

Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA DE PETROLEO



**“Optimización de Producción en Sistemas
de Bombeo Mecánico”**

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO DE PETROLEO

Edgard Bartolo Ramírez Cadenillas

Promoción 1985 - 1

Lima - Perú - 1991

S U M A R I O

Introducción

1. Sistemas de Levantamiento Artificial - Comparación y Selección

1.1 Bombeo Neumático

1.2 Bombeo Hidráulico

1.3 Bombeo Electrocentrífugo

1.4 Bombeo Mecánico

2. Sistemas de Bombeo Mecánico - Descripción de sus Componentes

2.1 Equipo de superficie

2.2 Equipo de subsuelo

3. Mecanismo de Desplazamiento de la Bomba. Irregularidades: Golpe de Fluído, "Gas Lock", Escurrecimiento a través de la bomba, etc.

3.1 Explicación Teórica

3.2 Explicación Dinamométrica en superficie

3.3 "Dinagramas" de bombeo pozo abajo

4. Comportamiento Productivo

4.1 IPR

4.2 Nivel de fluido **versus** régimen de producción. Análisis de la curva y efectos del nivel de fluido sobre la formación

4.3 Capacidad de la bomba y nivel de fluido

5. Diseño del Sistema

5.1 Cálculo y selección de información preliminar para el diseño

- Eficiencia volumétrica en base a datos PVT
- Parámetros de bombeo (Long. de carrera, spm, diámetro de pistón)
- Diseño y selección de sarta de varillas

5.2 Cálculo de los factores de diseño. Cargas, esfuerzos, torques, etc.

- Método de diseño convencional
- Método de API-RP-11L
- Método Dinamométrico

5.3 Determinación de profundidad y producción óptimos de la curva IPR

- Comportamiento de la capacidad de la bomba con la profundidad
- Superposición de la curva de la bomba y la curva IPR para optimizar productividad

6. Aplicación del Diseño y Evaluación Económica

7. Conclusiones y Recomendaciones Finales

Referencias.

INTRODUCCION

El sistema de bombeo mecánico, toma especial importancia por su mayor uso en el país y el mundo, sobre los otros sistemas de levantamiento artificial existentes.

El trabajo presentado, pretende ofrecer un enfoque diferente respecto al diseño convencional de bombeo mecánico.

El sistema de bombeo mecánico, debe entenderse como un conjunto de elementos en superficie y subsuelo diseñados en absoluta dependencia unos de otros y, asociados al comportamiento productivo del pozo (IPR) y las características propias del reservorio.

El conocimiento del comportamiento productivo del pozo (IPR), es de suma importancia para el diseño ó optimización del sistema. Del análisis de la curva IPR del pozo se determina la profundidad de la bomba y producción óptimas

del pozo, requeridos como información básica para el diseño.

La optimización del sistema de bombeo mecánico para aquellos pozos, cuyo diseño original debe ajustarse, ya sea por un mal diseño inicial o porque la productividad declinó con el tiempo; requieren de una evaluación completa del sistema.

Las mediciones físicas de "Dinamómetros" y "Sonolog", suministran toda la información necesaria para evaluar el sistema. Las cartas Dinamométricas permiten detectar y corregir irregularidades en el mecanismo de bombeo: golpe de fluido, fricción al desplazamiento del pistón, escurrimientos a través de la bomba, "Gas Lock", etc. Así mismo, de dichas cartas, la evaluación de cargas en el pozo, esfuerzos, torques, etc., es igualmente importante para balancear la unidad de superficie adecuadamente y prevenir fallas en el sistema.

En aquellos pozos cuyas bombas de subsuelo están sobredimensionadas; es decir, tienen una capacidad de desplazamiento mayor que la producción del pozo, se puede optimizar su productividad corrigiendo la profundidad de asentamiento de la bomba, sin necesidad de sacar todo el equipo de bombeo del subsuelo. En efecto, superponiendo en un gráfico cartesiano de profundidad versus producción las curvas de capacidad del equipo de bombeo y comportamiento productivo del pozo, se determina la profundidad y producción óptimas para el pozo, dado por el punto de cruce de las curvas.

El presente trabajo ha sido realizado para aplicación general. Sin embargo, antes de aplicar el diseño se requiere de un conocimiento completo del área: historia de

producción, mecanismo de impulsión del reservorio, análisis PVT, tipo de fluido, etc.; necesarios para una aplicación efectiva del diseño. Así mismo, el conocimiento del área de trabajo, permite seleccionar, de las ecuaciones y curvas ofrecidas, las que más se ajusten al pozo en análisis.

CAPITULO 1

SISTEMAS DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL. SELECCION Y COMPARACION

En un pozo fluyente hay suficiente energía almacenada en el reservorio, para hacer que el fluido de producción alcance la superficie.

Cuando la energía que tiene un reservorio es pobre, de modo que no pueda desplazar el fluido que contiene hacia superficie, o cuando el volumen de producción deseado es mayor del que puede dar el reservorio por surgencia natural; debemos pensar en un "medio externo de energía", para suplir la energía faltante en el yacimiento y conseguir la producción deseada.

El medio externo de energía, conocido como "SISTEMA DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL", proporciona la energía y el

mecanismo necesario para movilizar el fluido requerido a superficie.

Existen varios sistemas de levantamiento artificial utilizados en la industria del petróleo. La selección de un sistema de levantamiento en particular, dependerá de las características propias de cada pozo y/o reservorio; tales como: Volumen y composición del fluido, índice de productividad, profundidad del pozo, presión y temperatura de fondo, desviación del pozo, GOR, WOR; y otras condiciones de operación como: Presencia de arena, agentes corrosivos, parafina, etc..

Estas particularidades de cada pozo, determinarán la conveniencia o no de utilizar un sistema de levantamiento en particular.

La selección del tipo más adecuado de levantamiento artificial para un pozo o grupo de pozos puede ser fácil o dificultoso; dependiendo, como se señaló, de las particularidades de cada caso.

Dependiendo de consideraciones económicas, pueden usarse 2 sistemas de levantamiento (uno después de otro) para determinados pozos. Por ejemplo en un reservorio que produzca por empuje de gas en solución, se tendrán altos regímenes iniciales de producción; en estos casos, una instalación inicial de "gas lift" continuo o bomba electrosumergible pueden utilizarse y en el futuro al

disminuir la presión o el flujo, pueden ser reemplazadas por otro sistema: Gas Lift intermitente, bombeo hidráulico o mecánico.

A continuación se verá ligeramente las características de los principales sistemas de "Artificial Lift" utilizados hoy en la industria del petróleo.

1.1 BOMBEO NEUMÁTICO O "GAS LIFT"

La fuerza externa proviene de compresores en superficie, los cuales permiten que el gas inyectado al pozo desplace crudo hacia superficie.

Generalmente, el gas se inyecta hacia el pozo a través del espacio anular, el punto de aplicación es una "válvula de trabajo" la cual se abre, para permitir el ingreso del gas hacia el "tubing", a una determinada "presión de apertura". El gas, al ingresar hacia el "tubing" desplace el fluido de producción hacia superficie.

El "Gas Lift" se utiliza en zonas, donde se cuente con suficiente cantidad de gas; en pozos cuya relación gas-petróleo sea alta; así mismo, es el único sistema de levantamiento artificial, capaz de manejar fluido conteniendo arena sin presentar problema alguno, puede usarse en pozos desviados. Por otro lado la corrosión es un factor adverso; así mismo, presenta dificultades al manejo de fluidos viscosos y emulsionados.

"GAS LIFT " CONTINUO: es un proceso de levantamiento de fluidos de un pozo, mediante la inyección continua de gas. La inyección, a través de la "válvula de trabajo" en algún punto de la tubería de producción, permitirá que el gas en solución se incremente en la columna encima de dicho punto, de modo que la gradiente de fluido disminuye, haciendo la columna más liviana y permitiendo el flujo hacia superficie. Este método de producción maneja volúmenes relativamente altos (de 200 a 1000 B/D), para regímenes más pequeños de producción, se puede utilizar el "gas lift" intermitente u otro sistema de levantamiento artificial.

"GAS LIFT" INTERMITENTE: se aplica en pozos cuyos índices de productividad son bajos. Se estima que puede manejar un volumen de producción máximo de 200 B/D. Es un proceso repetitivo, en el cual se inyecta "gas seco". El fluido en la tubería de producción, encima del punto de aplicación será desplazado en forma de pistón hasta la superficie; luego la inyección se detiene, mientras el fluido en la tubería de producción alcanza su nivel anterior; recuperado el nivel, se inyecta nuevamente repitiendo el proceso.

VENTAJAS

- Baja inversión inicial para pozos profundos.
- Alta eficiencia en pozos con alto GOR.
- Alta capacidad para el manejo de fluidos conteniendo arena.

- Alta capacidad para ajustarse a los cambios en las condiciones de producción.
- Muy eficiente en pozos desviados.

DESVENTAJAS

- Requiere un continuo abastecimiento de gas.
- Alto costo operativo, si el gas es comprado.
- Alto costo operativo en presencia de gases corrosivos.
- Alto riesgo en el manipuleo de gas a altas presiones.
- En G.L. continuo requiere de una alta contrapresión (nivel de fluido).

1.2 BOMBEO HIDRAULICO

Este sistema, emplea una corriente de "fluido motriz", que se bombea desde superficie a través de un "manifold" de distribución hacia los pozos correspondientes.

El fluido motriz a alta presión es dirigido hacia la "Bomba Hidráulica" de subsuelo a través de un conducto; el fluido motriz disipado con el fluido de la formación son desplazados hacia superficie a través de otro conducto.

Su mecanismo facilita el uso de inhibidores, los cuales se inyectan al fluido motriz en superficie. Así mismo, con estos sistemas de levantamiento, pueden asistirse hasta 10

pozos, usando solo una unidad de superficie, con el consiguiente menor costo.

BOMBA HIDRAULICA TIPO PISTON: Está relacionado con un sistema reciprocante motor-bomba. El fluido motriz a alta presión es dirigido hacia el motor del sistema, accionando la bomba en un movimiento reciprocante.

