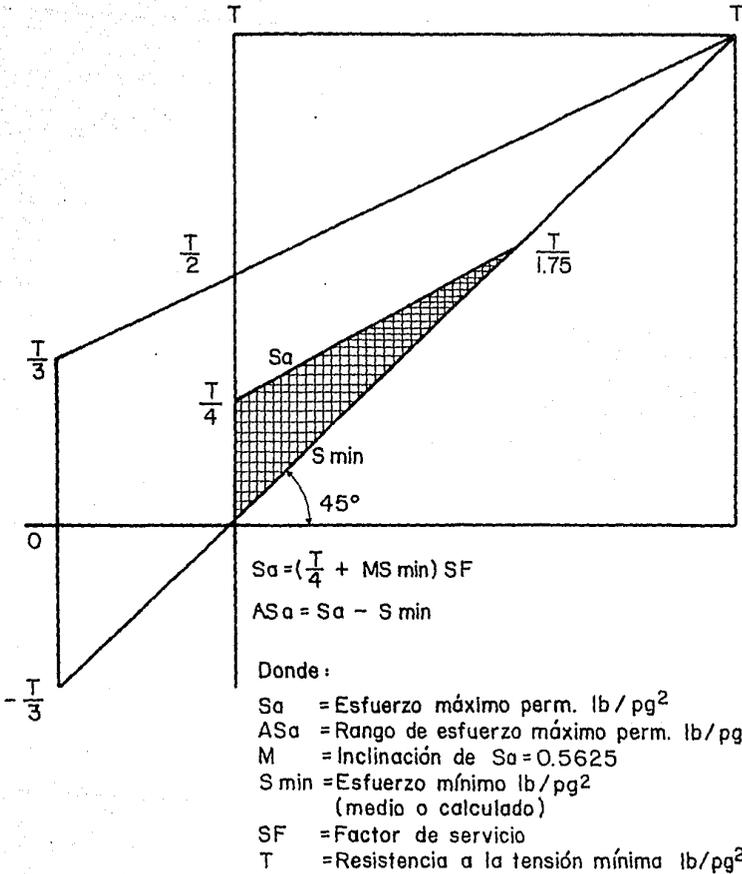


DIAGRAMA MODIFICADO DE GOODMAN
(DE API RP II BR)

FIGURA No. VI.12

EFFECTOS DE LA GEOMETRIA DE LAS UNIDADES DE BOMBEO MECANICO

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

Quando 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:

- a) Es el tiempo durante el cual la columna de fluido se eleva
- b) 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.

ACELERACION EN LA VARILLA PULIDA

Debido a la colocación de la manivela y la biela, las dos clases de geometrías 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 recíprocante 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 estática. 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 tiene al invertir el movimiento en la parte superior de la carrera.

CONTRABALANCEO DE LA UNIDAD

Uno de los aspectos más importantes del diseño de la instalación, es la selección del contrabalanceo necesario para reducir el tamaño del motor principal 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 contrabalaceada, el trabajo total requerido sería realizado por el motor principal durante la carrera ascendente, al estar elevando a las varillas y al 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 contrabalaceada, todo el trabajo útil del motor principal sería realizado durante la carrera ascendente y sería nulo en la carrera descendente. Se requeriría un motor principal y 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:

Carga en la carrera ascendente - Contrabalanceo = Fuerza Desbalanceada.

$$(W_r + W_f) - \left(W_r + \frac{W_f}{2} \right) = \frac{W_f}{2}$$

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.

$$\left(W_r + \frac{W_f}{2} \right) - W_r = \frac{W_f}{2}$$

Entonces, con el efecto de contrabalanceo se logra que los requerimientos de trabajo y de torsión, para el motor principal y el reductor de engranes respectivamente, sean aproximadamente iguales en la carrera ascendente y en la descendente.

En una unidad de bombeo mecánico no contrabalanceada, durante la carrera ascendente, el motor y el reductor de engranes deben manejar una carga en la varilla pulida, equivalente al peso de las varillas más el peso del fluido. Por otra parte, en la unidad apropiadamente contrabalanceada, durante la carrera ascendente y la descendente, el motor y el reductor se enfrentan a una carga de únicamente la mitad del peso del fluido. Consecuentemente, la forma de lograr reducir el tamaño del motor y del reductor requeridos, es mediante el contrabalanceo de la unidad.

Desde el punto de vista mecánico, cuando la unidad eleva a las varillas desde el fondo hasta la parte superior de la carrera, se entrega energía potencial al sistema. Cuando la fuerza de gravedad jala a las varillas hacia abajo, la misma cantidad de energía potencial es cedida. Entonces, el trabajo-mecánico que ejecutan las varillas en un ciclo completo de la manivela es de cero.

En la unidad no contrabalanceada, el motor realizar un trabajo relativamente duro en la carrera ascendente para elevar a las varillas y al fluido, mientras que en la carrera descendente no hay forma de ayudar a almacenar energía potencial en el sistema.

En la unidad contrabalanceada el motor recibe ayuda durante la carrera ascendente por la caída de los contrapesos, cuando se está elevando la máxima carga de varillas y fluido. Durante la carrera descendente, la fuerza de gravedad que jala a las varillas, ayuda a que el motor principal eleve los contrapesos, por lo que se almacena energía potencial en el sistema.

A continuación se presenta un ejemplo para una unidad de bombeo cuando no está contrabalanceada y cuando sí lo está. Las fuerzas de fricción, flotación y dinámicas se desprecian.

Datos:

Peso de las varillas (W_r)= 10,000 lb

Peso del fluido (W_f)= 4,000 lb

Contrabalanceo ($W_r + \frac{W_f}{2}$)= 10,000 + $\frac{4,000}{2}$ = 12,000 lb

Unidad No Contrabalanceada

Carrera Ascendente:

Carga en la carrera ascendente - Contrabalanceo = Fuerza Desbalanceada.
 $(10,000 + 4,000) - (0) = 14,000 \text{ lb}$

Carrera Descendente:

Contrabalanceo - Carga en la carrera descendente = Fuerza Desbalanceada.
 $(0) - (10,000) = -10,000 \text{ lb}$

Unidad Contrabalanceada

Carrera Ascendente:

Carga en la carrera ascendente - Contrabalanceo = Fuerza Desbalanceada.
 $(10,000 + 4,000) - (12,000) = 2,000 \text{ lb}$

Carrera Descendente:

Contrabalanceo - Carga en la carrera descendente = Fuerza Desbalanceada.
 $(12,000) - (10,000) = 2,000 \text{ lb}$

El peso del contrabalanceo en efecto, 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.

Para evitar una posible mal interpretación de terminología, es necesario diferenciar entre efecto de contrabalanceo, que es la contribución neta del sistema de contrabalanceo sobre la varilla pulida y contrabalanceo o contra peso, que es el peso o sistema de pesos usado para obtener el efecto de contrabalanceo. El efecto de contrabalanceo está determinado por el peso real del contrapeso, por su posición y por la geometría de la unidad superficial.

Un efecto de contrabalanceo puede obtenerse colocando los contrapesos en el balancín, en la biela o en la manivela. En algunos casos, particularmente en unidades grandes, el aire a presión se usa para obtener el efecto de contrabalanceo deseado.

TORSION

La torsión se define como la fuerza que actúa en el extremo de un brazo de palanca, multiplicada por la longitud del brazo, y que 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 aplicado 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. La torsión neta máxima es llamada torsión pico y su valor corresponde, a aquél para el que está diseñado el reductor de engranes (Consultar especificaciones de los fabricantes de unidades de bombeo mecánico).

Como se mencionó anteriormente, en una unidad apropiadamente contrabalanceada, los contrapesos ayudan al motor principal 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 las inversiones de torsión, que pueden ocurrir durante la porción media de la carrera ascendente y de la descendente.

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.

Quando los contrapesos están en la parte superior de su ciclo, contribuyen a que la torsión sea cero al iniciar el proceso de elevación (Fig. VI.13). 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. VI.13).

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

CURVA DE TORSION EN UNA UNIDAD CONVENCIONAL

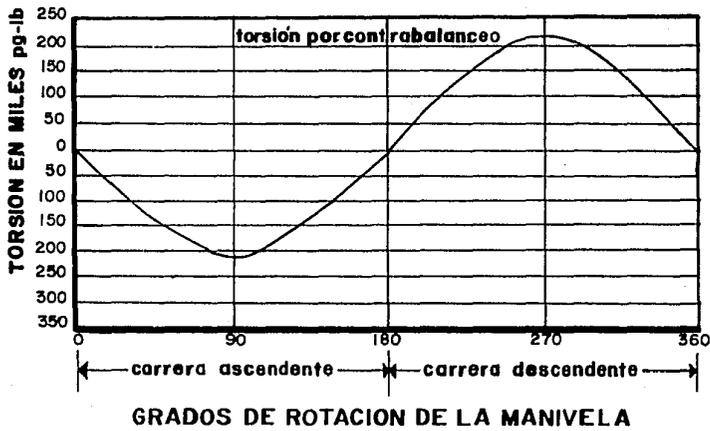


FIGURA No. VI. 13

El grado de rotación de ambos es idéntico debido a que giran como una sola -- pieza sobre el mismo brazo de palanca en las unidades Clase I. En el eje ver tical se tiene la torsión suministrada por los contrapesos en miles de pulg-- das-libras. Nótese que aproximadamente a la mitad de este eje se tiene la lí nea de torsión cero. La carrera ascendente es la parte de la curva de tor-- sión que está por abajo de la línea de 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.

En las unidades Clase III, el contrabalanceo está colocado afuera de la línea central de la manivela, así que cuando ésta 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 un dades 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 -- muestra en la (Fig. VI.14), 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 convencio-- nal. Esta diferencia de torsión por contrabalanceo se refleja en la torsión-- neta impuesta sobre el reductor de engranes, y consecuentemente, en la deman-- da 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 con diciones en un solo pozo, es una forma de diferenciar el comportamiento de dí chas unidades. Para calcular la torsión neta, se deben obtener las cargas so bre la varilla pulida de cada una de las unidades bajo condiciones de opera ción.

Los datos de carga sobre la varilla pulida, se obtienen mediante un dinamóme-- tro que se instala en el equipo superficial para construir una carta dinamomé-- trica (Fig. VI.15).

CURVA DE TORSION EN UNA UNIDAD CONVENCIONAL

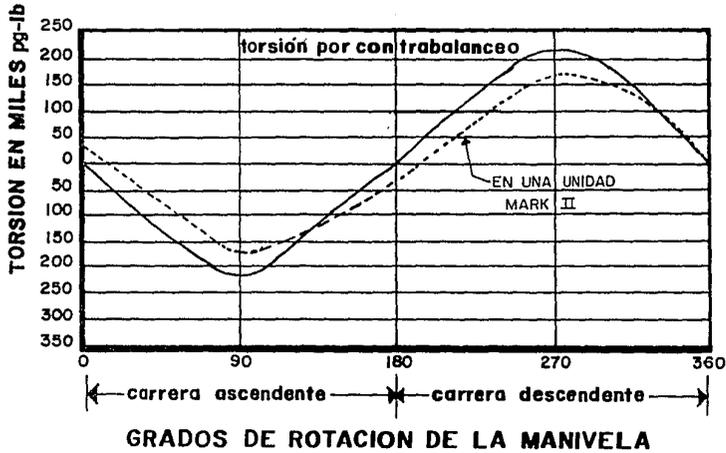
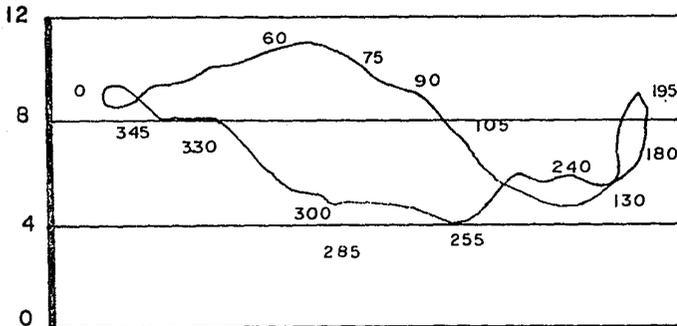


FIGURA No. VI. 14

CARGA EN MILES DE LIBRAS



CARTA DINAMOMETRICA SUPERFICIAL
FIGURA No. VI. 15

FACTORES DE TORSION

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. VI. 15), 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. VI.16).

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. VI. 17). 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.

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. VI. 18). Las áreas negativas en esta o cualquier otra unidad de bombeo mecánico, indican desgaste parcial de energía del motor principal y son indeseables.

La (Fig. VI. 19), 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.

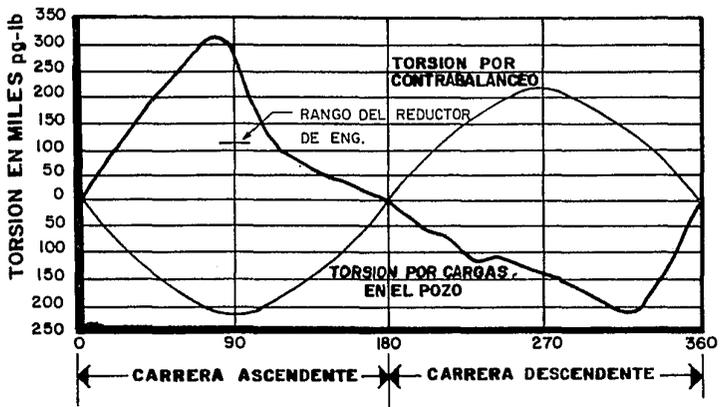
La diferencia entre esta gráfica y la de la unidad convencional se debe principalmente a las distintas geometrías de las unidades. En consecuencia, la curva de torsión neta para la unidad Clase III, es diferente de la curva de torsión neta de la unidad Clase I (Fig. VI. 20), aunque ambas unidades estén efectuando la misma cantidad de trabajo en la varilla pulida.

FACTORES DE TORSION			
POSICION DE LA MANIVELA		PARA POZO DIRIGIDO	PARA CONTRAPESO
1	0	0.00	0.0
2		- 9.11	+ 6.95
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		- 5.24	+ 6.95
13	180	0.00	0.00
14		+ 4.82	- 8.95
15		+ 9.20	- 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	0.00

- 275,013 pg/LB TORSION EN EL RED. DE ENG.
10,197 LB CARGA EN LA VARILLA PULIDA

FIGURA No. VI.16

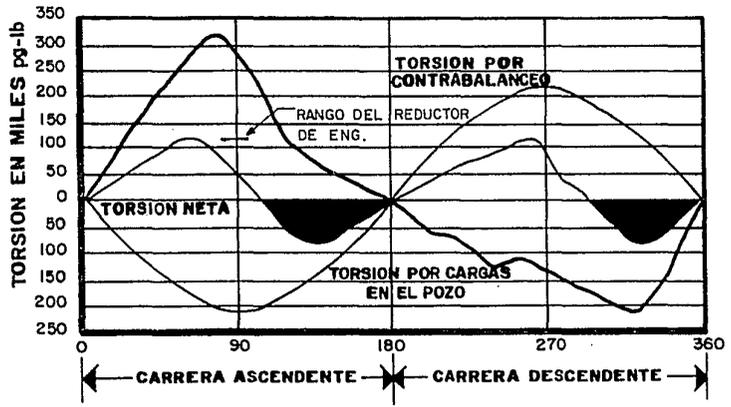
CURVA DE TORSION EN UNA UNIDAD CONVENCIONAL



GRADOS DE ROTACION DE LA MANIVELA

FIGURA No. VI. 17

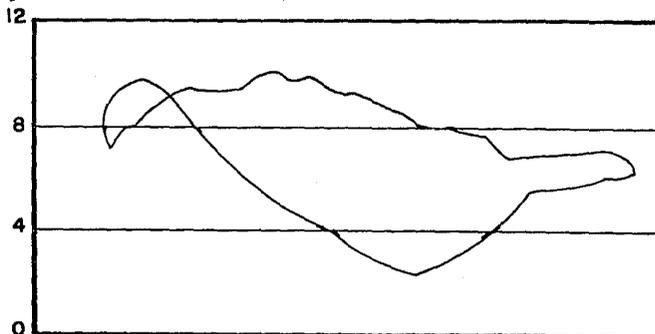
CURVA DE TORSION EN UNA UNIDAD CONVENCIONAL



GRADOS DE ROTACION DE LA MANIVELA

FIGURA No. VI. 18

▽ CARGA EN MILES DE LIBRAS



CARTA DINAMOMETRICA SUPERFICIAL
OBTENIDA DE UNA UNIDAD CLASE II.

FIGURA No. VI.19

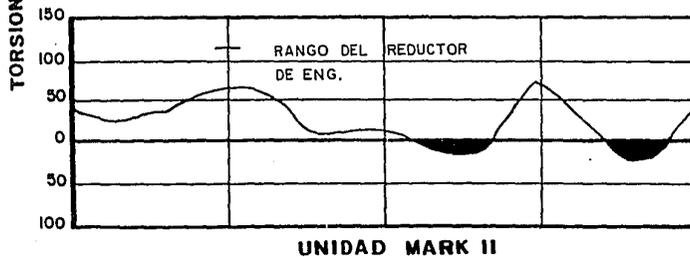
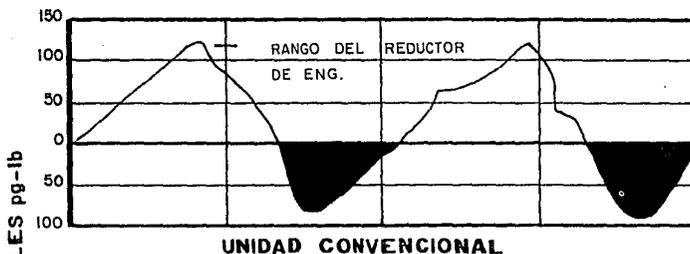


FIGURA No. VI.20

DINAMOMETRO PARA LA VARILLA PULIDA

Este es un dispositivo para el registro del patrón de fuerzas a lo largo del desplazamiento de la varilla pulida. Uno de los desarrollos más modernos de éste, es el dinamómetro electrónico Delta II, constituido de tres partes principales: (Fig. VII.1)

- 1) Transductor de carga
- 2) Transductor de posición o desplazamiento
- 3) Registrador de dos canales

En la actualidad, el dinamómetro se ha convertido en una herramienta sumamente valiosa, debido a que mediante su uso es posible obtener la siguiente información:

- 1) Cargas en el equipo superficial.

Debido a que el dinamómetro proporciona una gráfica continua de carga y desplazamiento de la varilla pulida vs. tiempo, como se muestra en la (Fig. VII. 2) 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.

- a) Cargas máxima y mínima, esfuerzo en las varillas y rango de cargas.
- b) Número de inversiones de carga por ciclo de la manivela.

- 3) Comportamiento de la bomba subsuperficial.

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 comunicación en el que la sarta de varillas actúa como línea de transmisión, la bomba como transmisor y el dinamómetro en la varilla pulida como receptor (Fig. VII. 3).

ELEMENTOS QUE INTEGRAN EL DINAMOMETRO
ELECTRONICO DELTA II.

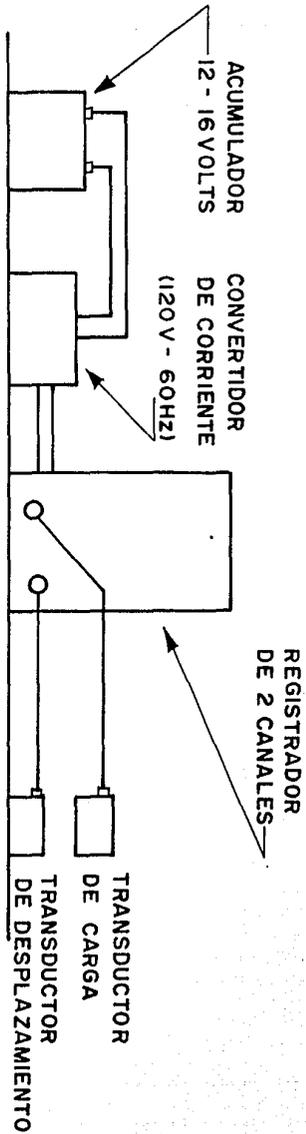
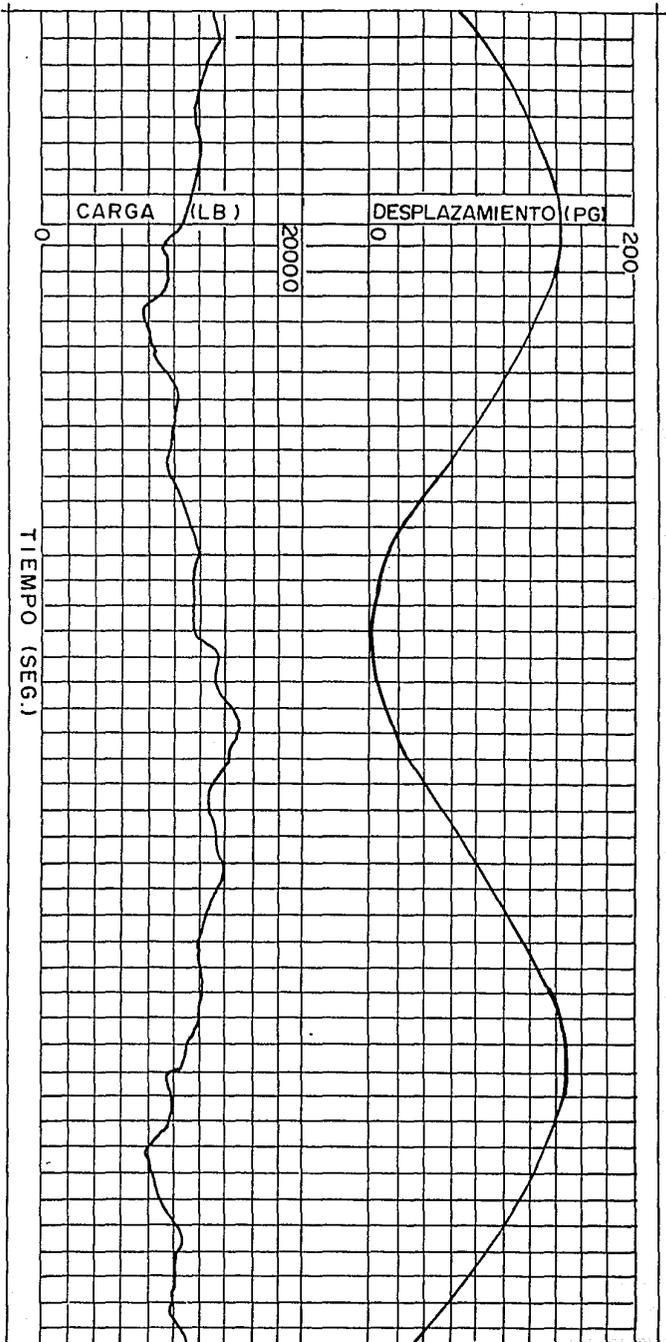
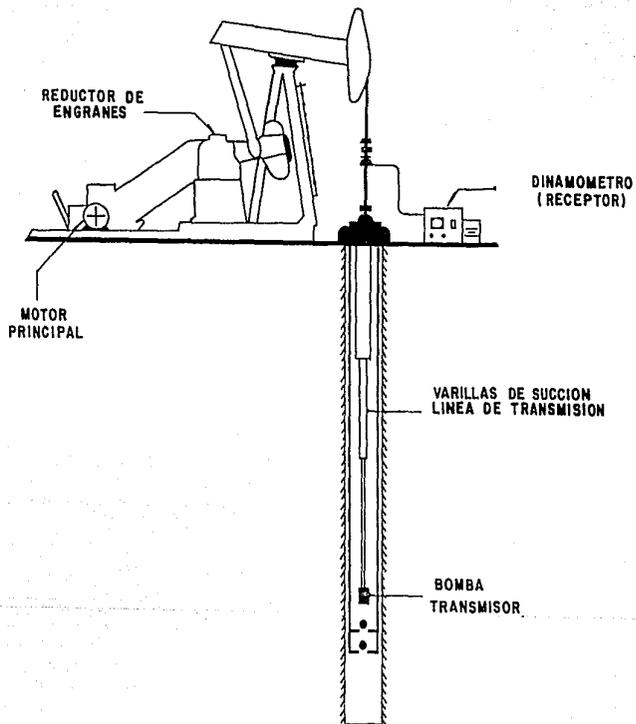


FIGURA No. VII.1



REGISTRO TIPICO DE CARGA Y DESPLAZAMIENTO VS. TIEMPO OBTENIDO CON EL
 DINAMOMETRO ELECTRONICO DELTA II.

FIGURA No. VII.2



COMPARACION DEL SISTEMA DE BOMBEO MECANICO CON UN SISTEMA DE COMUNICACION.

FIGURA No. VII.3

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:

- a) Condiciones de trabajo de las válvulas viajera o de pie.
- b) La existencia de golpeteo de fluidos y su magnitud.
- c) Candado de gas en la bomba.
- d) Fricción excesiva.
- e) Si la bomba está o no bombeando en vacío.
- f) Condición de sobreviaje del émbolo o reducción del viaje del mismo.

LIMITACION DE LA INTERPRETACION 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 mucho más complejo y la interpretación visual de la 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.

AVANCES DE LA INTERPRETACION DE LA CARTA DINAMOMETRICA

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.

EL DINAMOMETRO

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 un papel que se desplaza en forma perpendicular al eje del resorte, como se ilustra en la (Fig. VII. 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 fuerza 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.

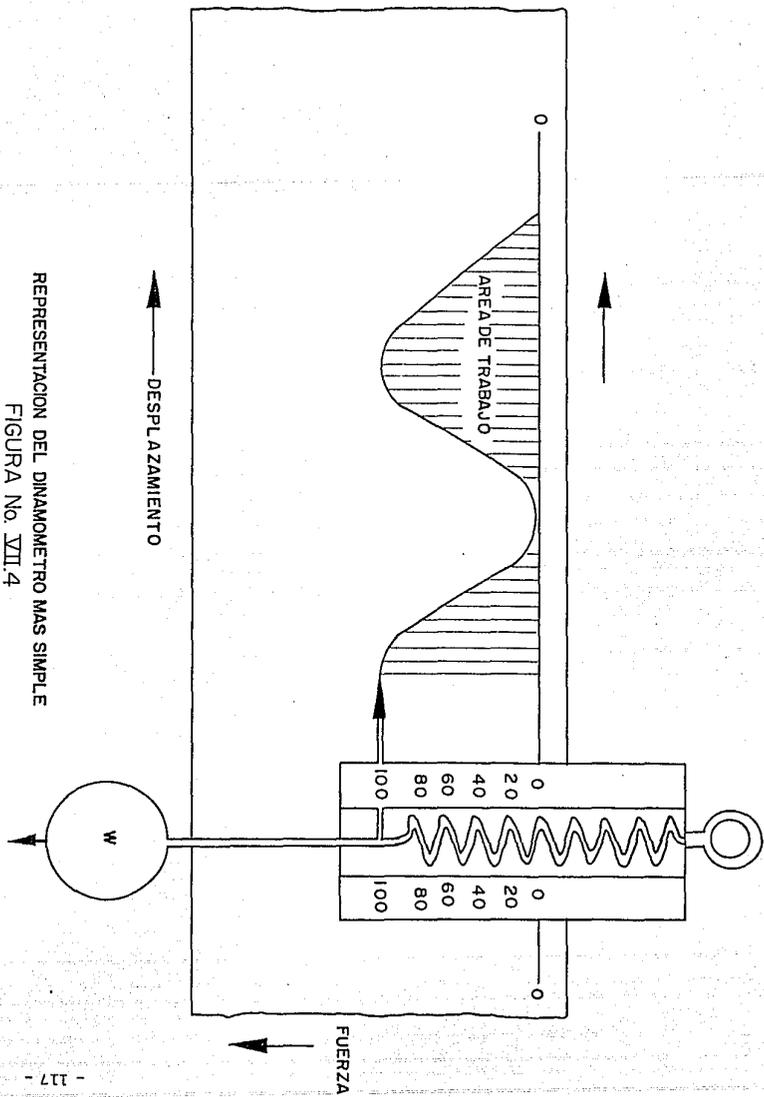
CONSTRUCCION DE UNA CARTA DINAMOMETRICA TIPICA

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.

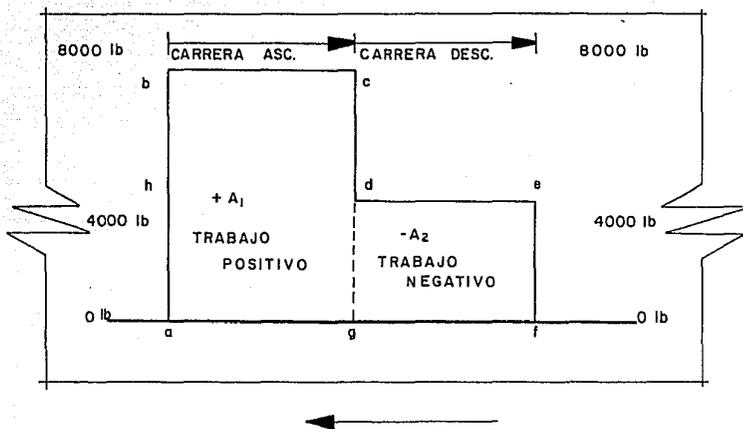
La construcción se realiza descomponiendo a la carta en sus más simples elementos y paso a paso se incluyen las deformaciones que sufre, hasta obtener la forma de la carta dinamométrica típica.

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 y regresa al fondo de la carrera también lentamente. El patrón de cargas registrado en una gráfica, sería similar al de la (Fig. VII. 5).

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.



REPRESENTACION DEL DINAMOMETRO MAS SIMPLE
 FIGURA No. VII.4



PATRON DE CARGAS EN LA VARRILLA PULIDA

FIGURA No. VII.5

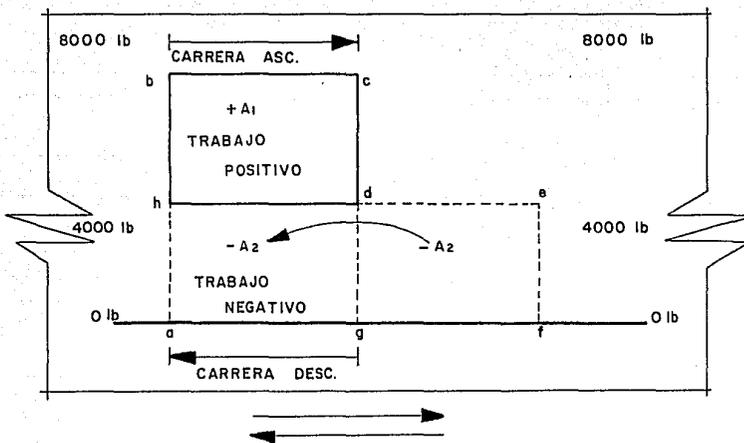
Debido a que las cartas dinamométricas se dibujan en gráficas que representan movimiento, hacia adelante en la carrera ascendente y hacia atrás en la carrera descendente. La presentación de la (Fig. VII. 5), debe doblarse de modo que pueda apreciarse la diferencia entre las áreas A_1 y $-A_2$, es decir, el trabajo neto realizado, representado por el rectángulo (h, b, c, d) de la (Fig. VII. 6).

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:

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.



TRABAJO NETO

FIGURA No. VII.6

PRINCIPIOS DEL MOVIMIENTO

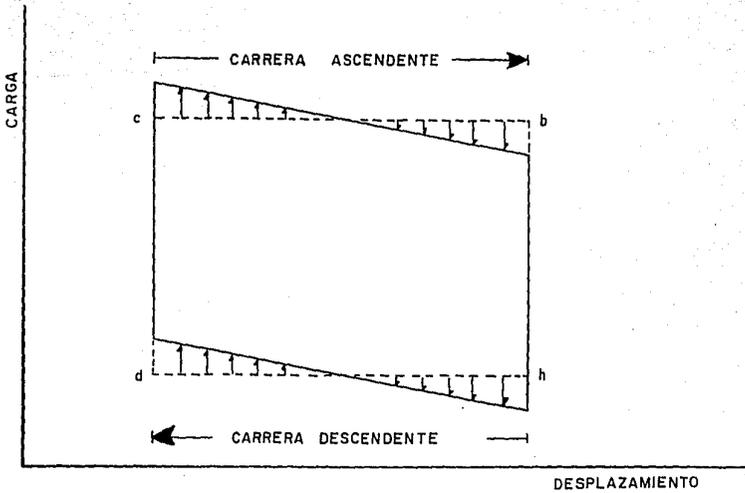
Suponiendo que se tienen las mismas consideraciones anteriores, excepto que la velocidad de bombeo tiene algún valor normal. En este caso, el patrón de cargas rectangulares se modifica.

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 recíprocante 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.

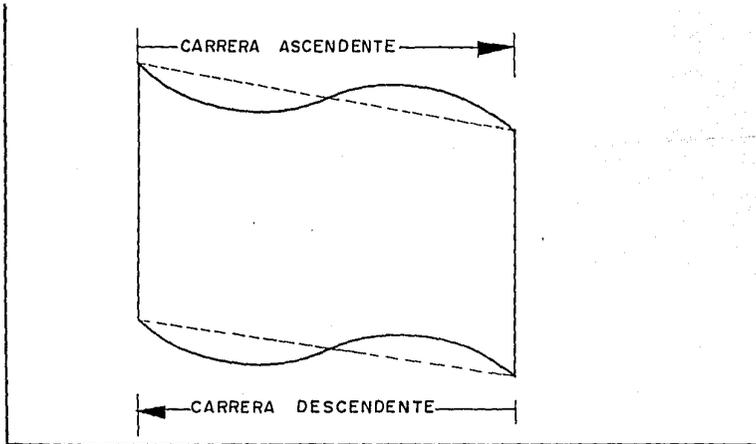
Por lo anterior, la aceleración de la varilla pulida en movimiento, siempre es mayor cuando inicia su ascenso en el fondo y cuando inicia su descenso en la parte superior (Fig. VII. 7). Entonces, el arranque desde el fondo con la masa máxima equivalente al peso de varillas y fluido, se realiza con aceleración 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 aproximadamente 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. VII. 8).



MODIFICACION A LA CARTA DINAMOMETRICA
POR EFECTOS DE ACELERACION

FIGURA No. VII.7



MODIFICACION A LA CARTA DINAMOMETRICA
POR EFECTOS DEL FACTOR DE MAQUINA

FIGURA No. VII.8

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.

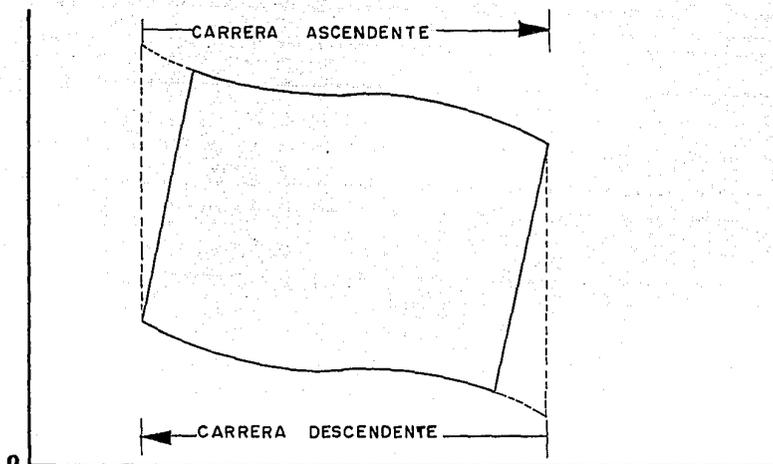
La sarta de varillas elástica y su carga de fluido son elevadas por la varilla pulida, pero la carga total no se mueve hacia arriba simultáneamente como una masa concentrada, sino que cada sección de la sarta de varillas, de abajo hacia arriba, tiende a alargarse ligeramente más que la sección inmediata 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 dinámica, como se muestra en la (Fig. VII. 9).

MOVIMIENTO ARMONICO 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. Esta frecuencia natural es aproximadamente la relación de:

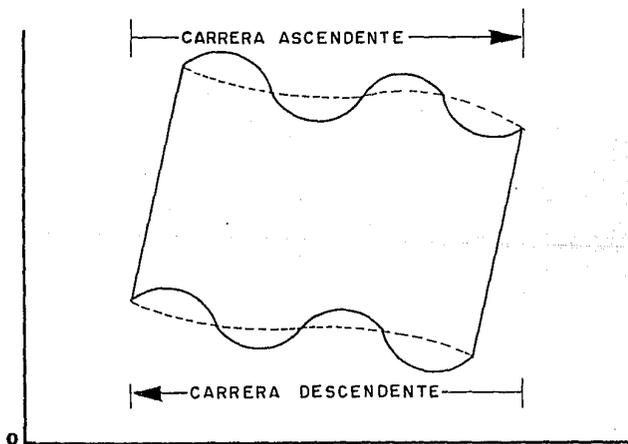
En un pozo productor, después de que ocurre el alargamiento de las varillas, la válvula viajera cierra y la sarta empieza a vibrar con su frecuencia natural. Similantemente, cuando las varillas llegan a la parte superior de la carrera, comienzan a bajar y quedan liberadas del alargamiento, entonces, la sarta inicia nuevamente su periodo 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. VII. 10).