Este tipo es adecuado para producir crudos pesados, pero presenta dificultades en pozos de alto GOR y alto contenido de sólidos. Así mismo, puede manipular un máximo de 1200 B/D.

BOMBA HIDRAULICA TIPO JET: No emplea partes móviles como el caso anterior. El efecto de bombeo, se lleva a cabo por medio de la transferencia del "momento" (cantidad de movimiento) entre el fluido motriz y el fluido producido.

El fluido motriz bombeado desde superficie hacia el "tubing" ingresa a la bomba y pasa a través de la boquilla de ésta, donde, toda la presión del fluido motriz es convertida en energía cinética. El fluido de producción es arrastrado por el fluido motriz y el flujo total ingresa al "cuello" de la bomba. Durante este proceso, el fluido motriz pierde "momento" y energía que es transferido al fluido de producción.

El fluido mixto en el cuello o "garganta" ingresa al difusor, cuyas secciones de áreas gradualmente crecientes,

convierten la energía cinética en potencial, alcanzando una presión estática mucho mayor que la del "casing", permitiendo el flujo hacia superficie por el anular.

Estas bombas son capaces de desplazar hasta 30,000 B/D; por otro lado, el sistema requiere de presiones bastante altas del fluido motriz en superficie.

VENTAJAS

- Es flexible a los cambios en las condiciones de producción.
- Las bombas de subsuelo tipo "libre", no requieren de unidad de S/P (Servicio de Pozo) para ser extraídas.
- Puede usarse en pozos desviados.
- Bajo costo de inversión para pozos profundos que producen más de 400 B/D.
- Puede ser automatizado.
- Muy ventajoso para tratamiento químico.

DESVENTAJAS

- Requiere limpieza continua del fluido motriz.
- Alto riesgo en el manejo del sistema por las altas presiones del fluido motriz en superficie.
- Su diseño es complicado.

- Presenta graves problemas en el manejo de arena y gas.
- Pérdida de fluido motriz en superficie si el sistema presentara fallas.

1.3 BOMBEO ELECTROCENTRIFUGO

La instalación típica de subsuelo consiste de un motor eléctrico en la parte inferior, un protector (cuya función es evitar que el aceite del motor se contamine con el fluido del pozo) y la bomba centrífuga; conectados a la tubería de producción.

La fuerza eléctrica es transmitida al motor a través de un cable que va engrapado a la sarta de "tubing".

El equipo de superficie está conformado por un tablero de control y un transformador de voltaje. La energía eléctrica, proviene generalmente de una central eléctrica, aún cuando también puede utilizarse un grupo electrógeno en la locación del pozo.

El sistema de bombeo electrosumergible, como también se le conoce, es usado generalmente en pozos con altos regímenes de producción. La bomba es una centrífuga multietapa que puede ser diseñada con suficiente número de etapas para levantar encima de 12,000 pies y bombear entre 250 y 60,000 Bls/día. Cabe indicar, sin embargo, que a grandes profundidades puede presentar restricciones en su funcionamiento debido a las altas temperaturas. De aquí

que se recomienda su uso a profundidades no mayores a 8,000 pies.

VENTAJAS

- Es capaz de producir altos volúmenes de fluido en pozos someros y medios.
- Bajo costo de inversión inicial para pozos someros.
- Puede ser automatizado.
- Puede usarse en pozos desviados (con restricciones menores).

DESVENTAJAS

- Para la reparación de la bomba requiere sacar toda la instalación de subsuelo, con mayor demanda de tiempo en cada S/P (Servicio de Pozo).
- La presencia de incrustaciones en el fluido de producción puede ser fatal para la operación del sistema.
- Presenta dificultad en el manejo de arena o gas.
- Falta de flexibilidad para ajustarse a cambios en las condiciones de producción.

1.4 BOMBEO MECANICO

Este sistema utiliza como medio externo de energía un motor que acciona la unidad de superficie, la cual transmite a

través de la sarta de varillas el movimiento requerido por la bomba de subsuelo para desplazar el fluido de producción hacia superficie.

La principal ventaja es su facilidad de operación para el personal. Así mismo, la instalación, tanto de subsuelo como de superficie, es relativamente fácil de operar. Otra ventaja es el manejo de un amplio rango de regímenes de producción (Desde 10 B/D hasta 800 B/D). Los volúmenes más altos de producción se alcanzan con las unidades de bombas balanceadas por aire, las cuales ofrecen mayores capacidades de levantamiento y longitudes de carrera que alcanzan 300 pulg. de recorrido.

La máxima profundidad de asentamiento de la bomba con unidades de gran capacidad de carga y varillas adecuadas, puede alcanzar los 10,000 pies.

Una de las principales limitaciones a su uso, se presenta en pozos con alto GLR, la eficiencia volumétrica en estos casos alcanza valores de 20-30%, lo cual perjudica en alto grado el equipo de subsuelo y superficie, es decir todo el sistema, como se verá oportunamente. Otra ventaja es el alto costo de las unidades de bombeo, especialmente aquellas de gran capacidad. Así mismo, presenta ciertas limitaciones al manejo de fluidos corrosivos, los cuales pueden deteriorar el equipo de subsuelo, acelerando fallas en las varillas y/o en la tubería de producción, provocando

continuos trabajos de servicio de pozos, con el consiguiente incremento de los costos de producción.

Cabe indicar también que el manejo de fluidos, conteniendo sólidos (arena, arcilla u otros), no obstante existan bombas de subsuelo diseñados para estos casos, sigue provocando dificultades en la operación de estas bombas.

VENTAJAS

- Facilidad de operación para el personal.
- Diseño es relativamente simple.
- Baja inversión inicial para volúmenes de producción relativamente bajos en pozos someros y medios (7000 pies).
- Permite mantener un nivel de fluido bajo en el pozo.
- Puede usarse en pozos con problemas de corrosión o incrustaciones.
- Puede automatizarse.

DESVENTAJAS

- Alta inversión inicial para altos volúmenes de producción en pozos medios y profundos.
- Las varillas tienen un esfuerzo máximo de trabajo, el cual puede alcanzarse en pozos profundos, en los cuales se requiera bombas de gran capacidad.

- Presenta algunos problemas en pozos desviados.
- Para reparación de la bomba, deben sacarse las varillas.
En el caso de las bombas de "tubing", requieren sacar además, la tubería de producción.

CUADRO COMPARATIVO DE LOS SISTEMAS DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL

	BOMBEO MECANICO		BOMBEO ELECTROSUBMERSIBLE		BOMBEO MECANICO	
	BOMBEO NEUMATICO	BOMBEO HIDRAULICO	BOMBA TIPO JET	BOMBA TIPO PISTON	BOMBEO ELECTROSUBMERSIBLE	BOMBEO MECANICO
1. Capacidad de producción	GL intermitente: hasta 200 B/D GL continuo: hasta 1000 B/D	Hasta 30,000 B/D	Hasta 1,200 B/D	De 250 hasta 60,000 B/D	De 10 a 800 B/D	
2. Prof. Max.	12,000 pies	15,000 pies	18,000 pies	8,000 pies	10,000 pies	
3. Alta relación gas-liquido (GLR)	Alta eficiencia en pozos con alto GLR	Cierta flexibilidad en el manejo de fluidos con presencia de gas.	Baja eficiencia en pozos con alto GLR	Manejo limitado de gas. Un separador de gas en la bomba de subsuelo puede mejorar su eficiencia	Baja eficiencia en pozos con alto GLR	
4. Sólidos (arena, arcilla)	Alta capacidad en el manejo de fluidos arenosos	Pobre capacidad, altas concentraciones pueden obstruir la bomba	Pobre capacidad en manejo de fluido arenoso	Pobre capacidad, fluido arenoso reduce vida útil de la bomba	Se utilizan bombas especiales para estos fines. Manejo limitado	
5. Parafina	Baja capacidad en el manejo de parafina	Alta capacidad	Alta capacidad	Alta capacidad	Manejo limitado en presencia de parafina.	
6. Incrustaciones	Baja capacidad en manejo de incrustaciones	Baja capacidad	Baja capacidad	Pobre capacidad en el manejo de incrustaciones	Buena capacidad en manejo de incrustaciones	
7. Pozos divergidos	Aplicable	Aplicable	Aplicable	Aplicable	No recomendable	
8. Tratamiento químico en el pozo.	Aplicable con mediana eficiencia.	Se aplica con alta eficiencia para emulsión, corrosión e incrustantes.	Se aplica con alta eficiencia.	Aplicable con mediana eficiencia.	Aplicable con mediana eficiencia.	

CAPITULO 2

SISTEMAS DE BOMBEO MECANICO. DESCRIPCION DE SUS COMPONENTES

El sistema de bombeo mecánico consiste esencialmente de cinco partes, las que pueden asociarse en 2 grupos:

EQUIPO DE SUPERFICIE, comprende:

1) La unidad de Bombeo; transforma el movimiento rotativo del motor a otro movimiento lineal oscilatorio de bombeo.

2) La Caja Reductora; reduce la velocidad rotativa del motor a la velocidad rotativa deseada; ésta última será transformada a lineal por la unidad de bombeo.

3) El motor de Superficie; proporciona la fuerza necesaria al sistema.

EQUIPO DE SUBSUELO, constituido por:

1) Bomba de subsuelo; la cual se encarga de desplazar el fluido del pozo hacia superficie.

2) La Sarta de Varillas; que transmiten el movimiento y la fuerza necesaria a la bomba de subsuelo.

También es necesario incluir a la sarta de "tubina" e "casing", a través de los cuales, las varillas operan y conducen el fluido bombeado hacia superficie.

2.1 EQUIPO DE SUPERFICIE

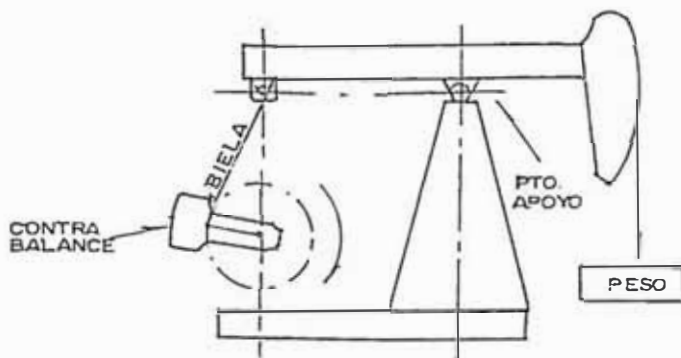
2.1.1 Unidad de Bombeo

Existen 2 clases de unidades de bombeo mecánico:

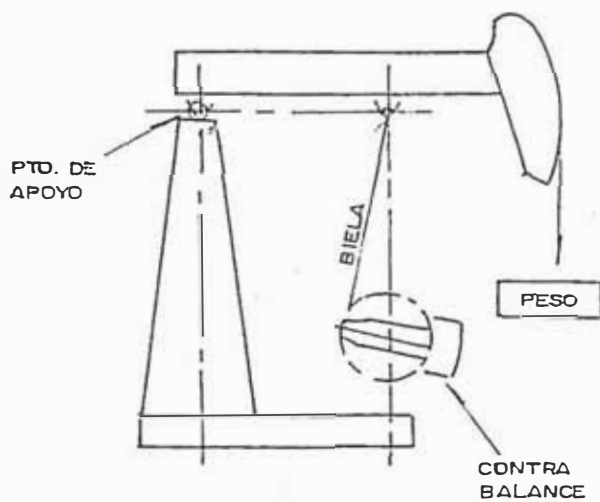
(1) UNIDADES CONVENCIONALES, cuyas cajas reductoras han sido montadas en la parte posterior de la unidad con el punto de apoyo ubicado en el centro de la viga balancín;

(2) UNIDADES MARK II Y BALANCEADAS POR AIRE, en las cuales, la caja reductora ha sido montada en la parte frontal de la unidad y el punto de apoyo ubicado en la parte posterior de la viga (figura No.2.1).

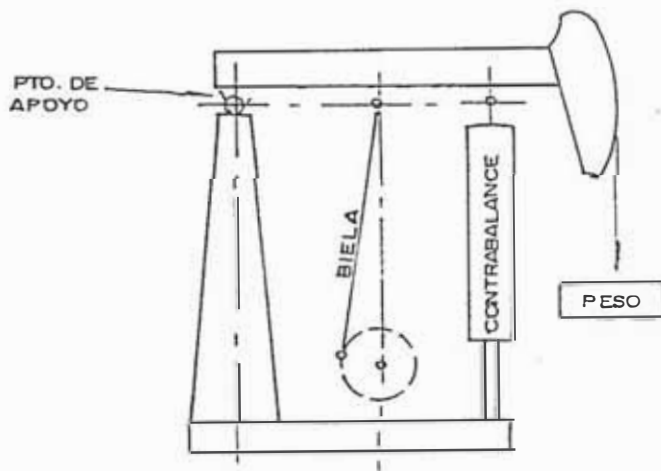
FIGURA 2.1



UNIDAD CONVENCIONAL



UNIDAD MARK II



UNIDAD BALANCEADA POR AIRE

En una unidad de superficie convencional (figura No. 2.2), el movimiento rotativo de la manivela ó "crank", es convertido en movimiento oscilatorio lineal por medio de la viga balancin. La manivela es conectado hacia la viga balancin por medio de la biela. La viga balancin es soportado por el poste maestro y el crujete correspondiente.

El varillón pulido y el prensaestopa, mantiene un buen sello en superficie, derivando el fluido bombeado hacia la línea de flujo lateral.

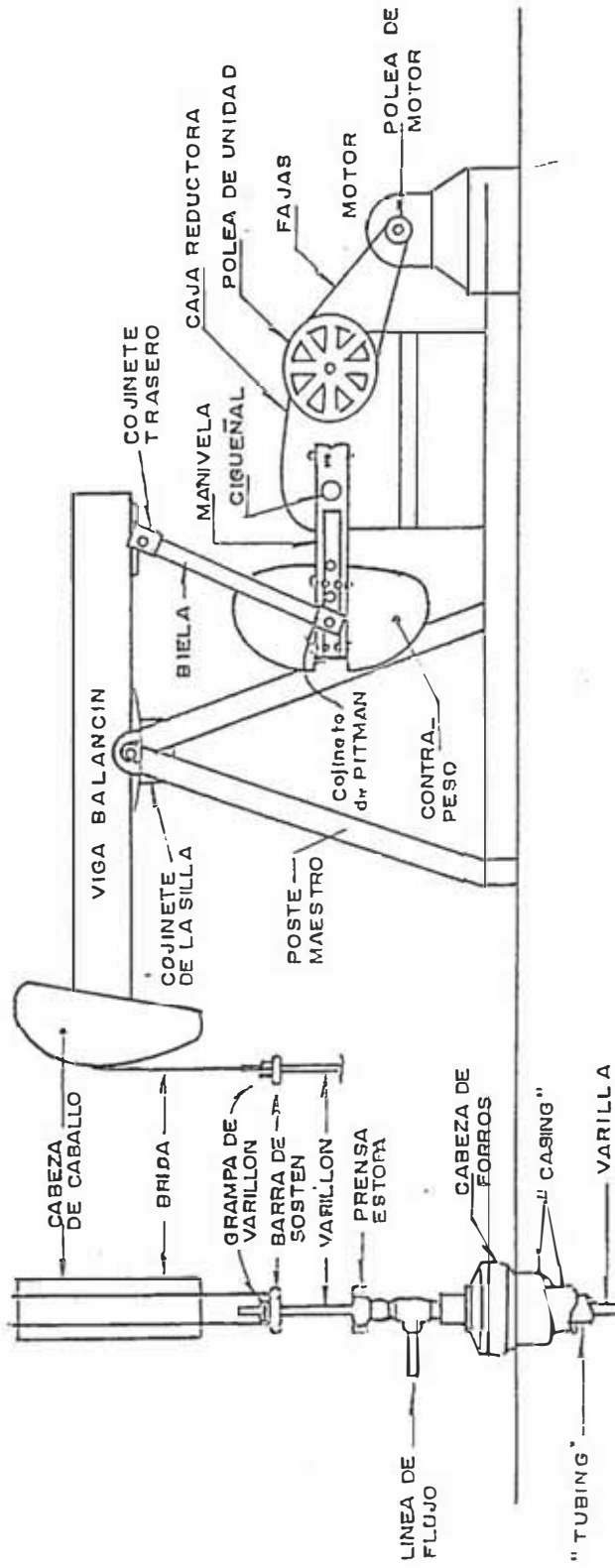
Estas unidades de bombeo, están disponibles en un amplio rango de capacidades. Las longitudes de carrera varían desde 12 pulg. a 300 pulg. La longitud de carrera para alguna unidad en particular puede variar de 3 a más longitudes diferentes, variando la conexión de la biela en la manivela.

Las capacidades de las varillas y la estructura son expresadas en términos de la máxima carga permitida por el varillón, la cual puede variar desde cerca de 3,000 lbs. a valores encima de 47,000 lbs.

2.1.2 CAJA REDUCTORA

Es un elemento importante del sistema de transmisión de velocidades de la unidad de superficie. Consiste de un conjunto de engranajes en un baño de lubricación dentro de una "caja reductora".

FIGURA 2.2



UNIDAD DE BOMBEO CONVENCIONAL

Reduce la velocidad de transmisión hasta un valor equivalente a la velocidad de bombeo en el pozo.

2.1.3 MOTOR DE SUPERFICIE

Como se indicó, proporciona la fuerza necesaria al sistema. La polea del motor transmite movimiento a la polea de la unidad; ésta, unida a la caja reductora a través de un eje, acciona sus engranajes reduciendo más la velocidad hasta el valor requerido para bombear el pozo.

Se usan mayormente motores eléctricos en lugar de motores a combustión por su bajo costo inicial y de mantenimiento. Así mismo, los motores eléctricos pueden ser automatizados, facilitando considerablemente su operación.

2.2 EQUIPO DE SURSUELO

2.2.1 BOMBAS DE SUBSUELO

Como se señaló éstas bombas son accionadas por una sarta de varillas y una unidad de bombeo en superficie. Cada bomba, sea cual fuere el tipo, contiene cuatro elementos esenciales:

- 1) Barril de trabajo
- 2) Pistón
- 3) Una válvula de admisión (válvula fija)
- 4) Una válvula de descarga (válvula viajera)

Las bombas de subsuelo para sistemas de bombeo mecánico pueden ser divididas en 3 tipos:

- 1) Bombas de "tubing".
- 2) Bombas de varillas (o inserto).
- 3) Bombas de "casing".

La diferencia principal entre una bomba de "tubing" y una de varillas o inserto es la forma como éstas son instaladas. Con la bomba de "tubing", el barril de trabajo es conectado a la base de la sarta de "tubing" y es bajada hasta el pozo como parte de la tubería. En las bombas de inserto el barril de trabajo es bajado al pozo con la sarta de varillas, como parte integral de la bomba de subsuelo.

2.2.1.1 BOMBAS DE "TUBING"

La principal ventaja es que éstas tienen mayor capacidad de desplazamiento que las bombas de inserto, porque diámetros mayores de pistón, pueden ser usados con los grandes barriles de trabajo de las bombas de "tubing". Por otro lado cuando estas bombas requieran de reparación, se necesita sacar todo el equipo de subsuelo para que pueda ser extraída a superficie.

Por esta razón estas bombas son usadas generalmente, sólo cuando la producción deseada no puede ser obtenida con una bomba de inserto con los parámetros de trabajo (longitud de

carrera, spm) permisibles de la unidad de bombeo seleccionada.

2.2.1.2 BOMBAS DE INSERTO O VARILLAS

La principal ventaja es que éstas se conectan a la sarta de varillas y el conjunto de la bomba (pistón y barril de trabajo) pueden ser removidos del pozo con la sarta de varillas sin necesidad de sacar la tubería de producción. En este caso el conjunto de la bomba es bajado con las varillas dentro de la tubería. La bomba queda sostenida en el interior de un niple de asiento generalmente mediante unas "copas" que pueden estar ubicadas en el tope o en la base de la bomba, las cuales encajan en el "niple de asiento"; así, la bomba queda fija al interior de la tubería mientras el pistón accionado por las varillas puede moverse libremente, bombeando fluido hacia superficie.