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.



MODIFICACION A LA CARTA DINAMOMETRICA POR EFECTOS DE ALARGAMIENTO Y CONTRACCION DE LAS VARILLAS

FIGURA No. VII.9



MODIFICACION A LA CARTA DINAMOMETRICA POR EFECTOS DE VIBRACIONES DE LA SARTA

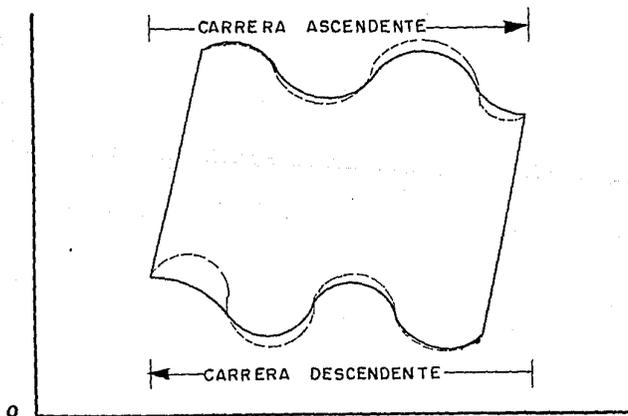
FIGURA No. VII.10

AMORTIGUAMIENTO

Supóngase que la sarta de varillas está vibrando a su frecuencia natural en el aire. Esta seguirá oscilando con su movimiento hacia arriba y hacia abajo hasta que la fricción interna amortigue 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. VII. 11). 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.

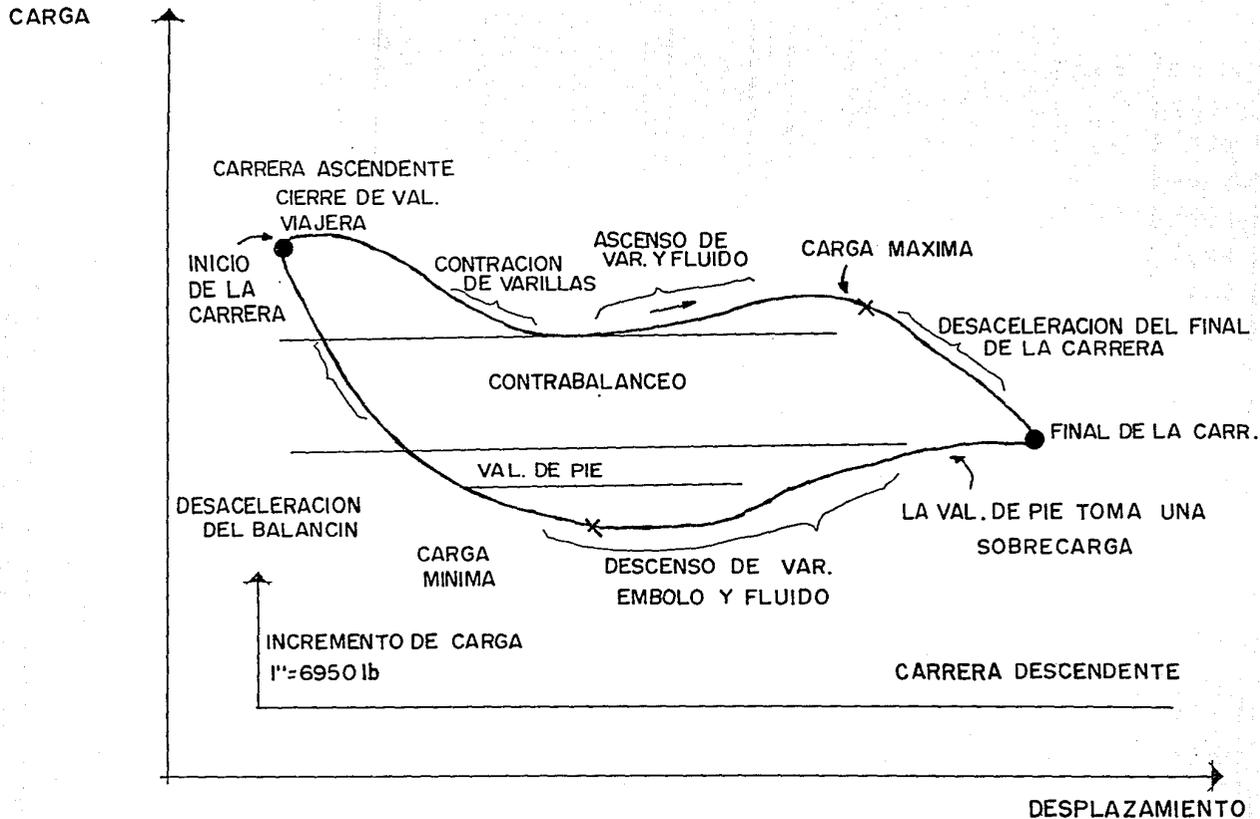
Aunque todo lo anterior es una simplificación de un tema complejo, se considera que da un idea para entender la naturaleza y estructura de la carta dinamométrica y lo que ella "dice" del comportamiento de la bomba y del sistema de bombeo mecánico.

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 operan en la forma más económica y dentro de sus rangos de cargas, además, que la bomba subsuperficial está ejecutando su trabajo con máxima eficiencia.



MODIFICACION A LA CARTA DINAMOMETRICA
POR EFECTOS DE AMORTIGUAMIENTO

FIGURA No. VII. 11



CARTA DINAMOMETRICA TIPICA

FIGURA No. VII. 12

DISEÑO DE INSTALACIONES DE BOMBEO MECANICO

En este capítulo se presentan dos procedimientos para diseñar una - instalación de bombeo mecánico, cada uno con el desarrollo de los factores principales involucrados en el diseño de la unidad de bom beo mecánico.

Los procedimientos son:

- I. Método Craft & Holden
- II. Método API-RP-111

I. METODO CRAFT & HOLDEN

La información que debe conocerse para determinar las cargas y desplazamientos de la bomba en el diseño de una instalación de bombeo mecánico son:

- 1) Nivel de fluido (elevación neta pie)
- 2) Profundidad de la bomba, pie
- 3) Velocidad de bombeo, emboladas por minuto
- 4) Longitud de la carrera superficial, pulgadas
- 5) Diámetro del émbolo, pulgadas
- 6) Densidad relativa del fluido
- 7) Diámetro nominal de la tubería de producción y si está anclada o desanclada
- 8) Tamaño y diseño de las varillas de succión
- 9) Geometría de la unidad

Con esta información se puede calcular:

1. Carrera del émbolo, pg
2. Desplazamiento de la bomba (bl/día)
3. Carga máxima en la varilla pulida (lb)
4. Carga mínima en la varilla pulida (lb)
5. Torsión máxima en la manivela, pg-lb ó pie-lb
(Cuando también se conoce el factor de torsión de la unidad)
6. Potencia en la varilla pulida, HP
7. Contrapeso requerido, lb

La selección para el problema de diseño se logra a través del ensaye y error. Generalmente se requieren tres pasos en el diseño de una - instalación:

- 1.- Se hace una selección preliminar de los componentes de la instala ción.
- 2.- Las características de operación de la selección preliminar, se calculan utilizando las fórmulas básicas, tablas y figuras presentadas más adelante.
- 3.- El desplazamiento y cargas de la bomba se compararon con los vo lúmenes, rangos de carga, esfuerzos y otras limitaciones de la - selección preliminar.

Puede ser necesario hacer otras selecciones y cálculos para no exceder las limitaciones de varios componentes de la instalación en su - arreglo. Frecuentemente es necesario hacer más de una selección de equipo antes de obtener la selección óptima.

A continuación se presenta el análisis y desarrollo de los principales factores involucrados en el diseño de una unidad de bombeo mecánico. Así como también las tablas y figuras necesarias.

ANALISIS TEORICO DEL MOVIMIENTO DE VARILLAS DE SUCCION

El factor de aceleración por el que se debe multiplicar el peso muerto de las varillas (W_r) para obtener la máxima carga de aceleración es:

$$\alpha = \frac{a}{g} \quad (8.1)$$

a = Aceleración máxima experimentada por la sarta de varillas

Considerando un movimiento armónico de las varillas, una partícula del cuerpo se proyecta alrededor de un círculo de referencia cuyo diámetro es la longitud de la carrera de la varilla pulida, y el tiempo para una revolución de la partícula alrededor del círculo es igual al tiempo de un ciclo completo de bombeo. La aceleración máxima al inicio de la carrera ascendente o descendente, es la misma que la de la partícula en movimiento.

$$a = \frac{v_p^2}{r_c} \quad (8.2)$$

v_p = Velocidad de la partícula

r_c = Radio del círculo

Si T es el tiempo de una revolución de la partícula:

$$v_p = \frac{2 \pi r_c}{T} \quad (8.3)$$

Si N es el número de revoluciones por unidad de tiempo:

$$N = \frac{1}{T} \quad v_p = 2 \pi r_c N \quad (8.4)$$

Substituyendo (8.4) en (8.2) y después en (8.1)

$$\alpha = \frac{v_p^2}{r_c g} = \frac{4 \pi^2 r_c N^2}{g} \quad (8.5)$$

Para un pozo que está en producción, N es la velocidad de bombeo, y r_c se relaciona con la carrera de la varilla pulida, S, por:

$$r_c = \frac{S}{2} \quad (8.6)$$

Entonces, la ecuación (8.6) queda:

$$\alpha = \frac{2 \pi^2 S N^2}{g} \quad (8.7)$$

La longitud de la carrera de la varilla pulida es obtenida normalmente en pulgadas, y la velocidad de bombeo en emboladas por minuto. Por lo tanto:

$$\alpha = \frac{2 \pi^2 S N^2}{32.2} \left(\frac{\text{pg}/\text{min}^2}{\text{pie}/\text{seg}^2} \right) \times \left(\frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ pg}} \right) \times \left(\frac{1 \text{ min}^2}{3,600 \text{ seg}^2} \right)$$
$$\alpha = \frac{S N^2}{70,500} \quad (8.8)$$

LA CARRERA EFECTIVA DEL EMBOLO

Para una deformación elástica, esto es, una relación constante entre la tensión aplicada a un cuerpo y la fatiga resultante:

E = Módulo de elasticidad = tensión/fatiga

La tensión es una fuerza aplicada por unidad de área,

$$\text{Tensión} = \frac{F}{A} \quad (8.9)$$

y la fatiga es un cambio pequeño en la longitud,

$$\text{fatiga} = \frac{e}{l} \quad (8.10)$$

Comúnmente, la fuerza, F, es expresada en libras; y el área de sección-transversal, A, de un cuerpo bajo tensión, en pulgadas cuadradas. La elongación, e, y la longitud original, l, del cuerpo, son expresadas en pulgadas y pies-respectivamente, por lo tanto, la ecuación (8.10) se escribe:

$$\text{fatiga} = \frac{e}{12 L} \quad (8.11)$$

Sabiendo que:

$$E = \frac{\text{Tensión}}{\text{fatiga}} = \frac{F/A}{e/12L} = \frac{12 FL}{eA} \quad (8.12)$$

La elongación del cuerpo es:

$$e = \frac{12 FL}{EA} \quad (8.13)$$

La fuerza debida a la carga del fluido es la presión diferencial a través -- del émbolo (con la bomba a una profundidad L), actuando sobre el área total del émbolo A_p .

$$F = \Delta p \times A_p \quad (8.14)$$

Si se supone que la bomba está colocada al nivel de trabajo del fluido en el pozo, la presión diferencial, es la presión a la profundidad L de una columna de fluido, con la densidad relativa G:

$$\Delta p = 0.433 GL \quad (8.15)$$

Quando el nivel de trabajo de fluido está a la profundidad D, se debe considerar la presión bajo el émbolo, debida a la columna en la tubería de revestimiento, resultando:

$$\Delta p = 0.433 GL - 0.433 G (L - D) = 0.433 GD \quad (8.16)$$

De las ecuaciones (8.13), (8.14) y (8.16) se obtiene:

$$e = 5.20 G D A_p L / EA \quad (8.17)$$

La ecuación general de elongación de cualquier cuerpo de área transversal A. Específicamente, para la tubería de producción:

$$e_t = 5.20 \text{ G D Ap L} / \text{E A}_t \quad (8.18)$$

A_t = Area de la sección transversal del espesor de pared de T.P.

Para la sarta de varillas:

$$e_r = 5.20 \text{ G D Ap L} / \text{E A}_r \quad (8.19)$$

A_r = Area de la sección transversal de las varillas.

En el caso de sartas de varillas de varios diámetros, se aplica la ecuación (8.19) para cada tramo de un mismo diámetro. La elongación total es:

$$e_r = (5.20 \text{ G D Ap} / \text{E}) (L_1/A_1 + L_2/A_2 + \dots) \quad (8.20)$$

Además de la elongación causada por la carga de fluido, resulta una elongación adicional por la carga de las varillas dada por su propio peso y por la carga de aceleración. La elongación de las varillas en promedio, está dada por su peso ($W_r/2$) considerando la masa total de las varillas concentrada en $L/2$ y la elongación resultante de esta carga, al final de la carrera descendente será:

$$e_d = \frac{12(W_r + W_r \alpha) L/2}{E A_r} \quad (8.21)$$

La elongación al final de la carrera ascendente será:

$$e_u = \frac{12(W_r - W_r \alpha) L/2}{E A_r} \quad (8.22)$$

La elongación neta resultante de la aceleración o el sobreviaje del émbolo es:

$$e_p = e_d - e_u = \frac{12 W_r \alpha L}{E A_r} \quad (8.23)$$

El peso de la sarta de varillas es:

$$W_r = \int r L A_r / 144 \quad (8.24)$$

$$\int r = \text{Densidad de las varillas} = 490 \text{ lb/pie}^3$$

Substituyendo la ecuación (8.24) en la (8.23)

$$e_p = \frac{12\alpha L}{E} \frac{490 L A_r}{A_r 144} = 40.8 \frac{\alpha L^2}{E} \quad (8.25)$$

Algunos autores prefieren el uso de:

$$e_p = 32.8 L^2 \alpha / E \quad (8.26)$$

La diferencia entre la ecuación (8.25) y (8.26) (aproximadamente 25%), tiene poco efecto en el cálculo de la carrera efectiva del émbolo.

La carrera efectiva del émbolo, como se ha visto, es: la carrera de la varilla pulida, disminuida por los efectos de alargamiento de las varillas y de la T.P. resultante de la carga de fluido, e incrementada por el sobreviaje del émbolo; entonces, la carrera efectiva del émbolo es:

$$S_p = S + e_p - (e_t + e_r) \quad (8.27)$$

Combinando las ecuaciones (8.18, 8.20, 8.25 y 8.27):

$$S_p = S + \frac{40.8 L^2 \alpha}{E} - \frac{5.20 G D A_p}{E} \left[\frac{L}{A_t} + \frac{L_1}{A_1} + \frac{L_2}{A_2} + \dots \right] \quad (8.28)$$

En el caso de una sarta de un solo diámetro:

$$S_p = S + \frac{40.8 L^2 \alpha}{E} - \frac{5.20 G D A_p L}{E} \left[\frac{1}{A_t} + \frac{1}{A_r} \right] \quad (8.29)$$

En el caso de T.P. anclada, no existen los alargamientos de T.P.; y las ecuaciones (8.28) y (8.29) se manejan despreciando los términos que involucran A_t .

CALCULO DE LAS CARGAS EN LA VARILLA PULIDA

El peso de una sarta de diámetro variable está dado por:

$$W_r = M_1 L_1 + M_2 L_2 + \dots \quad (8.30)$$

$M_1 =$ Peso por pie; $L_1 =$ Longitud (de la lra. sección)

Las cargas máxima y mínima de aceleración de las varillas, están dadas por:

$$\text{Carga máxima de aceleración} = W_r \alpha \quad (8.31)$$

$$\text{Carga mínima de aceleración} = -W_r \alpha \quad (8.32)$$

El volumen de la sarta de varillas, y en consecuencia, el volumen de fluidos desplazados es: (asumiendo que la densidad de las varillas sea de 490 lb/pie³)

$$\text{Volumen} = \frac{\text{Peso}}{\text{Densidad}} = \frac{W_r}{490} \quad (8.33)$$

La densidad del fluido desplazado es 62.4 G lb/pie³ y entonces, la fuerza de flotación está dada por:

$$\text{Fuerza de flotación} = -\frac{W_r}{490} \quad 62.4 \text{ G} = -0.127 W_r \text{ G} \quad (8.34)$$

El volumen de una columna que tiene como base el émbolo y como altura la sarta de varillas es:

$$\text{Volumen} = L A_p / 144 \quad (8.35)$$

El volumen de fluido se obtiene de la diferencia (8.35) - (8.33)

$$\text{Volumen de fluido} = (L A_p / 144) - (W_r / 490) \quad (8.36)$$

Entonces, la carga de fluido es:

$$W_f = 62.4 \text{ G} \left[(L A_p / 144) - (W_r / 490) \right]$$

$$W_f = 0.433 \text{ G} \left[(L A_p - 0.294 W_r) \right] \quad (8.37)$$

La carga máxima sobre la varilla pulida que ocurre en la carrera ascendente es:

$$W_{\text{máx}} = W_f + W_r + W_r \alpha + F \quad (8.38)$$

F = Término que involucra la carga por fricción.