2.2.1.3 BOMBAS DE "CASING"

Este tipo de bomba no utiliza tubería de producción. El fluido es bombeado a superficie a través del "casing". Estas bombas son bajadas al pozo con la sarta de varillas y un "packer"; éste, como las "copas de asiento" para el caso de las bombas de inserto, puede estar ubicado en el tope o base de la bomba.

La bomba de "casing", es solo una versión diferente de la bomba de varillas, desde que, es sentada y operada de la

misma manera. Es usada generalmente para desplazar grandes volúmenes de producción en pozos poco profundos.

CLASIFICACION API DE BOMBAS DE SUBSUELO (FIGURA No. 2.3) El Instituto Americano de Petróleo ha establecido la siguiente clasificación:

- BOMBAS DE "TUBINS" CON O SIN ZAPATA Y NIPLÉ DE EXTENSION (TH, TW, TL, TWE, TLE). Según se indica en la fig. No. 2.4 la letra "T" significa de "Tubing"; "H" cilindro con pared gruesa; "W" cilindro de pared delgada; "L" con camisa; "E" extensión.

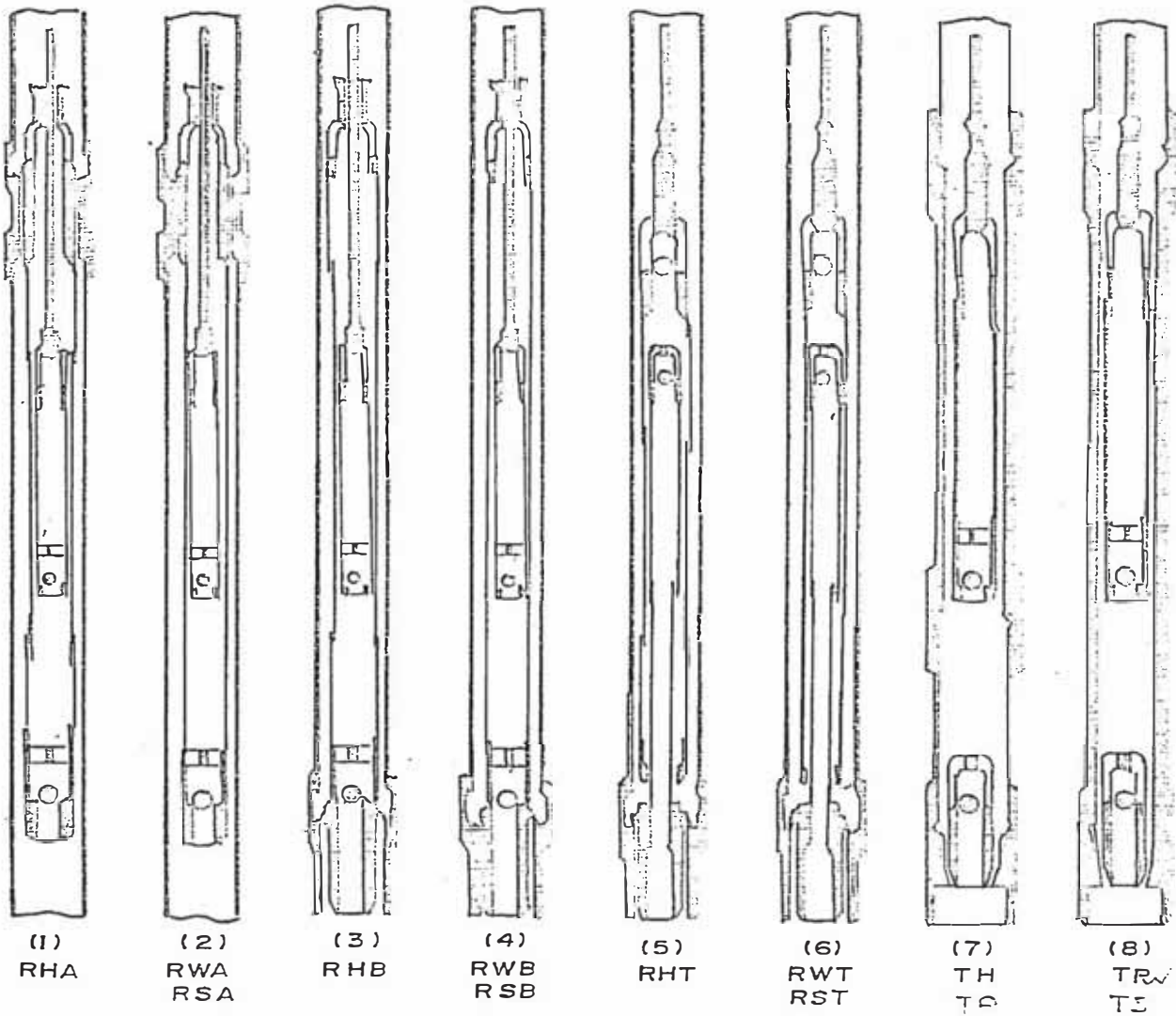
- BOMBAS DE VARILLAS CON BARRIL ESTACIONARIO Y ANCLAJE EN EL TOPE (RHA, RWA, RLA, RSA) igualmente según la nomenclatura API de la FIG. 2.4, la letra "R" significa varillas; "H" barril con pared gruesa; "W" barril de pared delgada; "L" camisa; "A" anclaje en el tope; "S" barril de pared delgada con pistón de copas y/o anillos.

- BOMBAS DE VARILLAS CON BARRIL ESTACIONARIO Y ANCLAJE EN LA BASE (RHB, RWB, RLB, RSB). La letra "R" significa varillas; "H" barril con pared gruesa; "W" barril de pared delgada; "L" camisa; "B" anclaje en la base; "S" barril de pared delgada con pistón de copas y/o anillos.

- BOMBAS DE VARILLAS CON BARRIL VIAJERO (RHT, RLT, RWT, RST). Según la misma nomenclatura API, de la FIG. 2.4, "R" significa varillas; "H" barril con pared gruesa; "L" camisa; "W" barril de pared delgada; "S" barril de pared

FIGURA 2.3

CLASIFICACION API DE BOMBAS DE SUBSUELO



delgada con pistón de anillos y/o copas; "T" varilla viajero.

2.2.2 SARTA DE VARILLAS

Es un complejo sistema vibratorio, que transmite energía desde el equipo de superficie hasta la bomba de subsuelo.

La adecuada selección de la sarta de varillas que puede ser continua o combinada (sarta cónica), permitirá la selección óptima de la unidad de bombeo en superficie.

El (los) tipo (s) de varilla (s) a utilizarse están relacionados con el diámetro del pistón y la profundidad del pozo; es decir, están relacionadas directamente con las cargas de fluido que el sistema debe manipular, otro factor importante, en el diseño de la sarta de varillas, es el tipo de fluido a ser bombeado, si éste presenta agentes corrosivos tales como sulfuro de hidrogeno, dióxido de carbono u otros, el esfuerzo máximo de trabajo de las varillas disminuye en relación al caso de un medio no corrosivo.

Existen diferentes grados de varillas, unos más resistentes a la corrosión que otros, según los elementos que intervienen en su composición.

El principal constituyente de todas las varillas es el HIERRO. La mayoría de las varillas de acero contiene más de 90% de hierro, éste, sin embargo, solo, sin aditivos, es

débil; otros elementos tienen que sumarse a su composición para lograr la resistencia requerida.

Entre los materiales que suelen ser utilizados para la fabricación del acero de aleación para varillas de pozos están las siguientes:

CARBÓN, es un ingrediente esencial de todo acero y es utilizado para aumentar la resistencia y dureza del material.

MANGANESO, combinado con azufre, logra hacer del acero menos friable, actúa también como un desoxidante y reduce la formación de óxido de hierro que comúnmente tiende a debilitar la aleación. Las varillas, con el 1% de manganeso logran una alta resistencia, la misma que también puede alcanzarse con igual o menor porcentaje de carbón.

SILICIO, parecido al manganeso, es usado como un desoxidante. La mayoría de las varillas contienen entre 0.15 y 0.35% de este elemento.

NIQUEL, permite combatir a agentes corrosivos como el sulfuro de hidrógeno u otros gases corrosivos. También tiene un efecto de endurecimiento sobre el acero.

VANADIO, incrementa la dureza del acero, aún usado en pequeñas cantidades.

BORO, igual que el VANADIO, incrementa la dureza. Es un aditivo fuerte, solo interviene con algunas milésimas de 1%.

CROMO, forma un carburo estable y contribuye a la dureza del acero. También ofrece resistencia a la corrosión. Se encuentra en altos porcentajes en todos los tipos de acero inoxidable. Para pozos de petróleo, sin embargo, resulta ser menor resistente que el NIQUEL, a la corrosión por sulfuro de hidrógeno.

MOLIBDENO, es uno de los más fuertes agentes de endurecimiento entre los elementos de aleación, aunque menos efectivo que el carbón.

En general el máximo esfuerzo de trabajo permitido no debe ser mayor de alrededor de 30,000 - 40,000 psi. En fluidos corrosivos, el máximo esfuerzo de trabajo, como se indicó debe disminuir.

GRADOS API DE VARILLAS

1. GRADO K: son varillas de Niquel-Molibdono, resistente a la corrosión. Su tensión mínima a la tracción es de 82,000 psi.

2. GRADO C: son varillas de Carbono-Manganeso. Su tensión mínima es de 90,000 psi. La mayoría de pozos usa este tipo.

3. GRADO D: varillas de alta tensión de aleación Níquel-Cromo-Molibdeno. Tensión mínima de 115,000 psi.

DIAGRAMA MODIFICADO DE GOODMAN (FIGURA 2.5)

Para el diseño de una sarta de varillas, se considera en primer lugar el límite de esfuerzos permisibles. El diagrama modificado de Goodman permite determinar los esfuerzos máximos permisibles para varillas según la siguiente expresión:

$$SA = (T/4 + 0.5625 SMN) SF$$

Donde: SA , esfuerzo máximo permisible, psi..

T , resistencia mínima a la tracción, psi.

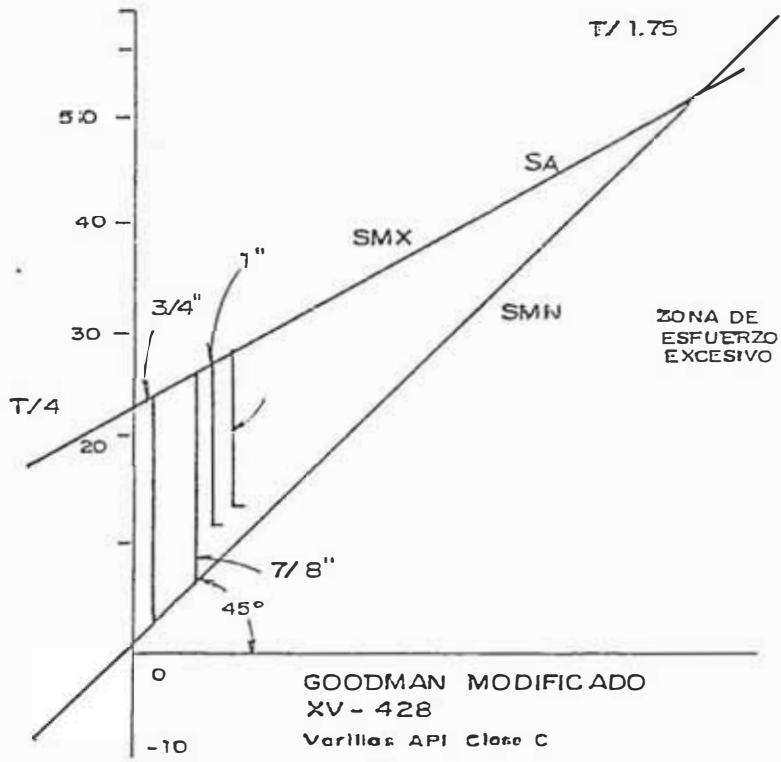
SMN, esfuerzo mínimo, psi..

SF , factor de servicio, para fluidos

no corrosivos este factor es 1.

FIGURA 2.5

DIAGRAMA MODIFICADO DE GOODMAN



SMX ESFUERZO MAXIMO psi
SMN ESFUERZO MINIMO psi

CAPITULO 3

MECANISMO DE DESPLAZAMIENTO DE LA BOMBA

3.1 EXPLICACION TEORICA

3.1.1 COMPORTAMIENTO IDEAL DE LA BOMBA

La unidad de superficie se encarga de transmitir el movimiento oscilatorio necesario a las varillas y la bomba de subsuelo para elevar el fluido a la superficie.

cuando el émbolo ha culminado su recorrido descendente; en ese instante las 2 válvulas estarán "instantáneamente" en reposo y cerradas ambas, soportando la carga hidrostática.

Al iniciarse el recorrido ascendente, el pistón ejerce un efecto de succión disminuyendo la presión entre las 2 válvulas, esto permite que la válvula fija se levante de su asiento debido a la presión del fluido de formación que ingresa al cilindro, siguiendo al pistón en su recorrido ascendente; al completar este recorrido y cesar el efecto de succión, la válvula fija cae sobre su asiento y evita, si fuera el caso, que el fluido en el cilindro regrese hacia la formación. Al iniciar el recorrido descendente con la válvula fija cerrada, el fluido dentro del barril es sometido a compresión hasta que levante la válvula móvil de su asiento; el pistón, entonces efectúa su recorrido descendente permitiendo que el fluido pase a través de la válvula viajera abierta hacia el espacio superior. Este proceso se repite miles de veces durante el día (Figura No. 3.1)

Veamos ahora que ocurre con la bomba de subsuelo, cuando por alguna razón se detiene de pronto una unidad de bombas:

Cuando se detiene el émbolo en plena carrera descendente, la válvula viajera se cierra y alcanza el equilibrio de presiones con la válvula fija; es decir, ambas estarán cerradas y cada una soportará una presión equivalente a la columna de fluido encima de ellas.

Si el émbolo se detiene en plena carrera ascendente, la válvula móvil soportará una presión equivalente a la columna de fluido encima de ella, y por supuesto estará

cerrada. La válvula fija, sin embargo, se cierra al detenerse la succión y no estará sometida a la carga de la columna, puesto que el volumen admitido encima de la válvula fija estará en equilibrio con la presión de sumergencia.

3.1.2 FACTORES QUE AFECTAN EL COMPORTAMIENTO IDEAL DE LA BOMBA.

Son muchos los factores, que pueden alterar el comportamiento teórico de la bomba de subsuelo, podemos citar entre los principales:

- Profundidad de la bomba, diámetro, carrera y velocidad de bombeo.
- Características del fluido (PVT).
- Condiciones anormales en la bomba.
- Factores de fricción o resistencia.

Estos factores en forma individual o asociados, pueden facilitar la ocurrencia de condiciones irregulares en el ciclo de bombeo:

3.1.2.1 GOLPE DE FLUIDO

A medida que el pistón desplaza fluido, el llenado del cilindro de la bomba debe ser uniforme y completo hasta el final de la carrera ascendente. Un llenado parcial, ocasiona que la válvula viajera no se abra al inicio de la

carrera descendente; el émbolo entonces, recorre parcialmente esta carrera con la carga de fluido, hasta encontrar el "nivel de llenado", con el cual "chocara", provocando un fuerte impacto debido a su mayor velocidad en los puntos intermedios de su recorrido.

El impacto en la bomba, conocido como "GOLPE DE FLUIDO", es transmitido en forma de vibraciones a la sarta de varillas y unidad de superficie. Estas vibraciones de torsión en la carrera descendente provocan pandeo y/o desenroscado de los coples de varillas.

Desde que el golpe de fluido es un fenómeno repetitivo (17,280 golpes en un día para una velocidad de 12 spm), los resultados son serios perjuicios en los componentes del sistema, disminuyendo su vida útil.

Este fenómeno de "golpeteo" que puede en muchos casos no ser susceptible a la vista, se manifiesta generalmente en pozos cuyas bombas de subsuelo se quedan sin nivel de fluido. Por otro lado, se evita este fenómeno, dimensionando adecuadamente la bomba de subsuelo, de modo que la capacidad de desplazamiento de ésta, este en equilibrio con el aporte productivo del reservorio .

3.1.2.2 COMPRESION DE GAS

Cuando el fluido tiene un alto contenido de gas en solución; dependiendo de la "presión de admisión en la bomba", se presentará gas libre en la carrera ascendente,

debajo de la válvula viajera; en este caso, la transferencia de la carga de fluido de la válvula viajera a la válvula fija en la carrera descendente no será instantánea, estará acompañado de una compresión gradual del gas liberado en el cilindro. Este fenómeno común en reservorios de "gas en solución", es parecido al "golpe de fluido"; éste último, sin embargo, no está asociado necesariamente con la presencia de gas liberado en la bomba.

3.1.2.3 "GAS LOCK" O CAMARA DE GAS

Se presenta en pozos con alto GLR y consiste en un entrapamiento de fluido gaseoso en el cilindro entre las 2 válvulas. La bomba continúa en movimiento; sin embargo deja de producir por no haber admisión, ni descarga (válvulas cerradas); el movimiento recíprocante del pistón comprime el gas atrapado en la carrera descendente y provoca su expansión en la carrera ascendente.

Este fenómeno ocurre por dos razones: la válvula viajera no se abre rápidamente en la carrera descendente (compresión de gas), la compresión alcanzada no es suficiente para vencer la presión hidrostática encima del pistón y hacer saltar de su asiento a la válvula viajera. La segunda razón es que la presión dinámica de fondo alrededor de la bomba, no es suficiente para empujar hacia arriba la válvula fija de su asiento, durante la carrera ascendente,

provocándose la expansión del fluido atrapado, sin admisión del fluido de formación.

3.1.2.4 DEMORA EN EL CIERRE DE LAS VALVULAS

En fluidos de baja viscosidad, tales como agua; la bola de la válvula fija, levanta solo cerca de 1/8 de pulgada; mientras que la altura que levanta la bola de la válvula viajera depende de la velocidad del émbolo.

En fluidos muy viscosos, hay una notable demora en la acción de la válvula; así mismo, hay menos vibración, pero el levantamiento de la bola es mayor e igual a la máxima permitida por la "jaula", excepto en velocidades de pistón muy bajas. La demora en el cierre ó apertura de la válvula, como se observa en cartas dinamoétricas tomadas en pozos de fluidos muy viscosos, representa una considerable pérdida de carrera.

La apertura de la válvula fija depende de la compresibilidad del fluido y del espacio "muerto" entre las válvulas fija y móvil. Si hacemos pequeño este espacio, la apertura de la válvula fija será más rápida al inicio de la carrera ascendente.

3.1.2.5 ESCURRIMIENTO A TRAVES DE LAS VALVULAS

La presencia de sólidos en el fluido (arenas, arcillas, etc) pueden provocar un mal funcionamiento de las válvulas de bola y asiento; ocurre cuando los granos o partículas de

arena u otro elemento sólido se depositan entre el asiento y la bola de la válvula, impidiendo el cierre o sello completo. Esto provoca una pérdida continua de fluido a través de la válvula.

Se recomiendan bombas de inserto para manejar fluido arenoso, debido a la pequeña sección transversal y por ende mayor velocidad de flujo.

Elementos extraños, tales como: Partículas metálicas, vípos, etc.; que se han filtrado hacia la bomba por descuido de los operadores, también pueden provocar escurrimiento a través de la válvula.

3.1.2.6 ESCURRIMIENTO A TRAVES DEL PISTON Y CILINDRO DE LA BOMBA

El escurrimiento se presenta debido a altas presiones hidrostáticas en pozos profundos, cuando no se ha usado un pistón de ajuste preciso.

Para minimizar esta pérdida a través del pistón, es conveniente determinar el límite hasta el cual el pistón puede ser reducido y el ajuste o juego incrementado, sin disminuir la eficiencia de la bomba por escurrimiento.

Con este fin, se deben efectuar pruebas de filtración (escurrimiento), para diferentes diámetros de pistón, longitudes y ajustes.

En la práctica, sin embargo, existen otras consideraciones, para determinar el límite de ajuste.