La carga mínima ocurre durante la carrera descendente:

$$W_{\text{mín}} = W_r - W_r \alpha - 0.127 W_r G - F \quad (8.39)$$

Como el término de fricción (F), no puede calcularse matemáticamente con certidumbre, generalmente se desprecia, resultando entonces:

$$W_{\text{máx}} = W_f + W_r (1.0 + \alpha) \quad (8.40)$$

$$W_{\text{mín}} = W_r (1.0 - \alpha - 0.127 G) \quad (8.41)$$

DISEÑO DE LA SARTA DE VARILLAS DE SUCCION (Fig. VIII.1)

Con el concepto: "Los esfuerzos en la parte superior de cada sección son -- iguales", y las siguientes suposiciones:

- 1) Condiciones estáticas (no se consideran cargas por aceleración)
- 2) La densidad relativa del fluido es 1.0
- 3) La carga de fluido actúa sobre el área total del émbolo
- 4) La bomba está colocada al nivel de trabajo de fluido

Se tiene que:

$$W_f = 0.433 L A_p$$

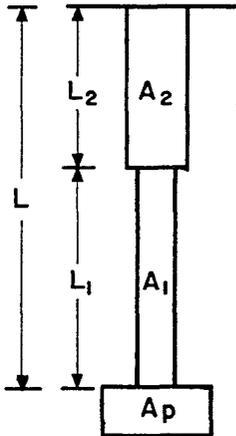
Considérese una sarta de dos secciones de longitud total ($L = L_1 + L_2$)

$$L_1 \text{ pie} ; A_1 \text{ pg}^2 ; M_1 \text{ lb/pie} ; R_1 = L_1/L$$

$$L_2 \text{ pie} ; A_2 \text{ pg}^2 ; M_2 \text{ lb/pie} ; R_2 = L_2/L$$

DISEÑO DE SARTAS DE VARILLAS

CONCEPTO : ESFUERZOS IGUALES EN LA PARTE SUPERIOR DE CADA TRAMO



SE SUPONE :

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

FIG. VIII.1

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

$$\frac{0.433 L A_p + L_1 M_1}{A_1} = \frac{0.433 L A_p + L R_1 M_1}{A_1} \quad (8.42)$$

Asimismo, el esfuerzo en la parte superior de la sección superior es:

$$\frac{0.433 L A_p + L_1 M_1 + L_2 M_2}{A_2} = \frac{0.433 L A_p + L R_1 M_1 + L R_2 M_2}{A_2} \quad (8.43)$$

Si los esfuerzos en la parte superior de cada sección son iguales:

$$\frac{0.433 A_p + M_1 R_1}{A_1} = \frac{0.433 A_p + M_1 R_1 + M_2 R_2}{A_2} \quad (8.44)$$

Para tamaños de émbolos y varillas seleccionados, la longitud de cada sección puede determinarse usando la ecuación (8.44), teniendo en cuenta que:

$$R_1 + R_2 = 1.0 \quad (8.45)$$

Para más de dos secciones, la expresión (8.45) varía sólo en su grado de complejidad, en cuyo caso:

$$R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = 1.0 \quad (8.46)$$

DESPLAZAMIENTO DE LA BOMBA Y RITMO DE PRODUCCION

El desplazamiento teórico de la bomba está dado por:

$$V = A_p \left(pg^2 \right) S_p \left(\frac{pg}{embolada} \right) N \left(\frac{emboladas}{min} \right) \left(\frac{1,440 \text{ min/día}}{9,702 \text{ pg}^3/bl} \right)$$

$$V = 0.1484 A_p S_p N \left(\frac{bl}{día} \right) \quad (8.47)$$

Para un émbolo de diámetro dado, el término $0.1484 A_p$, es independiente de las condiciones superficiales de operación y es llamado: constante de la bomba K.

$$V = K Sp N ; K \text{ (tabulado)} \quad \left(\frac{\text{bl/día/pg/spm}}{\text{spm}} \right) \quad (8.48)$$

La eficiencia volumétrica de la bomba, es la relación entre el fluido realmente manejado y el desplazamiento de la bomba:

$$E_v = \frac{q}{V} \quad \text{ó} \quad q = E_v V \quad \text{ó} \quad v = \frac{q}{E_v} \quad (8.49)$$

$$q = \text{Gasto del pozo en } \left(\frac{\text{bl}}{\text{día}} \right)$$

DISEÑO DEL CONTRABALANCEO

El contrabalanceo ideal C_i , debería ser tal, que el motor principal acarrearía el mismo promedio de cargas en las carreras ascendente y descendente:

$$W_{\text{máx}} - C_i = C_i - W_{\text{mín}} \quad (8.50)$$

El efecto de contrabalanceo ideal es:

$$C_i = 0.5 (W_{\text{máx}} + W_{\text{mín}}) \quad (8.51)$$

Substituyendo (8.38) y (8.39) en (8.51)

$$C_i = 0.5 W_f + W_r (1 - 0.0635 G) \quad (8.52)$$

El efecto de contrabalanceo debido al contrapeso, depende de la geometría -- de la unidad de bombeo, de la longitud de carrera, del peso y posición del contrapeso. (Fig. VIII. 2)

Tomando momentos respecto al punto P:

$$C_w(l_2 \cos \beta) = (F_p \cos \gamma)(l_1 \cos \beta) + (F_p \sin \gamma)(l_1 \sin \beta)$$

$$F_p = \frac{C_w l_2 \cos \beta}{l_1 [(\cos \gamma)(\cos \beta) + (\sin \gamma)(\sin \beta)]} \quad (8.53)$$

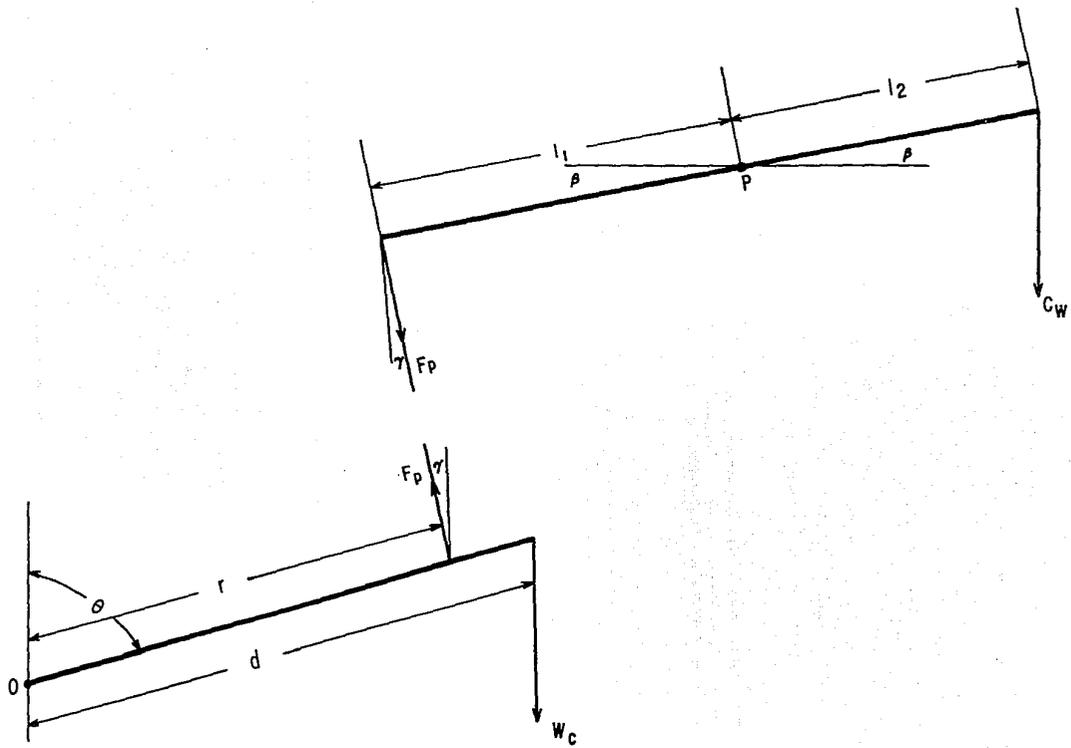


FIG. VIII.2.- EFECTO DE CONTRABALANCEO POR EL CONTRAPESO

Tomando momentos respecto al punto O:

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

$$F_p = \frac{W_c d \operatorname{sen} \theta}{r [(\cos \gamma) (\operatorname{sen} \theta) + (\operatorname{sen} \gamma) (\cos \theta)]} \quad (8.54)$$

Si suponemos que γ siempre es muy pequeño, dado que la longitud del Pitman es mucho mayor que r : $\cos \gamma = 1$; $\operatorname{sen} \gamma = 0$

Iguando la ecuación (8.53) y (8.54): da la relación entre el contrapeso y el efecto de contrabalanceo resultante:

$$C_w = W_c \left(\frac{d}{r} \right) \left(\frac{l_1}{l_2} \right) \quad (8.55)$$

Además del efecto de contrapesos, algún efecto de contrabalanceo puede ser proporcionado por el desbalance estructural de la instalación superficial en sí misma. Si a este efecto lo llamamos C_s , el efecto total de contrabalanceo en la varilla pulida es:

$$C = C_s + W_c (d/r) (l_1/l_2) \quad (8.56)$$

CALCULO DE LA TORSION

Si el desbalanceo estructural se desprecia y la geometría de la instalación superficial no se considera ($l_1 = l_2$) entonces (8.56) se reduce a: (recordando que $r = S/2$)

$$C = 2 W_c d/S \quad (8.57)$$

La torsión neta alrededor de O (la cual es la torsión en el reductor de engranes) es: (Fig. VIII. 3)

$$T = W_r \operatorname{sen} \theta - W_c d \operatorname{sen} \theta \quad (8.58)$$

De la ecuación (8.57):

$$W_c d = \frac{CS}{2} \quad (8.59)$$

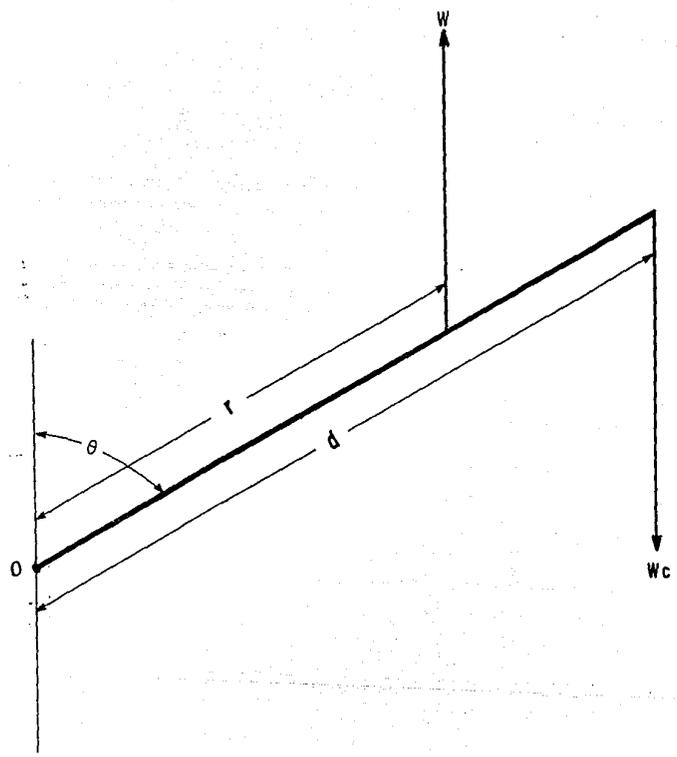


FIG.VIII 3:- TORSION INSTANTANEA EN EL REDUCTOR DE ENGRANES

Substituyendo (8.59) en (8.58)

$$T = W (S/2) \text{ sen } \theta - C \left(\frac{S}{2}\right) \text{ sen } \theta$$

$$T = (W - C) (S/2) \text{ sen } \theta \quad (8.60)$$

Que es una expresión aproximada para 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 (pico) es:

$$T_p = (W_{\text{máx}} - C) \left(\frac{S}{2}\right) \quad (8.61)$$

Generalmente una unidad puede estar contrabalaceada dentro del 10% al 5% del valor ideal. Suponiendo que el contrabalanceo es 95% del ideal, la expresión para predecir la torsión máxima es:

$$T_p = (W_{\text{máx}} - 0.95 C_i) (S/2) \quad (8.62)$$

REDUCCION DE VELOCIDAD DEL MOTOR PRINCIPAL AL CIGUEÑAL

La potencia es transmitida de la rueda de la máquina de diámetro d_e , a la rueda de la unidad de diámetro d_u , por medio de bandas. Si la velocidad del motor es N_e (rpm), la velocidad de la banda es:

$$v_b = \pi d_e N_e \quad (\text{pg/min}) \quad (8.63)$$

La velocidad de la rueda de la unidad es:

$$N_u = \frac{v_b}{\pi d_u} = N_e \left(\frac{d_e}{d_u}\right) \quad (8.64)$$

Si la relación de engranes en el reductor de engranes es Z , la velocidad de -- bombeo es:

$$N = N_u/Z = \frac{N_e d_e}{Z d_u} \quad (8.65)$$

REQUERIMIENTOS DE POTENCIA DEL MOTOR PRINCIPAL

Son dos cargas de potencia las que se consideran en el movimiento de fluido de la bomba a la superficie:

1) Potencia hidráulica:

$$H_h = \frac{q \left(\frac{\text{bl}}{\text{día}} \right) \times 350 \text{ G} \left(\frac{\text{lb}}{\text{bl}} \right) \times L \text{ (pie)}}{1,440 \left(\frac{\text{min}}{\text{día}} \right) \times 33,000 \left(\frac{\text{lb-pie}}{\text{min}} / \text{hp} \right)}$$

$$H_h = 7.36 \times 10^{-6} q \text{ GL} \text{ (hp)} \quad (8.66)$$

La ecuación (8.66) supone que la bomba está al nivel de trabajo del fluido y desprecia el efecto de presión de la T.P. En forma más general:

$$H_h = 7.36 \times 10^{-6} q \text{ GL}_n \quad (8.67)$$

L_n = Elevación neta expresada en pies a través de la cual pasa el fluido -- desde la bomba a la superficie.

Deben considerarse los efectos de la presión de la columna en la T.R. y los de la presión en la T.P.

$$\frac{P_t \left(\frac{\text{lb}}{\text{pg}^2} \right) \times 144 \left(\frac{\text{pg}^2}{\text{pie}^2} \right)}{62.4 \text{ G} \left(\frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} \right)} = \frac{P_t}{0.433 \text{ G}} \text{ (pie)} \quad (8.68)$$

$$L_n = L - (L-D) + (P_t / 0.433 \text{ G}) = D + (2.31 P_t / \text{G}) \quad (8.69)$$

P_t = Efectos de la presión en la T.P., en pies de fluido.
 $(L-D)$ = Efectos de la presión en la T.R., en pies de fluido.

2) Potencia de pérdidas de energía por fricción:

Se manifiesta entre la bomba y la varilla pulida

Empíricamente, las pérdidas de energía por fricción pueden estimarse de la siguiente forma:

$$\frac{1}{8} W_r \times 2 S = 0.25 W_r S \quad (\text{pg-lb}) \quad (8.70)$$

Para una velocidad de bombeo de N spm, la potencia por fricción es:

$$H_f = \frac{0.25 W_r S N \left(\frac{\text{pg-lb}}{\text{min}} \right)}{12 \left(\frac{\text{pg}}{\text{pie}} \right) \times 33,000 \left(\frac{\text{pie-lb}}{\text{min}} / \text{hp} \right)} = 6.31 \times 10^{-7} W_r S N \quad (\text{hp}) \quad (8.71)$$

La potencia total en la varilla pulida debe ser la suma de las potencias hidráulica y de fricción. La potencia al freno debe ser dicha suma de potencias y un factor de seguridad para cubrir pérdidas de potencia impredecibles:

$$H_p = 1.5 (H_h + H_f) \quad (8.72)$$

Ejemplo de aplicación.
Diseño de una unidad de bombeo mecánico.

Método Craft & Holden

Para un pozo en el campo petrolero de Arkansas, se tiene una bomba -- con un émbolo de 1-3/4 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:

- d_p = diámetro del émbolo = 1-3/4 pg
- d_{tp} = diámetro de T.P = 2 pg
- L = profundidad de colocación de la bomba = 4,275 pies
- d_r = diámetro de las varillas de succión
- N = número de emboladas por minuto = 18 spm
- S = longitud de la varilla pulida = 64 pg
- q = gasto producido = 283 bl/día
- G = densidad relativa del fluido producido = 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 = nivel del fluido de trabajo = L

T.P desanclada

De la tabla VIII.1 (las tablas necesarias al final del ejemplo).

- Ar = área de la varilla de succión = 0.442 pg^2
- M = peso por unidad de longitud de la varilla de succión = 1.63 lb/pie

De la tabla VIII.2

$$A_p = \text{área del émbolo} = 2.405 \text{ pg}^2$$

$$K = \text{constante de la bomba} = 0.357 \text{ bl/día/pg/spm}$$

De la tabla VIII.3

$$A_t = \text{área de la sección transversal del espesor de la pared de T.P} = 1.304 \text{ pg}^2$$

a) Cálculo del factor de aceleración (α).

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

$$\alpha = \frac{64(18)^2}{70,500} = 0.2941$$

b) Cálculo de la carrera efectiva del émbolo (S_p).

$$E = \text{módulo de elasticidad para el acero} = 30 \times 10^6 \text{ lb/pg}^2$$

$$S_p = s + \frac{40.8 L^2 \alpha}{E} - \frac{5.20 \text{ GDAPL}}{E} \left[\frac{1}{A_t} + \frac{1}{A_r} \right]$$

$$S_p = 64 + \frac{40.8(4,275)^2(0.2941)}{30 \times 10^6} - \frac{5.20(0.825)(4,275)(2,405)(4,275)}{30 \times 10^6}$$

$$\left[\frac{1}{1.304} + \frac{1}{0.442} \right]$$

$$S_p = 64 + 7.3098 - 6.2852(3.0293) = 64 + 7.3098 - 19.0398 = 52.2699 \text{ pg}$$

c) Cálculo del desplazamiento teórico de la bomba (V).

$$V = 0.1484 A_p S_p N \text{ o bien, } V = K S_p N$$

$$V = 0.357 (52.2699) (18) = 335.8867 \text{ bl/día}$$

d) Cálculo de la eficiencia volumétrica de la bomba (Ev)

$$Ev = q/v$$

$$Ev = 283/335.8867 = 0.8425$$

e) Cálculo del peso de las varillas (Wr)

$$Wr = \sum_{i=1}^n Li Mi$$

$$Wr = 4,275 (1.63) = 6,968.25 \text{ lb}$$

f) Cálculo del peso de fluido (Wf)

$$Wf = 0.443 G (L Ap - 0.294 Wr)$$

$$Wf = 0.443 (0.825) [4,275 (2.405) - 0.294 (6,968.25)] = 3,008.85 \text{ lb}$$

g) Cálculo del efecto de contrabalanceo ideal (Ci)

$$Ci = 0.5 Wf + Wr (1.0 - 0.127 G)$$

$$Ci = 0.5 (3,008.85) + 6,968.25 (1.0 - 0.127 (0.825)) = 7,742.58 \text{ lb}$$

h) Cálculo de la carga máxima (Wmáx)

$$Wmáx = Wf + Wr (1.0 + \alpha)$$

$$Wmáx = 3,008.85 + 6,968.25 (1.0 + 0.2941) = 12,026.46 \text{ lb}$$

i) Cálculo de la potencia hidráulica (Hh)

$$Hh = 7.36 \times 10^{-6} q G L$$

$$Hh = 7.36 \times 10^{-6} (283) (0.825) (4,275) = 7.346 \text{ hp}$$

j) Cálculo de la potencia por fricción (Hf)

$$H_f = 6.31 \times 10^{-7} W_r S N$$

$$H_f = 6.31 \times 10^{-7} (6,968.25) (64) (18) = 5,065 \text{ hp}$$

k) Cálculo de la potencia total (Hb)

$$H_b = 1.5 (H_h + H_f)$$

$$H_b = 1.5 (7.346 + 5.065) = 18.62 \text{ hp}$$

l) Cálculo de la torsión pico (Tp)

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

$$T_p = [12,026.46 - 0.95 (7,742.58)] (64/2) = 149,472.18 \text{ pg-lb}$$

Finalmente, consultando catálogos de fabricantes, se procede a la selección de la unidad. Tablas VIII.16, VIII.17, VIII.18 (al final del capítulo).