La presencia de sólidos (arena) puede provocar perjuicios, tanto en el cilindro como pistón; los granos sólidos tienden a depositarse en el ajuste entre el pistón y cilindro, ocasionando rayaduras a sus paredes externa e interna respectivamente; al paso del tiempo ensanchan el ajuste, provocando filtraciones que disminuyen la eficiencia de bombeo.

El diámetro de los granos de arena debe considerarse como un límite superior apropiado para el "ajuste" del pistón en pozos con fluido arenoso.

3.1.2.7 RESISTENCIA A TRAVÉS DE LA BOMBA

Una resistencia significativa a través de la bomba, se presenta en el manejo de fluidos viscosos.

Una baja caída de presión (menor resistencia) sobre la válvula fija y alrededores de ésta, significaría en la práctica una menor liberación de gas, durante la carrera ascendente, resultando por tanto en un llenado más completo de la bomba; lo cual se puede conseguir con bombas de gran diámetro.

Las pequeñas bombas de inserto, se consideran inadecuadas para desplazar fluidos muy viscosos, debido a su alta resistencia al flujo comparado con las bombas de "tubing".

Por otro lado, también para fluidos viscosos se puede presentar una "resistencia" al movimiento relativo entre el pistón y cilindro de la bomba. Esta fuerza de arrastre en la carrera descendente puede generar un empuje hacia arriba, equivalente en algunos casos, al peso de varios cientos de pies de varillas, causando deformación en la parte baja de la sarta. Se recomienda el uso de bomba de "tubing" para el manejo de fluidos viscosos.

En el manejo de fluidos conteniendo sólidos; la presencia de arena o carbonatos en la bomba, ocasiona frecuentemente, restricciones al desplazamiento del pistón. Este tipo de resistencia al movimiento del émbolo, puede presentarse tanto en la carrera ascendente como en la descendente. El caso extremo ocurre cuando el pistón se atasca completamente, deteniendo el funcionamiento del sistema.

3.2 INTERPRETACION DINAMOMETRICA EN SUPERFICIE

3.2.1 COMPORTAMIENTO TEORICO DE LA BOMBA

Las cartas dinamométricas (diagramas de carga versus desplazamiento) son registros continuos de la resultante de todas las fuerzas que actúan sobre el varillón pulido, durante un ciclo de bombeo. Su principal aplicación es la interpretación de la bomba de subsuelo. Cada vez que la bomba efectúa una embolada, señales de esfuerzo se envían a través de la sarta de varillas hacia superficie, donde son registradas por el dinamómetro.

Dos (2) cartas dinamométricas representando ciclos teóricos de bombeo se muestran en la Figura 3.2 para el caso de varillas elásticas e inelásticas.

La parte A de la Fig. 3.2 es un rectángulo y representa un caso ideal:

- Las varillas son completamente rígidas.
- La transmisión de movimiento de superficie hacia el pistón es instantánea.
- No existen efectos dinámicos.
- No hay vibración.
- Los componentes del sistema actúan con un 100% de eficiencia.

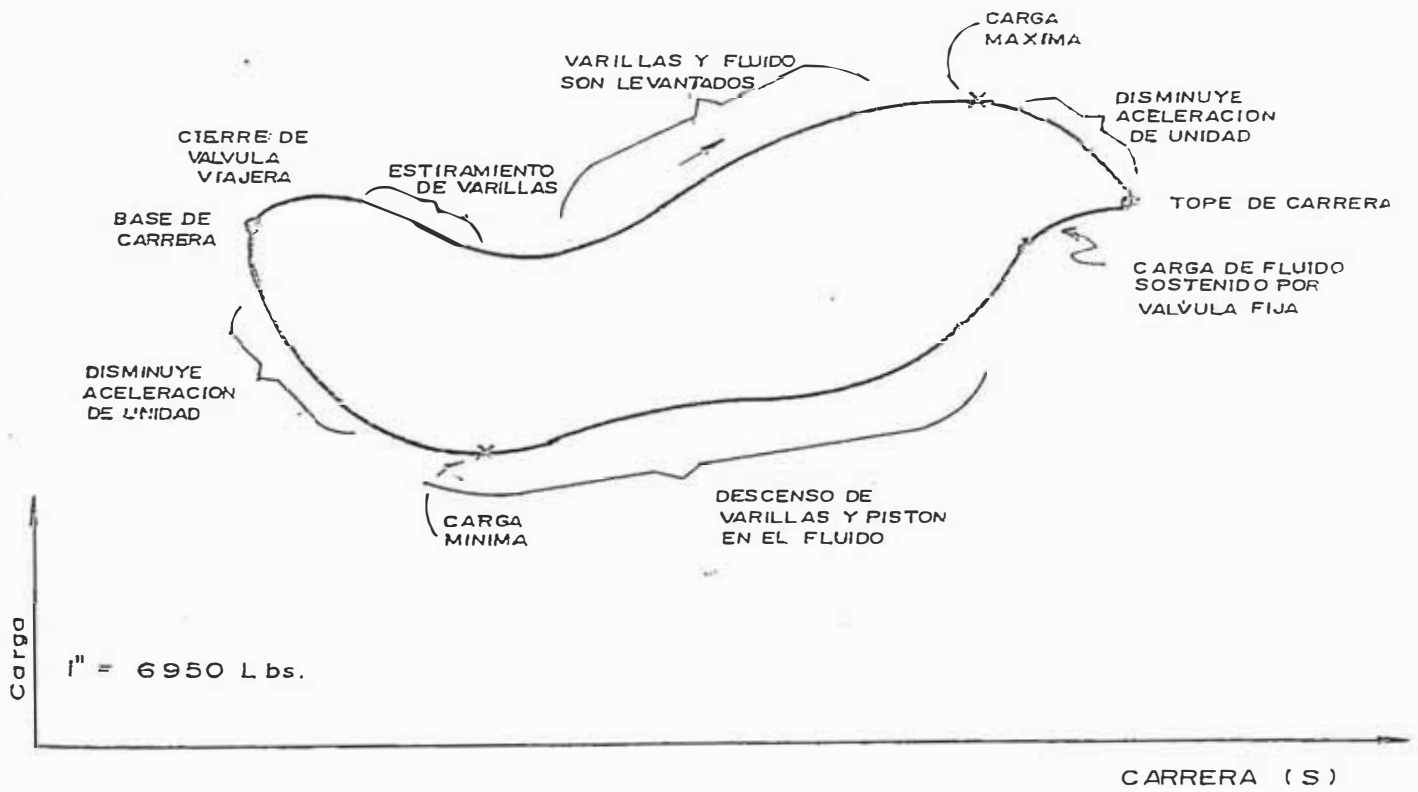
La válvula viajera se cierra al inicio de la carrera ascendente y asume la carga con la sarta de varillas instantáneamente (de "a" hasta "b" Fig. 3.2-A). La carga permanece constante hasta el punto superior de la carrera ascendente, (punto "c"). Entonces, la válvula viajera se abre y la válvula fija se cierra, asumiendo esta última la carga instantáneamente (de "c" hasta "d"), La carga nuevamente permanece constante hasta el punto inferior de la carrera descendente (punto "a"). Esta carga, representa el peso de la sarta de varillas en el fluido.

La figura 3.2-B es un paralelogramo y representa un medio elástico con las otras asunciones indicadas arriba. En este caso; al inicio de la carrera ascendente (punto "a"), la carga empieza a crecer gradualmente debido al estiramiento de las varillas, una vez alcanzada la máxima carga en el varillón (punto "b"), este permanece constante hasta el final de la carrera ascendente (punto "c"). Las varillas inician su descenso con una contracción inicial, la carga de fluido se transfiere hacia la válvula fija y la carga en el varillón se mantiene constante durante su carrera descendente (punto "d" a punto "a") soportando solo el peso de las varillas en el fluido. Se repite el ciclo.

En situaciones reales, los efectos dinámicos y la compresibilidad del fluido bombeado, entre otros factores, alteran las curvas dinamométricas teóricas.

Los efectos dinámicos ocurren por una excesiva velocidad de bombeo (spm) en grandes longitudes de carrera(s). Este efecto dinámico ó inercial, se manifiesta mediante una disminución de la carga en el varillón al final de la carrera ascendente y un incremento de la misma al final de la carrera descendente. Este fenómeno provoca una "sobrecarrera" en el pistón que incrementa su carrera efectiva. La figura 3.3 muestra una carta dinamométrica típica, cuyo comportamiento se explica en la misma figura.

FIGURA 3.3



CARTA DINAMOMETRICA TIPICA

3.2.2 IRREGULARIDADES QUE AFECTAN LA FORMA TEORICA DEL REGISTRO DINAMOMETRICO

El análisis de la carta dinamoétrica, permite determinar generalmente, el comportamiento de la bomba de subsuelo, y detectar algunas condiciones irregulares en el mecanismo de bombeo, como las que se explicaron en el punto anterior de este capítulo:

1. Golpe de fluido.
2. Compresión de gas.
3. Cámara de gas.
4. Demora en el cierre de las válvulas.
5. Escurrimiento a través de las válvulas.
6. Escurrimiento a través del pistón y cilindro.
7. Fricción o resistencia en la bomba.

Ejemplos típicos de cartas dinamoétricas que representan condiciones irregulares, se muestran en la figura No. 3.4.

3.2.3 INTERPRETACION DE CASOS REALES

Las cartas dinamoétricas mostradas en la figura 3.5, corresponden a registros tomados en algunos pozos productores del "Yacimiento Maquía".

Por la superficialidad de los pozos involucrados en los ejemplos indicados en la Figura No.3.5, la interpretación, como se indica a continuación es relativamente fácil:

1) INTERPRETACION POZO No. 1

- Presenta golpe de fluido, aproximadamente en el punto medio de la carrera descendente.
- Resistencia o fricción en el desplazamiento del pistón por posible presencia de arena o carbonatos.
- Brusca pérdida de fluido, ocasionado por:
 - a. Pérdida por "tubinq", ó
 - b. Mal estado de la bomba: escurrimiento entre pistón y cilindro o válvula móvil en malas condiciones.