Utilizando el catálogo LUFKIN se seleccionó la unidad:

C-160 D-143-64, donde:

C = Corresponde a una unidad convencional, también puede iniciar con:
A que significa unidad balanceada por aire, B= balanceada por ba--
lancín o M = Mark II Unitorque.

160 = Clasificación de la torsión máxima en miles de pulgadas libras.

D = Reductor de engranes con doble reducción.

143 = Clasificación de carga de la varilla pulida en cientos de libras.

64 = Longitud de la carrera en pulgadas

T.P. Anclada

Los cálculos se harán de la misma forma, con la consideración de At= 0.0

a) $\alpha = 0.2941$

b)
$$Sp = S + \frac{40.8 L^2 \alpha}{E} - \frac{5.20 G D A p L}{E} \left[\frac{1}{Ar} \right]$$

$$Sp = 64 + \frac{40.8(4,275)^2(0.2941)}{30 \times 10^{-6}} - \frac{5.20(0.825)(4,275)(2.405)(4,275)}{30 \times 10^{-6}} \left[\frac{1}{0.442} \right]$$

$$Sp = 64 + 7.3098 - 6.2852 (2.2624) = 57.0899 \text{ pg}$$

c) $V = 0.357 (57.0899) (18) = 366.859 \text{ bl/día}$

d) $Ev = 283/366.859 = 0.7714$

e) $Wr = 6,968.25 \text{ lb}$

f) $Wf = 3,008.85 \text{ lb}$

g) $Ci = 7,742.58 \text{ lb}$

h) $Wmáx = 12,026.46 \text{ lb}$

i) $Hh = 7.346 \text{ hp}$

j) $Hf = 5.065 \text{ hp}$

k) $Hb = 18.62 \text{ hp}$

l) $Tp = 149,472.18 \text{ pg-lb}$

Unidad seleccionada:

C-160 D-143-64

TABLA VIII.1
DATOS DE LA VARILLA DE SUCCION

DIAMETRO pg	AREA pg ²	PESO lb/pie
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 VIII.2
DATOS DEL ENBOLO

DIAMETRO pg	AREA pg ²	CONSTANTE DE LA BOMBA bl/dia/pg/spm
1	0.785	0.116
1 1/16	0.886	0.131
1 1/4	1.227	0.182
1 1/2	1.767	0.262
1 3/4	2.405	0.357
1 25/32	2.488	0.369
2	3.142	0.466
2 1/4	3.976	0.590
2 1/2	4.909	0.728
2 3/4	5.940	0.881
3 3/4	11.045	1.639
4 3/4	17.721	2.630

TABLA VIII.3
DATOS DE LA TUBERIA

DIA. NOMINAL	DIA. EXTERIOR	PESO	ESPESOR DE PARED
pg	pg	lb/pie	pg ²
1 1/2	1.900	2.90	0.800
2	2.375	4.70	1.304
2 1/2	2.875	6.50	1.812
3	3.500	9.30	2.590
3 1/2	4.000	11.00	3.077
4	4.500	12.75	3.601

TABLA VIII.4
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 x Ap R ₂ = 0.241 + 0.0896 x Ap
3/4 - 7/8	R ₁ = 0.786 - 0.0566 x Ap R ₂ = 0.214 + 0.0566 x Ap
7/8 - 1	R ₁ = 0.814 - 0.0375 x Ap R ₂ = 0.186 + 0.0375 x Ap
5/8 - 3/4 - 7/8	R ₁ = 0.627 - 0.1393 x Ap R ₂ = 0.199 + 0.0737 x Ap R ₃ = 0.175 + 0.0655 x Ap
3/4 - 7/8 - 1	R ₁ = 0.664 - 0.0894 x Ap R ₂ = 0.181 + 0.0478 x Ap R ₃ = 0.155 + 0.0416 x Ap
3/4 - 7/8 - 1 - 1 1/8	R ₁ = 0.582 - 0.1110 x Ap R ₂ = 0.158 + 0.0421 x Ap R ₃ = 0.137 + 0.0364 x Ap R ₄ = 0.123 + 0.0325 x Ap

TABLA VIII.5
DATOS PARA DISEÑO DE UNIDADES API TAMAÑO 40 CON 34 pg DE CARRERA

PROF. BOMBA pie	DIA. DEL EMBOLO 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 VIII.6
DATOS PARA DISEÑO DE UNIDADES API TAMAÑO 57 CON 42 pg DE CARRERA

PROF. BOMBA pie	DIA. DEL EMBOLO 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 VIII.7
 DATOS PARA DISEÑO DE UNIDADES API TAMAÑO 80 CON 48 pg DE CARRERA

PROF. BONBA pie	DIA. DEL EMBOLO 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 VIII.8
 DATOS PARA DISEÑO DE UNIDADES API TAMAÑO 114 CON 54 pg DE CARRERA

PROF. BONBA pie	DIA. DEL EMBOLO 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 VIII.9
DATOS PARA DISEÑO DE UNIDADES API TAMAÑO 160 CON 64 pg DE CARRERA

PROF. BOMBA pie	DIA. DEL ENBOLLO 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 - 7/8	23-19
3000-3600	2	2 1/2	3/4 - 7/8	23-18
3600-4200	1 3/4	2 1/2	3/4 - 7/8	22-17
4200-5400	1 1/2	2	5/8-3/4-7/8	21-17
5400-6700	1 1/4	2	5/8-3/4-7/8	19-15
6700-7750	1	2	5/8-3/4-7/8	17-15

TABLA VIII.10
DATOS PARA DISEÑO DE UNIDADES API TAMAÑO 228 CON 74 pg DE CARRERA

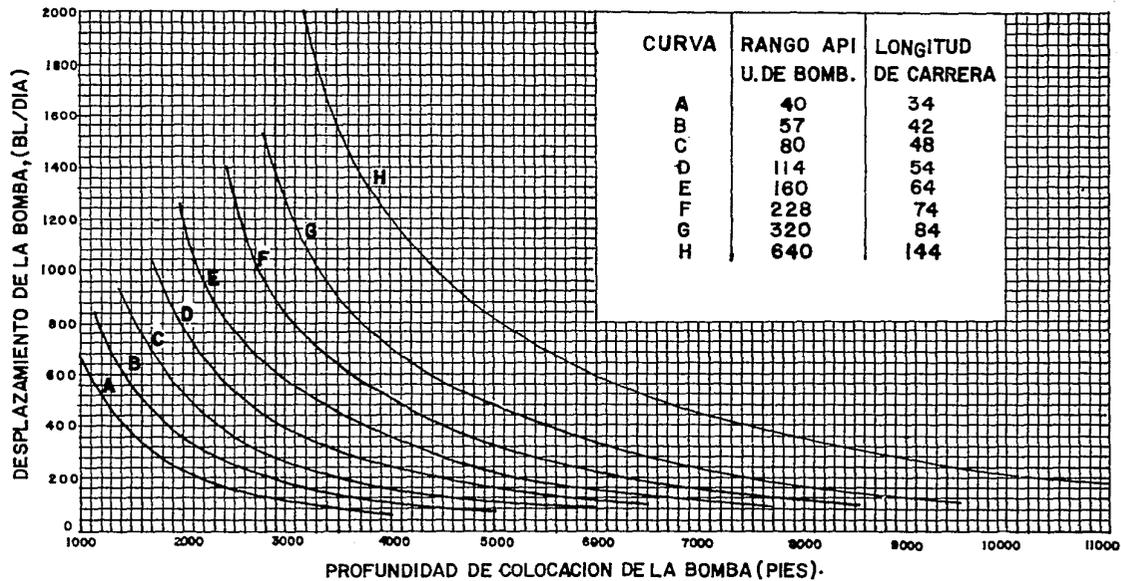
PROF. BOMBA pie	DIA. DEL ENBOLLO pg	DIA. DE LA TUB. pg	DIA. DE LAS VAR. pg	VELOCIDAD DE BOMBEO spm
2400-2600	2 3/4	3	7/8	24-20
2600-3000	2 1/2	3	7/8	23-18
3000-3700	2 1/4	2 1/2	3/4 - 7/8	22-17
3700-4500	2	2 1/2	3/4 - 7/8	21-16
4500-5200	1 3/4	2 1/2	3/4 - 7/8	19-15
5200-6600	1 1/2	2	5/8-3/4-7/8	18-14
6800-8000	1 1/4	2	5/8-3/4-7/8	16-13
8000-8500	1 1/16	2	5/8-3/4-7/8	14-13

TABLA VIII.11
DATOS PARA DISEÑO DE UNIDADES API TAMAÑO 320 CON 84 pg DE CARRERA

PROF. BOMBA pie	DIA. DEL EMBOLO pg	DIA. DE LA TUB. pg	DIA. DE LAS VAR. pg	VELOCIDAD DE BOMBEO spm
2800-3200	2 3/4	3	7/8	23-18
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 VIII.12
DATOS PARA DISEÑO DE UNIDADES API TAMAÑO 640 CON 144 pg DE CARRERA

PROF. BOMBA pie	DIA. DEL EMBOLO 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



GRAFICA PARA SELECCIONAR LA LONGITUD DE CARRERA Y UNIDAD DE BOMBEO

FIGURA No. VIII. 4

II. METODO API-RP-11L

Para facilitar la comprensión de esta parte, a continuación se definirán los variables que intervienen en las fórmulas, figuras y tablas:

Sp	Carrera del émbolo, pg
PD	Desplazamiento de la bomba, bl/día
PDRL	Carga máxima en la varilla pulida, lb
MPRL	Carga mínima en la varilla pulida, lb
PT	Torsión máxima, lb.pg
PRHP	Potencia en la varilla pulida, hp
CBE	Contrapeso requerido, lb
Ap	Area del émbolo
Ar	Area de la varilla
H	Nivel del fluido, pie
L	Profundidad de la bomba, L
N	Velocidad de bombeo, spm
S	Longitud de la varilla pulida, pg
D	Diámetro del émbolo de la bomba, pg
G	Densidad relativa del fluido (Agua=1.0)
Wr	Peso por unidad de longitud de las varillas en el aire, lb/pie
Er	Constante elástica de las varillas, pg/lb
F _c	Factor de frecuencia útil en el diseño de varillas
E _t	Constante elástica de la T.P, pg/lb.pie
F _o	Carga diferencial del fluido sobre el área total del émbolo, lb
kr	Constante de resorte del total de la sarta de varillas
1.0/kr	Constante elástica para el total de la sarta de varillas, pg/lb
S _{kr}	Libras de carga necesaria para alargar el total de la sarta de varillas una cantidad igual a la carrera de la varilla pulida, S.
N _o	Frecuencia natural de la sarta de varillas de un solo diámetro, spm
N _o '	Frecuencia natural de la sarta de varillas combinada, spm
kt	Constante de resorte de la T.P. no anclada
1.0/kt	Constante elástica para la T.P. no anclada, pg/lb
W	Peso total de las varillas en el aire, lb
Wrf	Peso total de las varillas en fluido, lb
Wra	Peso total de las varillas en el aire, lb
F ₁	Factor de PPRL (Ver. Fig. VIII.5)
F ₂	Factor de MPRL (Ver Fig. VIII.5)
T	Torsión en la manivela, lb/pg
F ₃	Factor de PRHP
Ta	Factor de ajuste de torsión para valores de Wrf/Skr diferentes de 0.3

Para hacer más facil la comprensión de las fórmulas utilizadas en el diseño, a continuación se presenta una figura en la que se señalan los factores: - F_o, F₁, F₂, Wrf y S.

DINAGRAMA BASICO

METODO DE DISEÑO API-RP-III

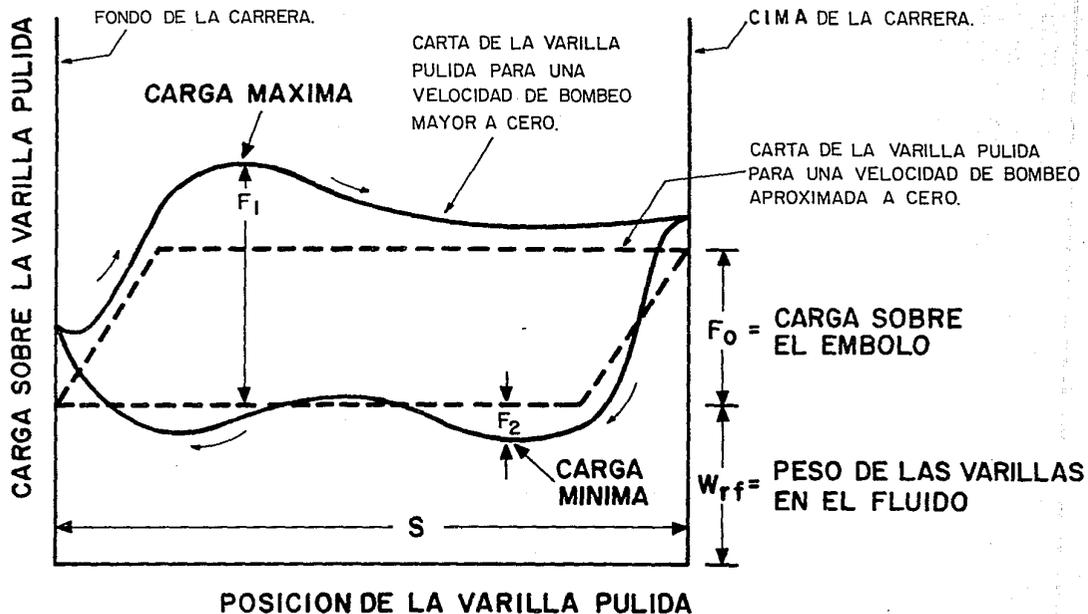


FIGURA No. VIII.5

SIGNIFICADO DE LOS PARAMETROS ADIMENSIONALES: N/N_o , N/N_o' y F_o/Skr

1) N/N_o = Relación de velocidad de bombeo a la frecuencia natural de la sarta de varillas de un solo diámetro.

2) 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_o' se define como:

$$N_o' = \frac{F_c a}{4L}$$

En donde:

F_c = Constante de proporcionalidad que depende del diseño de varillas, también conocido como factor de frecuencia.

a = Velocidad del sonido en el acero

F_c = 1.0, si la sarta de varillas es de un solo diámetro.

$$\frac{N}{N_o'} = \frac{4NL}{F_c a}$$

Teóricamente $a = 17,000$ pie/seg

Prácticamente $a = 16,300$ pie/seg = 978,000 pie/min

$$\frac{N}{N_o'} = \frac{NL}{245,000 F_c}$$

3) F_o/Skr = Relación del alargamiento de las varillas a la carrera de la varilla pulida.

El parámetro adimensional F_o/Skr representa el alargamiento de varillas. El alargamiento real inducido por la carga de fluido, F_o es F_o/Kr . Entonces, $(F_o/Kr)/S$ es el alargamiento de varillas expresado en fracción de la carrera de la varilla pulida.

Para sartas de un solo diámetro:

$$k_r = \frac{EA}{L}$$

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_o/S_{kr} 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: $\frac{F_o}{S_{kr}} = 0.1$

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:

$$\frac{S_p}{S} = 1.0 - \frac{F_o}{S_{kr}}$$

Los cálculos de torsión se realizaron usando el cociente:

$$\frac{W_{rf}}{S_{kr}} = 0.3$$

Si el valor es $\neq 0.3$, se debe hacer la corrección indicada en la (Fig. VIII. 11).

DEFINICIONES ADICIONALES

- Carrera del émbolo

$$S_p = [(S_p/S) \times S] - [F_o \times 1/k_t]$$

Si la tubería de producción está anclada $1/k_t = 0$

El término (S_p/S) se obtiene de la figura VIII.6 (figuras al final del capítulo)

- Desplazamiento de la bomba.

D = Diámetro del émbolo

$$PD = 0.1166 \times S_p \times N \times D^2$$

- 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.

$$PPRL = 0.433 L (A_p - A_r) + W_{ra} + W_{ra} \cdot (SN^2/70,500)$$

- 2) Otra aproximación que da idénticos resultados, define la carga de fluido como función del área total del émbolo:

$$PPRL = 0.433 L (A_p) + W_{rf} + W_{ra} (SN^2/70,500)$$

o bien:

$$PPRL = F_o + W_{rf} + W_{ra} (SN^2/70,500).$$

Para unidades con geometría especial:

$$PPRL = F_o + W_{rf} + 0.6 W_{ra} (SN^2/70,500)$$

Para unidades balanceadas con aire:

$$PPRL = F_o + W_{rf} + 0.7 W_{ra} (SN^2/70,500)$$

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:

$$PPRL = W_{rf} + (F_1/Skr) Skr$$

El término adimensional F_1/Skr se obtiene de la (Fig. VIII. 7).

En la (Fig. VIII. 7) 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.

- Mínima carga en la varilla pulida

La fórmula convencional para la mínima carga en la varilla pulida para unidades de geometría convencional es:

$$MPRL = W_{rf} - W_{ra} (SN^2/70,500)$$

Para unidades de geometría especial:

$$MPRL = W_{rf} - 1.4 W_{ra} (SN^2/70,500)$$

Para unidades balanceadas con aire:

$$MPRL = W_{rf} - 1.3 W_{ra} (SN^2/70,500)$$

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:

$$MPRL = W_{rf} - (F_2/Skr) Skr$$

El término adimensional F_2/Skr se obtiene de la (Fig. VIII.8)

En la (Fig. VIII. 8) se consideran 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:

$$PT = [(PPRL) - (MPRL)] \times \frac{S}{2} \times G$$

El método API para el cálculo de la torsión máxima es:

$$PT = (2T/S^2kr) \times Skr \times S/2 \times Ta$$

El factor $(2T/S^2kr)$ se obtiene de la (Fig. VIII.9)

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 API-RP-111 no incluye la predicción de torsión máxima para unidades -- con geometría especial.