(Figura 3.5)

2) INTERPRETACION POZO NO. 2

- Golpe de fluido.
- Fricción en ambas carreras, con tendencia a agarre del pistón en punto muerto superior, al final de la carrera ascendente por presencia de arena o carbonatos.
- Alto rango de cargas.

(Figura 3.5)

3. INTERPRETACION POZO NO. 3

- Buen área de trabajo con **tendencia** a sobrerrecorrido.
- Suave **pérdida de** fluido en válvula móvil por escurrimiento.
- Leve fricción en ambas carreras con posible **presencia de** arena o carbonatos.
- Golpe de bomba en punto **muerto superior**.

(Figura 3.5)

Por otro lado, en pozos profundos y/o dirigidos, la interpretación es **pobre**, debido a la alta interferencia de la **sarta de** varillas, elástica y vibratoria, cuya naturaleza compleja **en** estos casos, impide **registrar** cartas dinamométricas que permitan una clara interpretación del mecanismo de desplazamiento de la **bomba miles de** pies pozo abajo.

3.3 INTERPRETACION DE "DINAGRAMAS" DE BOMBEO POZO ABAJO

En pozos superficiales y medios, la lectura **de** cartas dinamométricas tomadas en superficie, permiten una efectiva interpretación del comportamiento productivo de la bomba de subsuelo.

Sin embargo, en pozos profundos, la naturaleza compleja de la **sarta elástica de** varillas, origina que las lecturas **en**

superficie, muchas veces no sirvan para una efectiva interpretación.

Algunos investigadores, reconociendo la necesidad de contar con un diagrama más interpretable que aquellos obtenidos de las cartas dinamométricas, buscaron un método para la mejor evaluación de las condiciones de bombeo pozo abajo.

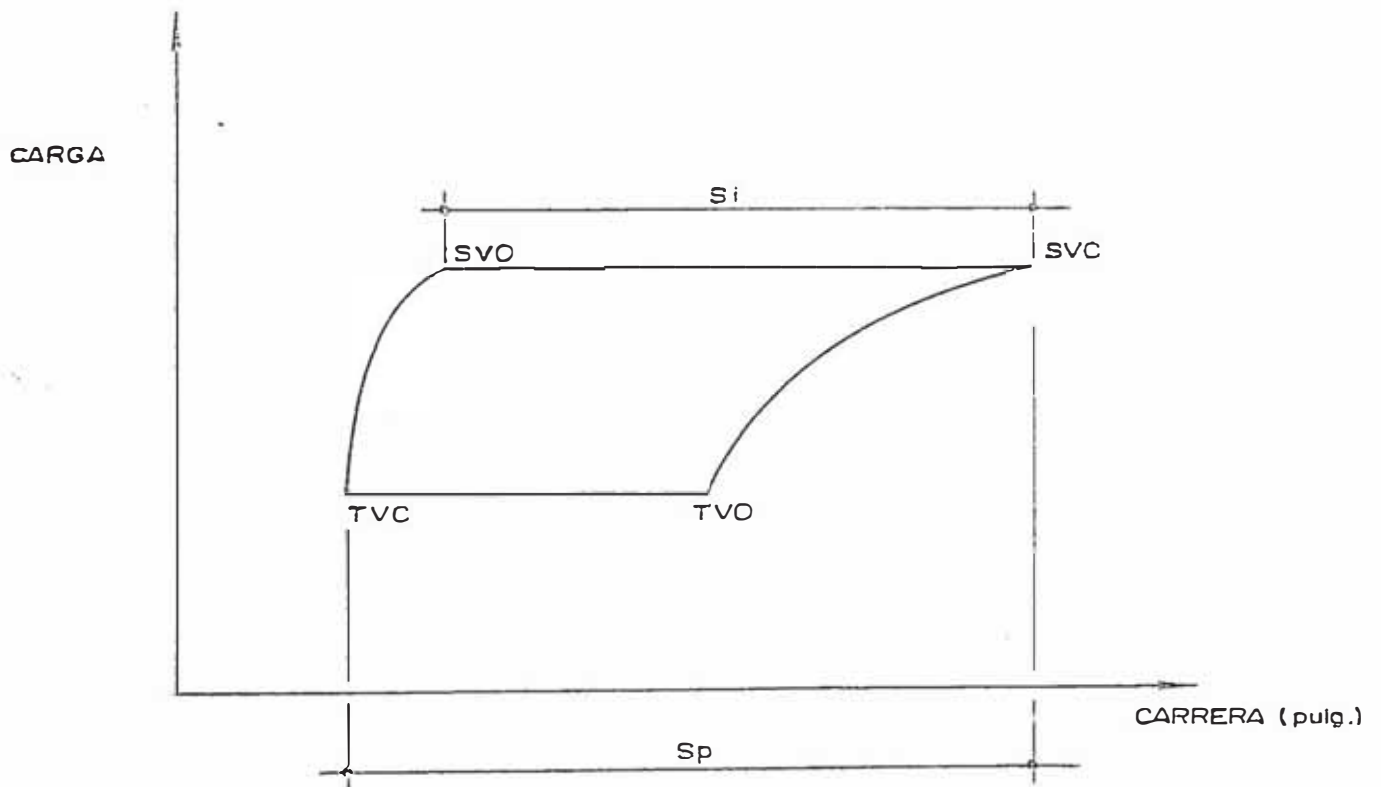
El método de "Diagnostic Technique", utiliza un simulador matemático con la solución de la ecuación de onda, para simular el comportamiento de la sarta de varillas en el subsuelo.

Con la aplicación de la solución de la ecuación de onda, a partir del diagrama dinamométrico superficial, *EL MÉTODO SINTETIZA OTRO DIAGRAMA DE CARGAS POZO ABAJO, SIN LA INTERFERENCIA DE LA SARTA ELÁSTICA DE VARILLAS.* Este "DINAGRAMA" resulta por tanto mucho más simple e interpretable, (Figura No. 3.6)

No se pretende indicar aquí, las ecuaciones diferenciales involucradas, ni mucho menos, la solución de éstas hasta la determinación del resultado. El análisis detallado por computadora de esta "técnica de Predicción" ("Diagnostic Technique"), que involucra la "Predicción del Comportamiento del Sistema de Bombeo Mecánico" incluyendo la predicción de diagramas dinamométricos superficiales, podría ser tema de otro trabajo.

FIGURA 3.6

DINAGRAMA DE BOMBEO POZO ABAJO



- SVO : APERTURA DE LA VALVULA FIJA
- SVC : CIERRE DE LA VALVULA FIJA
- TVO : APERTURA DE LA VALVULA VIAJERA
- TVC : CIERRE DE LA VALVULA VIAJERA

El método fue desarrollado por S.G. Gibbs y A.B. Neely quienes han publicado: "Computer Diagnosis of Down Hole Conditions in Sucker Rod Pumping Wells". Donde incluyen la derivación de las ecuaciones involucradas.

En la Figura 3.7 se muestran ejemplos característicos de diagramas dinamoétricos convencionales con sus "dinaqramas" correspondientes a condiciones pozo abajo.

CAPITULO 4

COMPORTAMIENTO PRODUCTIVO

Los sistemas de levantamiento artificial; en particular el que es motivo de nuestro estudio, no deben ser diseñados, sin analizar previamente el comportamiento productivo del reservorio (IPR), ya que este último debe estar en correlación con la curva de capacidades de la bomba de subsuelo.

4.1 IPR ("INFLOW PERFORMANCE RELATIONSHIP")

En el cálculo de productividad de un pozo, es común asumir que el flujo hacia el hueco es directamente proporcional a la presión diferencial entre el reservorio y el pozo (proporcional al "drawdown") donde la constante de proporcionalidad es el "índice de productividad", derivada de la ley de Darcy para flujo radial en estado estable, de un fluido de una sola fase y sin compresibilidad. El gráfico de regímenes de productividad versus las correspondientes presiones de fondo resulta una línea recta (Fig. 4.1) y el índice de productividad (J) del pozo, es la inversa de la pendiente de la línea recta.

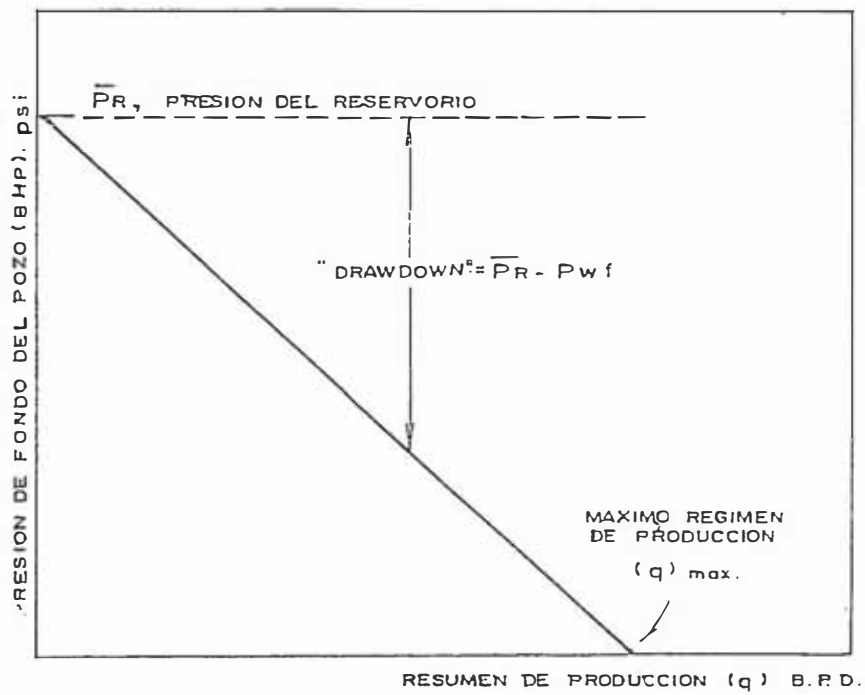
$$J = q/(P_r - P_{wf}) = (q)_{\max}/P_r \quad (4.1)$$

En un flujo de 2 fases, sin embargo, la relación anterior no es aplicable; Muskat, demostró que estos gráficos son curvas para fluidos bifásicos. Gilbert finalizó el trabajo de Muskat y determinó en base al análisis de múltiples curvas de BHP vs. producción, la curva IPR para pozos productores de petróleo y gas.