El método API también supone que la eficiencia mecánica de la unidad de - bombeo es 100%, algunos métodos convencionales 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 está perfectamente balanceada.

- Potencia en la varilla pulida

$$PRHP = (F_3/Skr) \times Skr \times S \times N \times 2.53 \times 10^{-6}$$

- Contrapeso requerido:

$$CBE = 1.06 (W_{rf} + 1/2 F_o)$$

Ejemplo de aplicación.

Diseño de una unidad de bombeo mecánico

Método API-RP-11L

Para un pozo en el campo petrolero de Arkansas, se tiene una bomba con un émbolo de 1-3/4 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) = 1-3/4 (pg)
- Diámetro de la T.P. (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 3/4 (pg)

T.P. Desanclada

- De la tabla VIII.13 (tablas necesarias al final del ejemplo).

- 1.- $W_r = 1.634$ (lb/pie); (tabla VIII.13 columna 3)
- 2.- $E_r = 0.883 \times 10^{-6}$ (pg/lb-pie); (tabla VIII.13 columna 4)
- 3.- $F_c = 1.0$; (tabla VIII.13 columna 5)

- De la tabla VIII.14

- 4.- $E_t = 0.500 \times 10^{-6}$ (pg/lb-pie); (tabla VIII.14 columna 5)

- Cálculo de las variables no-dimensionales

- 5.- $F_o = \frac{0.340 \times G \times D^2}{3,672.36} \times H = \frac{0.340 \times 0.825 \times 1.75^2}{3,672.36} \times 4,275 = 3,672.36$ (lb)
- 6.- $1/kr = E_r \times L = (0.883 \times 10^{-6}) \times 4,275 = 3.775 \times 10^{-3}$ (pg/lb)
- 7.- $Skr = S/(1/kr) = 64/3.775 \times 10^{-3} = 16,954.43$ (lb)
- 8.- $F_o/Skr = 3,672.36/16,954.43 = 0.217$
- 9.- $N/N_o = (N \times L)/245,000 = (18 \times 4,275)/245,000 = 0.314$
- 10.- $N/N_o' = (N/N_o)/F_c = 0.314/1.00 = 0.314$
- 11.- $1/kt = E_t \times L = (0.500 \times 10^{-6}) \times 4,275 = 2.14 \times 10^{-3}$ (pg/lb)

- Cálculo de Sp y PD

- 12.- $S_p/S = 0.875$; (Fig. VIII.6 con los datos (N/N_o') y (F_o/Skr)).

Carrera del émbolo

$$13.- Sp = (Sp/s) \times S - (Fo \times l/kt) = \\ (0.875 \times 64) - (3,672.36 \times 2.14 \times 10^{-3})$$

$$Sp = 48.14 \text{ (pg)}$$

Desplazamiento de la bomba

$$14.- PD = 0.1166 \times Sp \times N \times D^2 = 0.1166 \times 48.14 \times 18 \times 1.75^2 = \\ 309.42 \text{ bl/día}$$

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

$$15.- W = Wr \times L = 1.634 \times 4,275 = 6,985.35 \text{ (lb)}$$

$$16.- Wrf = W [1 - (0.128 \times G)] = 6,985.35 [1 - (0.128 \times 0.825)] = \\ 6,247.70 \text{ (lb)}$$

$$17.- Wrf/Skr = 6,247.70/16,954.43 = 0.3685$$

- Obtención de los factores útiles en la determinación de: PPRL, MPRL, PT y PRHP

$$18.- F_1/Skr = 0.45 \text{ (Fig. VIII.7)}$$

$$19.- F_2/Skr = 0.20 \text{ (Fig. VIII.8)}$$

$$20.- 2T/S^2_{kr} = 0.36 \text{ (Fig. VIII.9)}$$

$$21.- F_3/Skr = 0.28 \text{ (Fig. VIII.10)}$$

$$22.- Ta = 1.00 \text{ (Fig. VIII.11)}$$

Cálculo de las características de operación:

Carga máxima en la varilla pulida.

$$23.- \text{PPRL} = W_{r1} + (F_1/Skr) \times Skr = 6,247.70 + (0.45 \times 16,954.43)$$

$$\text{PPRL} = 13,877 \text{ (lb)}$$

Carga mínima en la varilla pulida.

$$24.- \text{MPRL} = W_{r2} - (F_2/Skr) \times Skr = 6,247.70 - (0.20 \times 16,954.43)$$

$$\text{MPRL} = 2,857 \text{ (lb)}$$

Torsión máxima

$$25.- \text{PT} = (2T/S^2kr) \times Skr \times (S/2) \times T_a = 0.36 \times 16,954.43 \times 32 \times 1.0 =$$

$$\text{PT} = 195,315 \text{ (lb-pg)}$$

Potencia en la varilla pulida

$$26.- \text{PRHP} = (F_3/Skr) \times Skr \times S \times N \times 2.53 \times 10^{-6} =$$
$$0.28 \times 16,954.43 \times 64 \times 18 \times 2.53 \times 10^{-6}$$

$$\text{PRHP} = 13.836 \text{ hp}$$

Contrabalanceo

$$27.- \text{CBE} = 1.06 (W_{r1} + 1/2 F_o) = 1.06 \times (6,247.7 + 3,672.36/2)$$

$$\text{CBE} = 8,569 \text{ (lb)}$$

Finalmente, con estas características se selecciona la unidad adecuada, --
resultando:

La unidad C-228D-200-74 (Del catálogo de Lufkin)

Tablas VIII.16, VIII.17, VIII.18 (al final del capítulo).

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 $1/kt = 0$ por la misma condición de E_t
- Cálculo de S_p y PD

$$13.- S_p = (S_p/S) \times S = 0.875 \times 64 = 56 \text{ (pg)}$$

$$14.- PD = \frac{0.1166 \times S_p \times N \times D^2}{360 \text{ bl/día}} = \frac{0.1166 \times 56 \times 18 \times 1.75^2}{360}$$

* En los puntos siguientes (del 15 al 27), los resultados son idénticos, - resultando entonces como unidad seleccionada:

La unidad C-228 D-200-74

TABLA VIII.13

1	2	3	4	5	6					
					7	8	9	10	11	
No. de varilla [†]	Día. del éabolo D	Peso de las var. W _r	Constante elástica E _r	Factor de frecuencia F _c	Sarta de varillas, % de cada diámetro					
					1 1/8	1	7/8	3/4	5/8	1/2
44	todos	0.726	1.990x10 ⁻⁶	1.000	---	---	---	---	---	100.0
54	1.06	0.908	1.668x10 ⁻⁶	1.138	---	---	---	---	44.6	55.4
54	1.25	0.929	1.633x10 ⁻⁶	1.140	---	---	---	---	49.5	50.5
54	1.50	0.957	1.584x10 ⁻⁶	1.137	---	---	---	---	56.4	43.6
54	1.75	0.990	1.525x10 ⁻⁶	1.122	---	---	---	---	64.6	35.4
54	2.00	1.027	1.460x10 ⁻⁶	1.095	---	---	---	---	73.7	26.3
54	2.25	1.067	1.391x10 ⁻⁶	1.061	---	---	---	---	83.4	16.6
54	2.50	1.108	1.318x10 ⁻⁶	1.023	---	---	---	---	93.5	6.5
55	todos	1.135	1.270x10 ⁻⁶	1.000	---	---	---	---	100.0	---
64	1.06	1.164	1.382x10 ⁻⁶	1.229	---	---	---	33.3	33.1	33.5
64	1.25	1.211	1.319x10 ⁻⁶	1.215	---	---	---	37.2	35.9	26.9
64	1.50	1.275	1.232x10 ⁻⁶	1.184	---	---	---	42.3	40.4	17.3
64	1.75	1.341	1.141x10 ⁻⁶	1.145	---	---	---	47.4	45.2	7.4
65	1.06	1.307	1.138x10 ⁻⁶	1.098	---	---	---	34.4	65.6	---
65	1.25	1.321	1.127x10 ⁻⁶	1.104	---	---	---	37.3	62.7	---
65	1.50	1.343	1.110x10 ⁻⁶	1.110	---	---	---	41.8	58.2	---
65	1.75	1.369	1.090x10 ⁻⁶	1.114	---	---	---	46.9	53.1	---
65	2.00	1.394	1.070x10 ⁻⁶	1.114	---	---	---	52.0	48.0	---
65	2.25	1.426	1.045x10 ⁻⁶	1.110	---	---	---	58.4	41.6	---
65	2.50	1.460	1.018x10 ⁻⁶	1.099	---	---	---	65.2	34.8	---
65	2.75	1.497	0.990x10 ⁻⁶	1.082	---	---	---	72.5	27.5	---
65	3.25	1.574	0.930x10 ⁻⁶	1.037	---	---	---	88.1	11.9	---
66	todos	1.634	0.883x10 ⁻⁶	1.000	---	---	---	100.0	---	---
75	1.06	1.566	0.997x10 ⁻⁶	1.191	---	---	27.0	27.4	45.6	---
75	1.25	1.604	0.973x10 ⁻⁶	1.193	---	---	29.4	29.8	40.8	---
75	1.50	1.664	0.935x10 ⁻⁶	1.169	---	---	33.3	33.3	33.3	---
75	1.75	1.732	0.892x10 ⁻⁶	1.174	---	---	37.8	37.0	25.1	---
75	2.00	1.803	0.847x10 ⁻⁶	1.151	---	---	42.4	41.3	16.3	---
75	2.25	1.875	0.801x10 ⁻⁶	1.121	---	---	46.9	45.8	7.2	---
76	1.06	1.802	0.816x10 ⁻⁶	1.072	---	---	28.5	71.5	---	---
76	1.25	1.814	0.812x10 ⁻⁶	1.077	---	---	30.6	69.4	---	---
76	1.50	1.833	0.804x10 ⁻⁶	1.082	---	---	33.8	66.2	---	---

TABLA VIII.13 (continuación)

1	2	3	4	5	6	7					11
						Sarta de varillas, % de cada diámetro					
No. de varilla ^a	Dia. del rebolo D	Peso de las var. Nr ¹	Constante elástica Er	Factor de frecuencia Fc	1 1/8	1	7/8	3/4	5/8	1/2	
76	1.75	1,855	0.795x10 ⁻⁶	1,088	---	---	37.5	62.5	---	---	
76	2.00	1,880	0.785x10 ⁻⁶	1,093	---	---	41.7	58.3	---	---	
76	2.25	1,908	0.774x10 ⁻⁶	1,096	---	---	46.5	53.5	---	---	
76	2.50	1,934	0.764x10 ⁻⁶	1,097	---	---	50.8	49.2	---	---	
76	2.75	1,967	0.751x10 ⁻⁶	1,094	---	---	56.5	43.5	---	---	
76	3.25	2,039	0.722x10 ⁻⁶	1,078	---	---	68.7	31.3	---	---	
76	3.75	2,119	0.690x10 ⁻⁶	1,047	---	---	82.3	17.7	---	---	
77	todos	2,224	0.649x10 ⁻⁶	1,000	---	---	100.0	---	---	---	
85	1.06	1,883	0.873x10 ⁻⁶	1,261	---	22.2	22.4	22.4	33.0	---	
85	1.25	1,943	0.841x10 ⁻⁶	1,253	---	23.9	24.2	24.3	27.6	---	
85	1.50	2,039	0.791x10 ⁻⁶	1,232	---	26.7	27.4	26.8	19.2	---	
85	1.75	2,138	0.738x10 ⁻⁶	1,201	---	29.6	30.4	29.5	10.5	---	
86	1.06	2,058	0.742x10 ⁻⁶	1,151	---	22.6	23.0	54.3	---	---	
86	1.25	2,087	0.732x10 ⁻⁶	1,156	---	24.3	24.5	51.2	---	---	
86	1.50	2,133	0.717x10 ⁻⁶	1,162	---	26.8	27.0	46.3	---	---	
86	1.75	2,185	0.699x10 ⁻⁶	1,164	---	29.4	30.0	40.6	---	---	
86	2.00	2,247	0.679x10 ⁻⁶	1,161	---	32.8	33.2	33.9	---	---	
86	2.25	2,315	0.656x10 ⁻⁶	1,153	---	36.9	36.0	27.1	---	---	
86	2.50	2,385	0.633x10 ⁻⁶	1,138	---	40.6	39.7	19.7	---	---	
86	2.75	2,455	0.610x10 ⁻⁶	1,119	---	44.5	43.3	12.2	---	---	
87	1.06	2,390	0.612x10 ⁻⁶	1,055	---	24.3	75.7	---	---	---	
87	1.25	2,399	0.610x10 ⁻⁶	1,058	---	25.7	74.3	---	---	---	
87	1.50	2,413	0.607x10 ⁻⁶	1,062	---	27.7	72.3	---	---	---	
87	1.75	2,430	0.603x10 ⁻⁶	1,065	---	30.3	69.7	---	---	---	
87	2.00	2,450	0.598x10 ⁻⁶	1,071	---	33.2	66.8	---	---	---	
87	2.25	2,472	0.594x10 ⁻⁶	1,075	---	36.4	63.6	---	---	---	
87	2.50	2,496	0.588x10 ⁻⁶	1,079	---	39.9	60.1	---	---	---	
87	2.75	2,523	0.582x10 ⁻⁶	1,082	---	43.9	56.1	---	---	---	
87	3.25	2,575	0.570x10 ⁻⁶	1,084	---	51.6	48.4	---	---	---	
87	3.75	2,641	0.556x10 ⁻⁶	1,078	---	61.2	38.8	---	---	---	
87	4.75	2,793	0.522x10 ⁻⁶	1,038	---	83.6	16.4	---	---	---	
88	todas	2,904	0.497x10 ⁻⁶	1,000	100.0	---	---	---	---	---	

TABLA VIII.13 (continuación)

1	2	3	4	5	6						10	11
					Sarta de varillas, % de cada diámetro							
No. de varilla ¹	Dia. del éabolo D	Peso de las var. Nr	Constante elástica Er	Factor de frecuencia Fc	1 1/8	1	7/8	3/4	5/8	1/2		
96	1.06	2.382	0.670x10 ⁻⁶	1.222	19.1	19.2	19.5	42.3	---	---		
96	1.25	2.435	0.655x10 ⁻⁶	1.224	20.5	20.5	20.7	38.3	---	---		
96	1.50	2.511	0.633x10 ⁻⁶	1.223	22.4	22.5	22.8	32.3	---	---		
96	1.75	2.607	0.606x10 ⁻⁶	1.213	24.8	25.1	25.1	25.1	---	---		
96	2.00	2.703	0.578x10 ⁻⁶	1.196	27.1	27.9	27.4	17.6	---	---		
96	2.25	2.806	0.549x10 ⁻⁶	1.172	29.6	30.7	29.8	9.8	---	---		
97	1.06	2.645	0.568x10 ⁻⁶	1.120	19.6	20.0	60.3	---	---	---		
97	1.25	2.670	0.563x10 ⁻⁶	1.124	20.8	21.2	58.0	---	---	---		
97	1.50	2.707	0.556x10 ⁻⁶	1.131	22.5	23.0	54.5	---	---	---		
97	1.75	2.751	0.548x10 ⁻⁶	1.137	24.5	25.0	50.4	---	---	---		
97	2.00	2.801	0.538x10 ⁻⁶	1.141	26.8	27.4	45.7	---	---	---		
97	2.25	2.856	0.528x10 ⁻⁶	1.143	29.4	30.2	40.4	---	---	---		
97	2.50	2.921	0.515x10 ⁻⁶	1.141	32.5	33.1	34.4	---	---	---		
97	2.75	2.989	0.503x10 ⁻⁶	1.135	36.1	35.3	28.6	---	---	---		
97	3.25	3.132	0.475x10 ⁻⁶	1.111	42.9	41.9	15.2	---	---	---		
98	1.06	3.068	0.475x10 ⁻⁶	1.043	21.2	78.8	---	---	---	---		
98	1.25	3.076	0.474x10 ⁻⁶	1.045	22.2	77.8	---	---	---	---		
98	1.50	3.089	0.472x10 ⁻⁶	1.048	23.8	76.2	---	---	---	---		
98	1.75	3.103	0.470x10 ⁻⁶	1.051	25.7	74.3	---	---	---	---		
98	2.00	3.118	0.468x10 ⁻⁶	1.055	27.7	72.3	---	---	---	---		
98	2.25	3.137	0.465x10 ⁻⁶	1.058	30.1	69.9	---	---	---	---		
98	2.50	3.157	0.463x10 ⁻⁶	1.062	32.7	67.3	---	---	---	---		
98	2.75	3.180	0.460x10 ⁻⁶	1.066	35.6	64.4	---	---	---	---		
98	3.25	3.231	0.453x10 ⁻⁶	1.071	42.2	57.8	---	---	---	---		
98	3.75	3.289	0.445x10 ⁻⁶	1.074	49.7	50.3	---	---	---	---		
98	4.75	3.412	0.428x10 ⁻⁶	1.064	65.7	34.3	---	---	---	---		
99	todos	3.676	0.393x10 ⁻⁶	1.000	100.0	---	---	---	---	---		

TABLA VIII.13 (continuación)

1	2	3	4	5	6					
					7	8	9	10	11	
No. de varilla ¹	Dia. del ábolo D	Peso de las var. Nr	Constante elástica Er	Factor de frecuencia Fc	Serta de varillas, X de cada diámetro					
					1 1/4	1 1/8	1	7/8	3/4	5/8
107	1.06	2.977	0.524x10 ⁻⁶	1.184	16.9	16.8	17.1	49.1	---	---
107	1.25	3.019	0.517x10 ⁻⁶	1.189	17.9	17.8	18.0	46.3	---	---
107	1.50	3.085	0.506x10 ⁻⁶	1.195	19.4	19.2	19.5	41.9	---	---
107	1.75	3.158	0.494x10 ⁻⁶	1.197	21.0	21.0	21.2	36.9	---	---
107	2.00	3.236	0.480x10 ⁻⁶	1.195	22.7	22.2	23.1	31.4	---	---
107	2.25	3.336	0.464x10 ⁻⁶	1.187	25.0	25.0	25.0	25.0	---	---
107	2.50	3.435	0.447x10 ⁻⁶	1.174	26.9	27.7	27.1	18.2	---	---
107	2.75	3.537	0.430x10 ⁻⁶	1.156	29.1	30.2	29.3	11.3	---	---
108	1.06	3.325	0.447x10 ⁻⁶	1.097	17.3	17.8	64.9	---	---	---
108	1.25	3.345	0.445x10 ⁻⁶	1.101	18.1	18.6	63.2	---	---	---
108	1.50	3.376	0.441x10 ⁻⁶	1.106	19.4	19.9	60.7	---	---	---
108	1.75	3.411	0.437x10 ⁻⁶	1.111	20.9	21.4	57.7	---	---	---
108	2.00	3.452	0.432x10 ⁻⁶	1.117	22.6	23.0	54.3	---	---	---
108	2.25	3.498	0.427x10 ⁻⁶	1.121	24.5	25.0	50.5	---	---	---
108	2.50	3.548	0.421x10 ⁻⁶	1.124	26.5	27.2	46.3	---	---	---
108	2.75	3.603	0.415x10 ⁻⁶	1.126	28.7	29.6	41.6	---	---	---
108	3.25	3.731	0.400x10 ⁻⁶	1.123	34.6	33.9	31.6	---	---	---
108	3.75	3.873	0.383x10 ⁻⁶	1.108	40.6	39.5	19.9	---	---	---
109	1.06	3.639	0.378x10 ⁻⁶	1.035	18.9	81.1	---	---	---	---
109	1.25	3.645	0.378x10 ⁻⁶	1.036	19.6	80.4	---	---	---	---
109	1.50	3.655	0.377x10 ⁻⁶	1.038	20.7	79.3	---	---	---	---
109	1.75	3.667	0.376x10 ⁻⁶	1.040	22.1	77.9	---	---	---	---
109	2.00	3.680	0.375x10 ⁻⁶	1.043	23.7	76.3	---	---	---	---
109	2.25	3.696	0.374x10 ⁻⁶	1.046	25.4	74.6	---	---	---	---
109	2.50	3.711	0.372x10 ⁻⁶	1.048	27.2	72.8	---	---	---	---
109	2.75	3.730	0.371x10 ⁻⁶	1.051	29.4	70.6	---	---	---	---
109	3.25	3.771	0.367x10 ⁻⁶	1.057	34.2	65.8	---	---	---	---
109	3.75	4.020	0.353x10 ⁻⁶	1.063	39.9	60.1	---	---	---	---
109	4.75	4.120	0.354x10 ⁻⁶	1.066	51.5	48.5	---	---	---	---

¹ EL NUMERO DE VARILLA SE REFIERE AL MAXIMO Y MINIMO DIAMETRO DE VARILLA EN CECTAVOS DE PULGADA. POR EJEMPLO: LA VARILLA NUMERO 76 CORRESPONDE A DOS TIPOS DE VARILLAS, LA DE 7/8 y 6/8. LA VARILLA NUMERO 85 ES LA COMBINACION DE CUATRO TIPOS DE VARILLAS, 8/8, 7/8, 6/8 y 5/8.

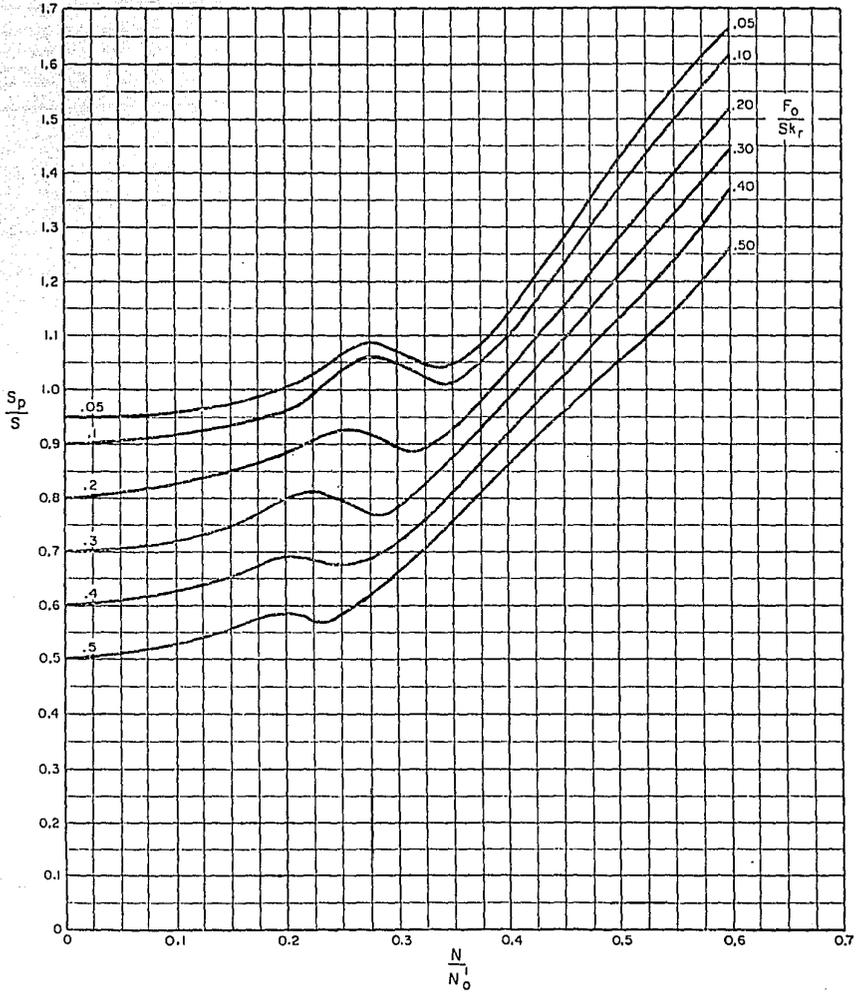
TABLA VIII.14
DATOS DE LA T.P.

1	2	3	4	5
Diá. de la T.P.	Diámetro exterior pg	Diámetro interior pg	Espesor de pared pg ²	Constante elástica pg/lb.pie Et
1.900	1.900	1.610	0.800	0.500x10 ⁻⁶
2 3/8	2.375	1.995	1.304	0.307x10 ⁻⁶
2 7/8	2.875	2.441	1.812	0.221x10 ⁻⁶
3 1/2	3.500	2.992	2.590	0.154x10 ⁻⁶
4	4.000	3.476	3.077	0.130x10 ⁻⁶
4 1/2	4.500	3.958	3.601	0.111x10 ⁻⁶

TABLA VIII.15
DATOS DE LA SARTA DE VARILLAS

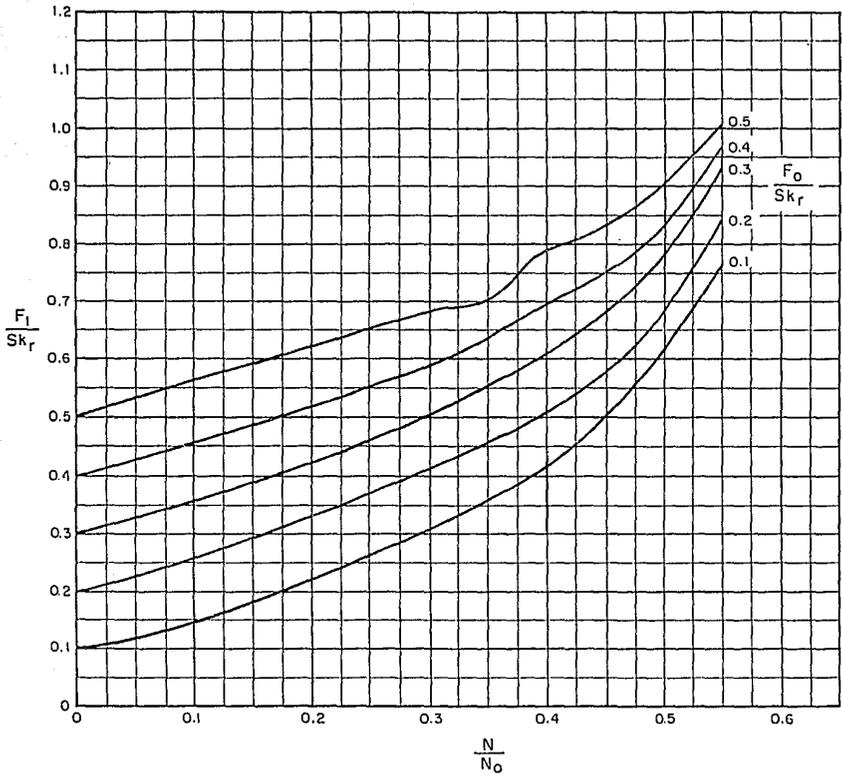
1	2	3
Diá. de la varilla	Espesor de pared pg ²	Constante elástica pg/lb.pie Er
1/2	0.196	1.990x10 ⁻⁶
5/8	0.307	1.270x10 ⁻⁶
3/4	0.442	0.883x10 ⁻⁶
7/8	0.601	0.649x10 ⁻⁶
1	0.785	0.497x10 ⁻⁶
1 1/8	0.994	0.393x10 ⁻⁶

FIGURA No. VIII . 6



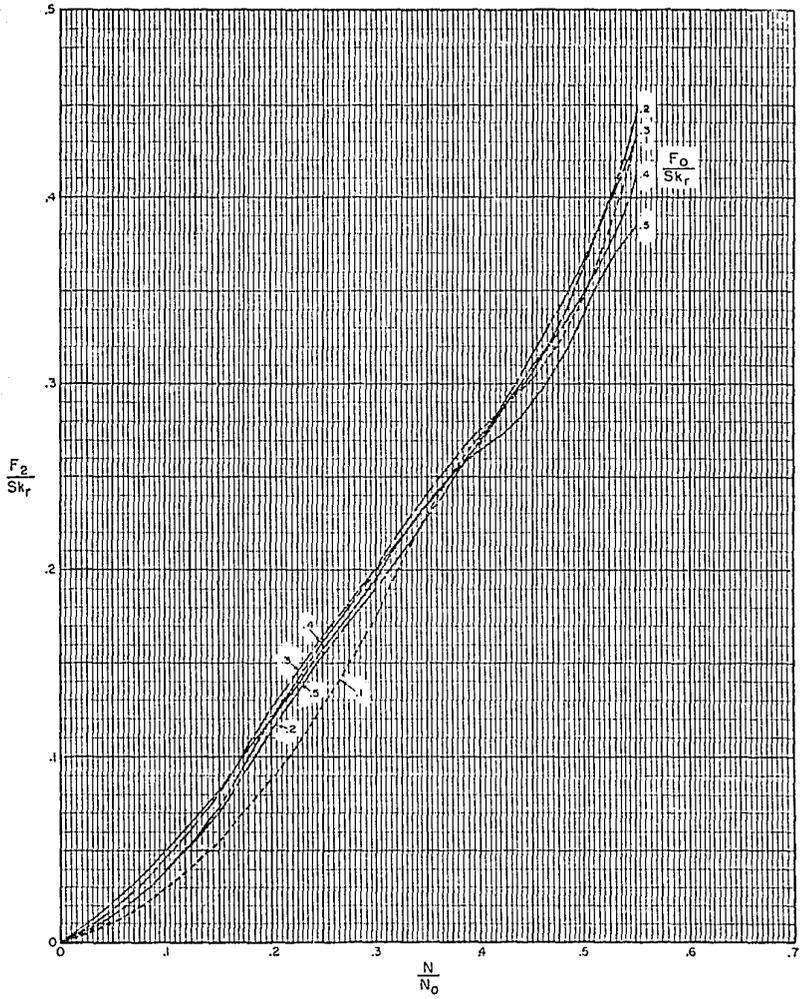
$\frac{S_p}{S}$, FACTOR DE LA CARRERA DEL EMBOLO

FIGURA No. VIII. 7



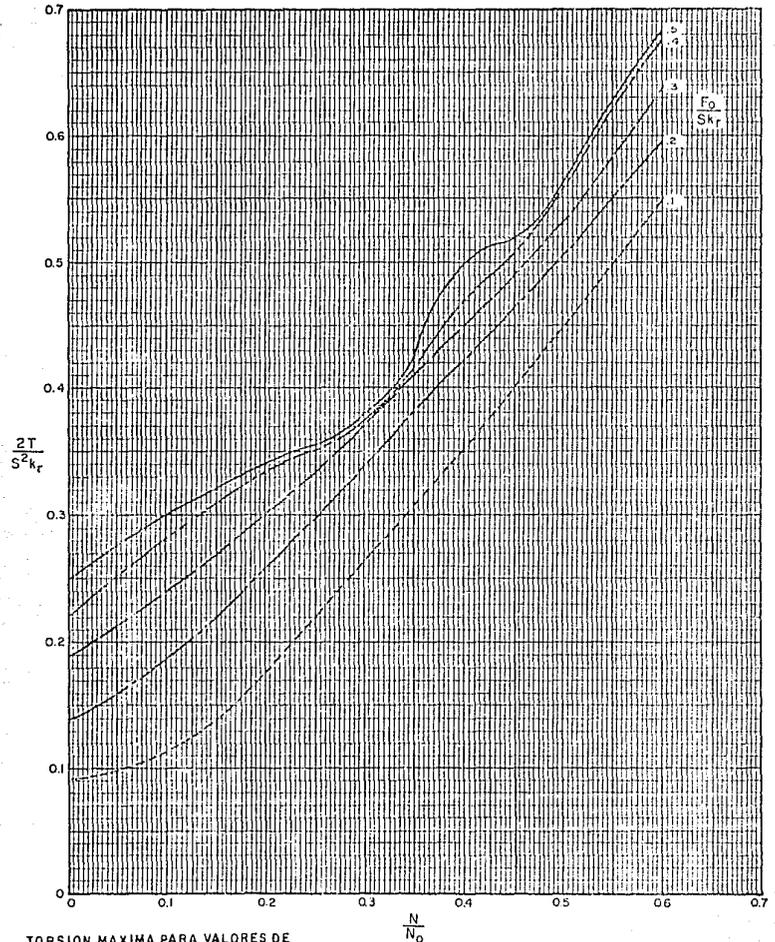
$\frac{F_1}{Sk_r}$, CARGA PICO EN LA VARILLA PULIDA

FIGURA N^o. VIII . 8



$\frac{F_2}{S_{kr}}$, CARGA MINIMA EN LA VARILLA PULIDA

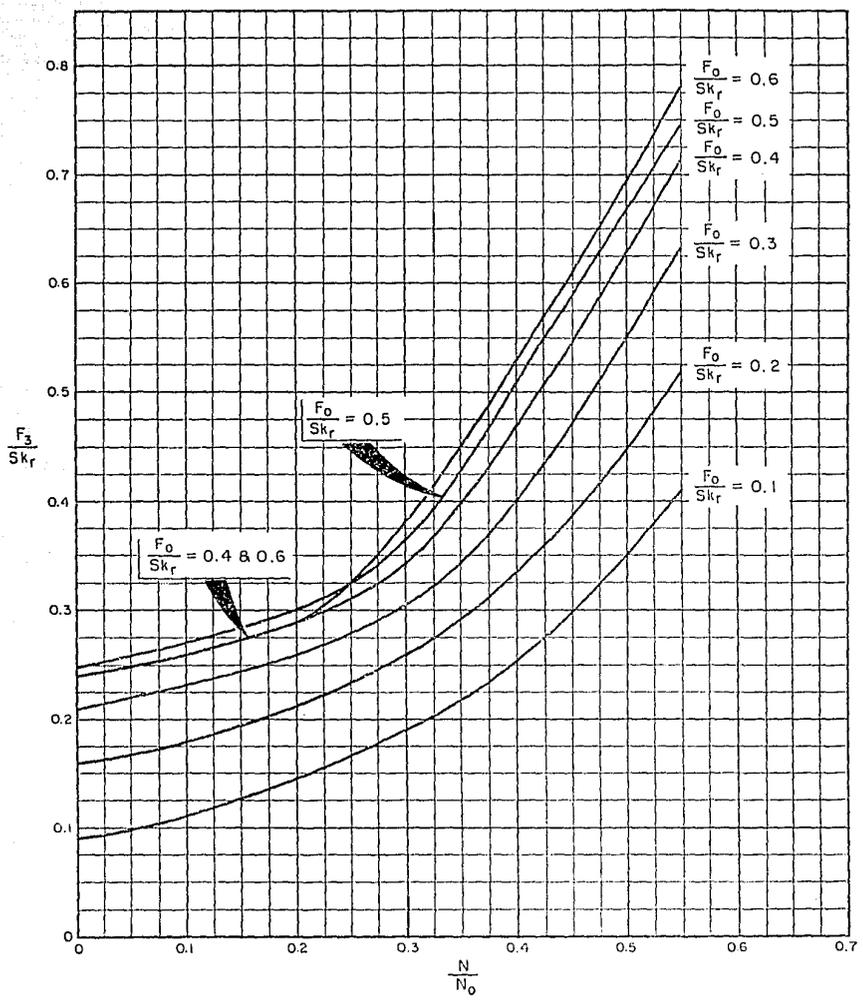
FIGURA No. VIII. 9



TORSION MAXIMA PARA VALORES DE
 $wrf / Skr = 0.3$, PARA OTROS VALORES
USAR EL AJUSTE DE TORSION MAXIMA

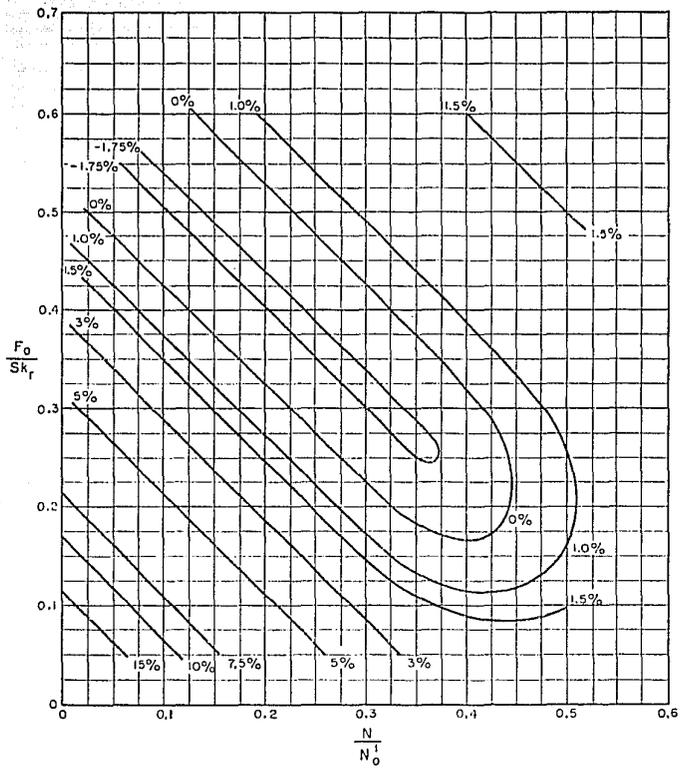
$\frac{2T}{S^2kr}$, TORSION MAXIMA

FIGURA No. VIII. 10



$\frac{F_3}{Skr}$, POTENCIA EN LA VARILLA PULIDA

FIGURA No. VIII. 11



MODO DE EMPLEO: MULTIPLICAR % INDICADO EN LA CURVA POR $\frac{W_{rf}}{Skr} - 0.3$
 0.1

POR EJEMPLO: $\frac{W_{rf}}{Skr} = 0.600$

$\frac{N}{N_0} = 0.200$ $\frac{F_0}{Skr} = 0.188$

AJUSTE = 3% POR CADA 0.1 DE INCREMENTO EN $\frac{W_{rf}}{Skr}$ ARRIBA DE 0.3

AJUSTE TOTAL = $3 \times 3\% = 9\%$
 $T_0 = 1.00 + 0.09 = 1.09$

NOTA: SI $\frac{W_{rf}}{Skr}$ ES MENOR QUE 0.3 EL AJUSTE SE VUELVE NEGATIVO

T_0 , AJUSTE DE TORSION MAXIMA PARA VALORES
 DE $\frac{W_{rf}}{Skr}$ DIFERENTES DE 0.3

ESPECIFICACIONES DE LA UNIDAD CONVENCIONAL DE BOMBEO

DESIGNACION 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 VASTAGO 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
BALANCIN	33" x 221 Lbs.	33" x 201 Lbs.	33" x 221 Lbs.	33" x 201 Lbs.	30" x 173 Lbs.
SUJETADOR DEL CABLE (BRIDA)	1¼" x 16" CTRS.	1¼" x 16" CTRS.	1¼" x 16" CTRS.	1¼" x 16" CTRS.	1¼" x 16" CTRS.
MANIVELAS	94110B	94110B	94110B	94110B	94110B
COJINETE DE PASADOR DE ARTICULACION	1SB	1SB	1SB	1SB	1SB
COJINETE COMPENSADOR	OR	OR	OR	OR	OR
COJINETE CENTRAL	OTG	OTG	OTG	OTG	1TG

DESIGNACION DE LA UNIDAD	C-640D-256-144 C-456D-256-144 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 VASTAGO PULIDO, LBS.	25,600	36,500	30,500	25,600	21,300
LONGITUD DE EMBOLADA, PG.	144, 124, 106	120, 105, 90	120, 102, 85	120, 102, 85	120, 102, 85
BALANCIN	27" x 161 Lbs.	30" x 190 Lbs.	27" x 161 Lbs.	27" x 146 Lbs.	24" x 131 Lbs.
SUJETADOR DEL CABLE (BRIDA)	1¼" x 16" CTRS.	1¼" x 12" CTRS.	1¼" x 12" CTRS.	1¼" x 12" CTRS.	1¼" x 12" CTRS.
MANIVELAS	94110B	94110B	8495B	8495B	8495B
COJINETE DE PASADOR DE ARTICULACION	1SB	1SB	2SB	2SB	2SB
COJINETE COMPENSADOR	OR	OR	OR	1R	1R
COJINETE CENTRAL	1TG	OTG	1TG	2TG	2TG

DESIGNACION 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 VASTAGO 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
BALANCIN	27" x 146 Lbs.	24" x 131 Lbs.	24" x 117 Lbs.	24" x 104 Lbs.	24" x 117 Lbs.
SUJETADOR DEL CABLE (BRIDA)	1¼" x 12" CTRS.	1¼" x 12" CTRS.	1¼" x 12" CTRS.	1¼" x 12" CTRS.	1¼" x 12" CTRS.
MANIVELAS	8495B	8495B	7478B	7478B	8495B
COJINETE DE PASADOR DE ARTICULACION	2SB	2SB	2SB	3SC	3SC
COJINETE COMPENSADOR	1R	1R	1R	2RA	2RA
COJINETE CENTRAL	2TG	2TG	2TG	2TG	2TG

DESIGNACION 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 VASTAGO PULIDO, LBS.	21,300	17,300	11,900	24,600	20,000
LONGITUD DE EMBOLADA, PG. S	86, 74, 62	86, 74, 62	86, 72, 59	74, 64, 54	74, 64, 54
BALANCIN	24" x 104 Lbs.	24" x 94 Lbs.	24" x 84 Lbs.	24" x 104 Lbs.	24" x 94 Lbs.
SUJETADOR DEL CABLE (BRIDA)	1¼" x 12" CTRS.	1¼" x 12" CTRS.	1¼" x 12" CTRS.	1¼" x 9" CTRS.	1" x 9" CTRS.
MANIVELAS	7478B	7478B	6468B	7478B	7478B
COJINETE DE PASADOR DE ARTICULACION	3SC	3SC	4SC	3SC	3SC
COJINETE COMPENSADOR	2RA	2RA	3R	2RA	2RA
COJINETE CENTRAL	2TG	2TG	4TG	2TG	2TG

* VARILLA PULIDA

ESPECIFICACIONES DE LA UNIDAD CONVENCIONAL DE BOMBEO

DESIGNACION 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 VASTAGO PULIDO, LBS. *	17,300	14,300	17,300	14,300	11,900
LONGITUD DE EMBOLADA, PG.	74, 62, 51	74, 62, 15	54, 54, 44	64, 52, 40	64, 53, 42
BALANCIN	24" x 84 Lbs.	24" x 84 Lbs.	24" x 84 Lbs.	18" x 71 Lbs.	18" x 60 Lbs.
SUJETADOR DEL CABLE (BRIDA)	1" x 9" CTRS.	1" x 9" CTRS.			
MANIVELAS	6468B	6468B	6468B	5456B	4850B
COJINETE DE PASADOR DE ARTICULACION	3SC	4SC	4SC	4SC	5A
COJINETE COMPENSADOR	2RA	3R	3R	3R	4R
COJINETE CENTRAL	2TG	4TG	4TG	4TG	4TG

DESIGNACION DE LA UNIDAD	C-114D-173-54	C-114D-133-54 C-80D-133-54	C-80D-119-54	C-57D-76-54	C-80D-133-48
CAPAC. DEL VASTAGO 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
BALANCIN	18" x 71 Lbs.	18" x 60 Lbs.	18" x 55 Lbs.	16" x 36 Lbs.	16" x 57 Lbs.
SUJETADOR DEL CABLE (BRIDA)	1" x 9" CTRS.	¾" x 9" CTRS.	¾" x 9" CTRS.	¾" x 9" CTRS.	¾" x 9" CTRS.
MANIVELAS	5456B	4850B	4850B	4246B	4850B
COJINETE DE PASADOR DE ARTICULACION	4SC	5A	5A	5A	5A
COJINETE COMPENSADOR	3R	4R	4R	5R	4R
COJINETE CENTRAL	4TG	4TG	4TG	5C	4TG

DESIGNACION 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 VASTAGO 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
BALANCIN	16" x 45 Lbs.	16" x 40 Lbs.	16" x 36 Lbs.	16" x 36 Lbs.	14" x 34 Lbs.
SUJETADOR DEL CABLE (BRIDA)	¾" x 9" CTRS.	¾" x 9" CTRS.	¾" x 9" CTRS.	¾" x 6½" CTRS.	¾" x 6½" CTRS.
MANIVELAS	4246B	4246B	3644B	3644B	3644B
COJINETE DE PASADOR DE ARTICULACION	5A	5A	6	6	6
COJINETE COMPENSADOR	5R	5R	7R	7R	7R
COJINETE CENTRAL	5C	5C	6CA	6CA	6CA

DESIGNACION 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 VASTAGO 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
BALANCIN	14" x 34 Lbs.	12" x 26 Lbs.	10" x 26 Lbs.	12" x 26 Lbs.	10" x 26 Lbs.
SUJETADOR DEL CABLE (BRIDA)	¾" x 6½" CTRS.				
MANIVELAS	3644B	3644B	3644B	2436B	2436B
COJINETE DE PASADOR DE ARTICULACION	6	6	6	6	6
COJINETE COMPENSADOR	7R	7R	7R	7R	7R
COJINETE CENTRAL	6CA	6CA	6CA	6CA	6CA

* VARILLA PULIDA

ESPECIFICACIONES DE LOS ENGRANAJES

REDUCTOR DE ENGRANAJES 2560D

Doble reducción
 CLASIF.: 2.560.000 pg.-lbs. de Torsión Máx.
 RELACION DE ENGRANAJES: 34.53
 DIAM. DEL CIGÜERAL: 135.4"
 * ROLDANA: 55", 68" DIAM. PASO—16D EST.
 Calibre de 6 1/2"
 CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 235 Gals.

REDUCTOR DE ENGRANAJES 1824D

Doble reducción
 CLASIF.: 1.824.000 pg.-lbs. de Torsión Máx.
 RELACION DE ENGRANAJES: 28.33
 DIAM. DEL CIGÜERAL: 9"
 ROLDANA: 55", 68" DIAM. PASO—11D EST.,
 68" DIAM. PASO MÁX.
 Calibre de 10D, 4 15/16"
 CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 165 Gals.

REDUCTOR DE ENGRANAJES 1280D

Doble reducción
 CLASIF.: 1.280.000 pg.-lbs. de Torsión Máx.
 RELACION DE ENGRANAJES: 28.05
 DIAM. DEL CIGÜERAL: 8 1/2" (Mark II, 10 1/2")
 ROLDANA: 35", 68"—12C Máx.,
 35", 68" Calibre de 10D, 4 15/16"
 CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 120 Gals.

REDUCTOR DE ENGRANAJES 912D

Doble reducción
 CLASIF.: 912.000 pg.-lbs. de Torsión Máx.
 RELACION DE ENGRANAJES: 28.72
 DIAM. DEL CIGÜERAL: 7" (Mark II, 9")
 ROLDANA: 34", 37", 47.6", 55.2"—8D Máx.,
 50", 55 1/4"—10C Máx.,
 Calibre de 4 3/16"
 CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 107 Gals.

REDUCTOR DE ENGRANAJES 640D

Doble reducción
 CLASIF.: 640.000 pg.-lbs. de Torsión Máx.
 RELACION DE ENGRANAJES: 28.6
 DIAM. DEL CIGÜERAL: 7" (Mark II 9")
 ROLDANA: 22", 27", 33", 48", 55.4"—6D Máx.,
 24", 36", 44", 50", 55.6"—8C Máx.,
 Calibre de 3 7/16"
 CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 70 Gals.

* POLEA

REDUCTOR DE ENGRANAJES 456D

Doble reducción
 CLASIF.: 456.000 pg.-lbs. de Torsión Máx.
 RELACION DE ENGRANAJES: 29.04
 DIAM. DEL CIGÜERAL: 7" (Mark II, 9")
 ROLDANA: 22", 27", 33", 48"—6D Máx.,
 24", 36", 44", 50"—8C Máx.,
 Calibre de 3 7/16"
 CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 55 Gals.

REDUCTOR DE ENGRANAJES 320D

Doble reducción
 CLASIF.: 320.000 pg.-lbs. de Torsión Máx.
 RELACION DE ENGRANAJES: 30.12
 DIAM. DEL CIGÜERAL: 6 7/16" (Mark II, 8 1/2")
 ROLDANA: 24", 30", 36", 44", 47"—6C Máx.,
 Calibre de 2 15/16"
 CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 50 Gals.

REDUCTOR DE ENGRANAJES 228D

Doble reducción
 CLASIF.: 228.000 pg.-lbs. de Torsión Máx.
 RELACION DE ENGRANAJES: 28.45
 DIAM. DEL CIGÜERAL: 6" (Mark II, 7")
 ROLDANA: 24", 30", 36", 41"—5C Máx.,
 Calibre de 2 7/16"
 CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 34 Gals.

REDUCTOR DE ENGRANAJES 160D

Doble reducción
 CLASIF.: 160.000 pg.-lbs. de Torsión Máx.
 RELACION DE ENGRANAJES: 28.67
 DIAM. DEL CIGÜERAL: 5 7/16" (Mark II, 7")
 ROLDANA: 20", 24", 30", 36", 38"—4C Máx.,
 Calibre de 2 3/16"
 CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 22 Gals.

REDUCTOR DE ENGRANAJES 114D

Doble reducción
 CLASIF.: 114.000 pg.-lbs. de Torsión Máx.
 RELACION DE ENGRANAJES: 29.4
 DIAM. DEL CIGÜERAL: 4 7/16" (Mark II, 6 7/16")
 ROLDANA: 20", 24", 30", 33.6"—3C Máx.,
 Calibre de 1 15/16"
 CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 17 Gals.

REDUCTOR DE ENGRANAJES 80D

Doble reducción
 CLASIF.: 80.000 pg.-lbs. de Torsión Máx.
 RELACION DE ENGRANAJES: 29.5
 DIAM. DEL CIGÜERAL: 4 7/16"
 ROLDANA: 20", 24", 30"—3C Máx.,
 Calibre de 1 15/16"
 CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 17 Gals.

REDUCTOR DE ENGRANAJES 57D

Doble reducción
 CLASIF.: 57.000 pg.-lbs. de Torsión Máx.
 RELACION DE ENGRANAJES: 29.32
 DIAM. DEL CIGÜERAL: 4"
 ROLDANA: 20", 24", 27"—2C Máx.,
 20", 25", 27.6"—3B Máx.,
 Calibre de 1 15/16"
 CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 13 Gals.

REDUCTOR DE ENGRANAJES 40D

Doble reducción
 CLASIF.: 40.000 pg.-lbs. de Torsión Máx.
 RELACION DE ENGRANAJES: 29.2
 DIAM. DEL CIGÜERAL: 4"
 ROLDANA: 20", 24"—2C Máx.,
 20", 23.3"—3B Máx.,
 Calibre de 1 11/16"
 CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 7 Gals.

REDUCTOR DE ENGRANAJES 25D

Doble reducción
 CLASIF.: 25.000 pg.-lbs. de Torsión Máx.
 RELACION DE ENGRANAJES: 28.9
 DIAM. DEL CIGÜERAL: 3"
 ROLDANA: 18.4"—2B Máx.,
 Calibre de 1 3/8"
 CAP. ACEITE CAJA ENGRANAJES: 5 Gals.

REDUCTOR DE ENGRANAJES 16D

Doble reducción
 CLASIF.: 16.000 pg.-lbs. de Torsión Máx.
 RELACION DE ENGRANAJES: 35.7
 DIAM. DEL CIGÜERAL: 2 5/8"
 ROLDANA: 15.3"—3A o 2B Máx.,
 Calibre de 1 3/16"
 CAP. ACEITE DE ENGRANAJES: 5 Gals.

NOMENCLATURA

- A: área, pg^2
- B: factor de volumen, $\text{pie}^3/\text{pie}^3$
- Cw: efecto de contrabalanceo
- CDT: carga dinámica total, pie
- D: profundidad, pie
- E: módulo de elasticidad, lb/pg^2
- e: elongación, pg.
- e_d : elongación adicional, pg.
- e_p : elongación neta, pg.
- e_f : elongación final, pg.
- F: fuerza, lb.
- F_p : fuerza en la biela, lb.
- F_L : pérdidas de presión por fricción en la tubería, $\text{pie}/1000 \text{ pie}$
- G: densidad relativa
- g: aceleración de la gravedad, pie/seg^2
- hd: carga de elevación, pie
- HP: potencia del motor, hp.
- K: constante
- Kva: kilovolt amper, kva
- l: longitud, pie
- M: peso molecular, lb_m/bl_m
- N: velocidad de bombeo, spm.
- P: presión, lb/pg^2

- PE: peso específico, lb_f/pie^3
- Pb: presión de burbujeo, lb/pg^2
- Pth: presión en la cabeza del pozo, lb/pg^2
- Ptr; presión en la tubería de revestimiento, lb/pg^2
- Pwf: presión de fondo fluyendo, lb/pg^2
- Pws: presión de fondo estática, lb/pg^2
- q: gasto, $\text{bl}/\text{día}$
- RAA: relación agua-aceite, pie^3/bl
- Rc: rango de carga, lb
- RGA: relación gas-aceite, pie^3/bl
- Rs: relación de solubilidad, pie^3/bl
- S: longitud de la carrera de la varilla pulida, pg .
- V: desplazamiento de la bomba, $\text{bl}/\text{día}$
- Va: volumen promedio por etapa, $\text{bl}/\text{día}$
- Vs: voltaje superficial, V .
- Vtp: volumen total por etapa, $\text{bl}/\text{día}$
- W: peso, lb .
- Wc: contrapeso, lb .
- pt: incremento total de presión, lb/pg^2
- ρ : densidad, lb_m/pie^3
- μ : viscosidad, cp .
- α : fator de aceleración o impulso
- A.e.º**: ángulos, grados.

Subíndices.

f: fluido
g: gas
m: mezcla
o: aceite
r: varilla
t: tubería

BIBLIOGRAFIA

API RP 111

"API Recommended Practice for desing Calculations for
Sucker Rod Pumping Systems (Conventional Units)"
American Petroleum Institute, Third Edition
Texas, 1977

Brown, K.E.

"Gas Lift Theory and Practice"
The Petroleum Publishing Co.
1973

Catálogo LUFKIN

"Lufkin Unidades de Bombeo"
Lufkin Industries, Inc.
Texas, 1981

Catálogo TRW, Reda Pump Division

"Submergible Pumps for the Petroleum Industry"
TRW Reda Pump
1985

Craft, B.C., Holden, W.R. and Graves, E.D. Jr.

"Well Desing, Drilling and Production"
Prentice Hall Inc.
New Jersey, 1962

Díaz, Zertuche Héctor

Apuntes del Curso "Producción de Pozos II"
Facultad de Ingeniería
México, 1986

Karassik, J. y Carter, Igor

"Bombas Centrifugas"
Ed. Cicsa
México

Lea, J.F. and Powers, B.

"Electrical Submergible Pump Teardown Inspection"
Petroleum Engineer International
April 1984

O'Neil, Richard K.

"Aplication and Selection of Electric Submergible Pumps"
Society of Petroleum Engineers
Texas, 1976