En reservorios de gas en solución; a partir del punto de burbuja, la productividad decae debido a la disminución de la presión del reservorio y porque la saturación de gas se incrementa causando resistencia al flujo de petróleo.

El análisis para crudos encima del punto de burbuja, da una línea recta como en la figura 4.1, hasta alcanzar la

FIGURA 4.1



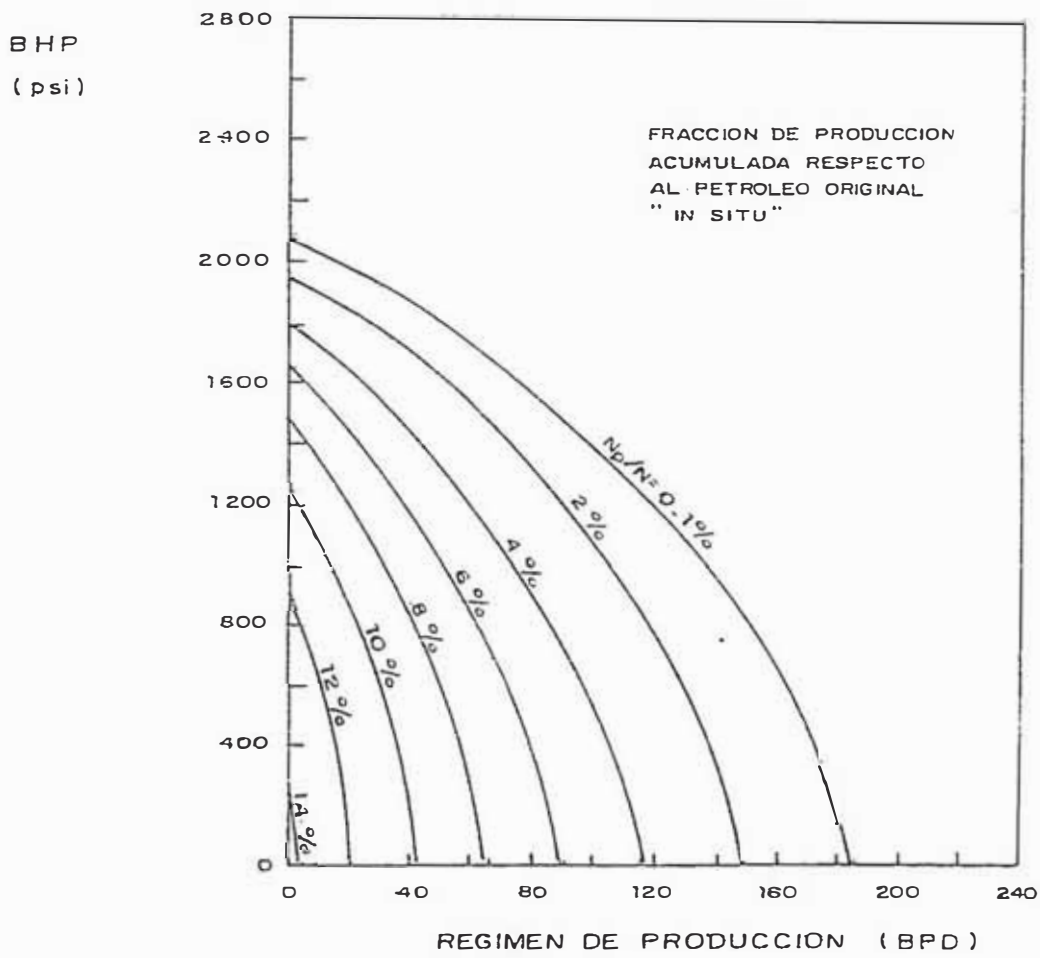
COMPORTAMIENTO IPR
IDEAL DE UN RESERVORIO

presión de dicho punto, de bajo del cual tiene el comportamiento típico mostrado en la Fig. 4.2.

La común concavidad de las curvas de la Fig. 4.2 sugiere plotearlas en ordenadas adimensionales. La presión para cada punto sobre la curva IPR, es dividida por la máxima presión de cierre para una curva particular; y el correspondiente régimen de producción es dividido por el máximo caudal de producción (100% "drawdown") para la misma curva. Luego las curvas de la Fig. 4.2 pueden ser reploteadas como se muestra en la Fig. 4.3. En estas se observa bastante similitud entre las curvas correspondientes a la mayor parte de la vida productiva del reservorio.

La similitud de las curvas adimensionales (IPR) se verifica para reservorios con características diferentes; involucra aquellos casos de crudos con diferentes puntos de burbuja, propiedades PVT, permeabilidades relativas; así como pozos con diferente espaciamiento y fracturados hidráulicamente. En todos los casos responden a la misma curvatura, excepto para pozos con efecto "Skin", en los cuales la curva IPR, se acerca más a una línea recta. Esta común curvatura que involucra condiciones diversas del pozo-reservorio, es conocida como la curva adimensional IPR de VOGEL, la cual se ilustra en la Fig. 4.4.

FIGURA 4.2



CURVAS IPR PARA RESERVORIOS DE GAS EN SOLUCION

La ecuación de una curva empírica que da un razonable ajuste al comportamiento de la curva adimensional IPR, es la siguiente:

$$q/(q)_{\max}=1 - 0.20 P_{wf}/P_r - 0.80 (P_{wf}/P_r)^2 \quad (4.2)$$

Donde q es el régimen de producción correspondiente a una presión de fondo de P_{wf} , P_r es la presión correspondiente al reservorio, y $(q)_{\max}$, el máximo régimen de producción (100% "drawdown").

En la mayoría de las aplicaciones, los errores de la ecuación anterior, serán menores al 10%, respecto al IPR, calculado de prueba de los pozos, excepto para aquellos crudos altamente viscosos y aquellos con flujo restringido por efecto "Skin", en los que el error puede superar el 20%.

La curva adimensional de VOGEL (Fig. 4.4), resulta del análisis de un flujo bifásico (petróleo y gas) para reservorios con empuje de gas en solución. Su aplicación para reservorios con otro tipo de impulsión no es correcta; así mismo, no es válida para un flujo de 3 fases (petróleo, gas y agua).

Para reservorios con activo empuje de agua, en los cuales el flujo sea de una sola fase líquida se aplica el gráfico de la figura 4.1, correspondiente a una línea recta, cuya ecuación adimensional es la siguiente:

$$q/(q)_{\max} = 1 - P_{wf}/P_r \quad (4.3)$$

y cuya curva adimensional, se da en la figura 4.5

En aquellos reservorios por empujes de gas (gas "drives"), de una sola fase gaseosa, su curva adimensional IPR, correspondiente, se determina en forma aproximada e intuitivamente. La curva IPR para un flujo de 2 fases, se ubica entre la línea recta correspondiente al flujo de una sola fase líquida y la curva correspondiente a una sola fase gaseosa (Fig. 4.6)

4.2 NIVEL DE FLUIDO Y REGIMEN DE PRODUCCION

El nivel dinámico de fluido en un pozo, es una medida indirecta de la presión dinámica de fondo, por lo que su valor cobra especial importancia, el mismo que puede ser determinado en superficie mediante el "Sonolog".

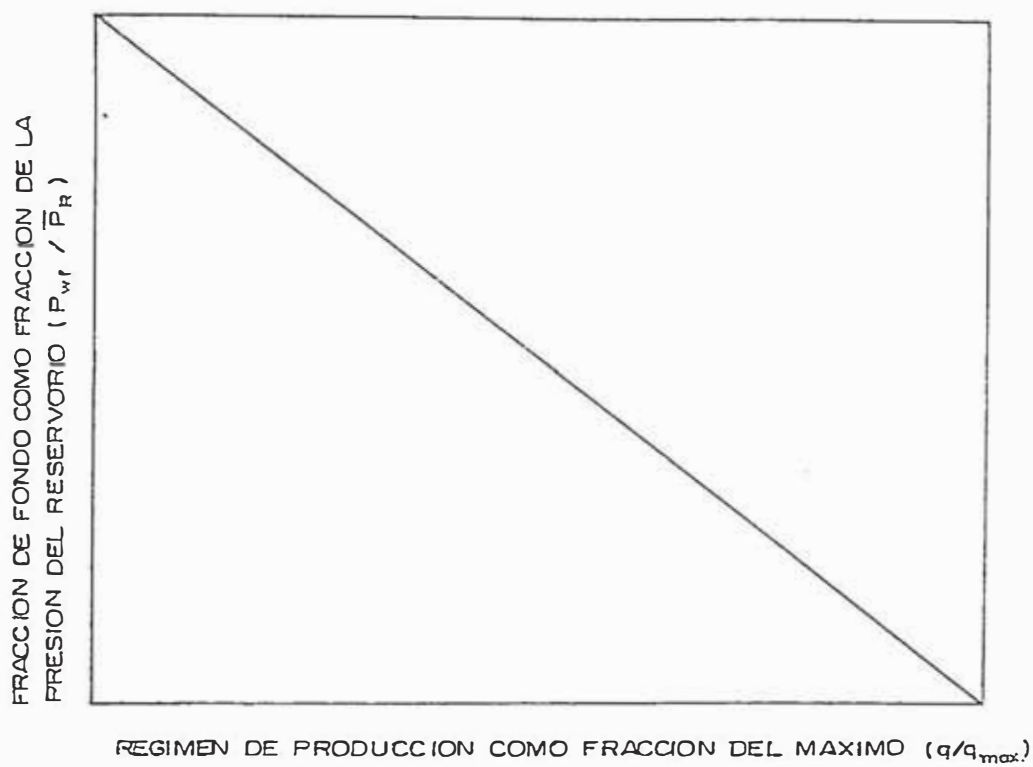
Existe una interdependencia entre el nivel de fluido y el régimen de producción, así mismo entre el nivel de fluido y la capacidad de la bomba de subsuelo, tales relaciones se cuantifican en curvas características que se muestran más adelante (Capítulo 5).

Para un pozo, con sistema de levantamiento artificial, la altura estática de fluido, está dada por:

$$\text{Alt. Est.} = (SBHP/G) (2.31 \text{ pies/psi}) \quad (4.4)$$

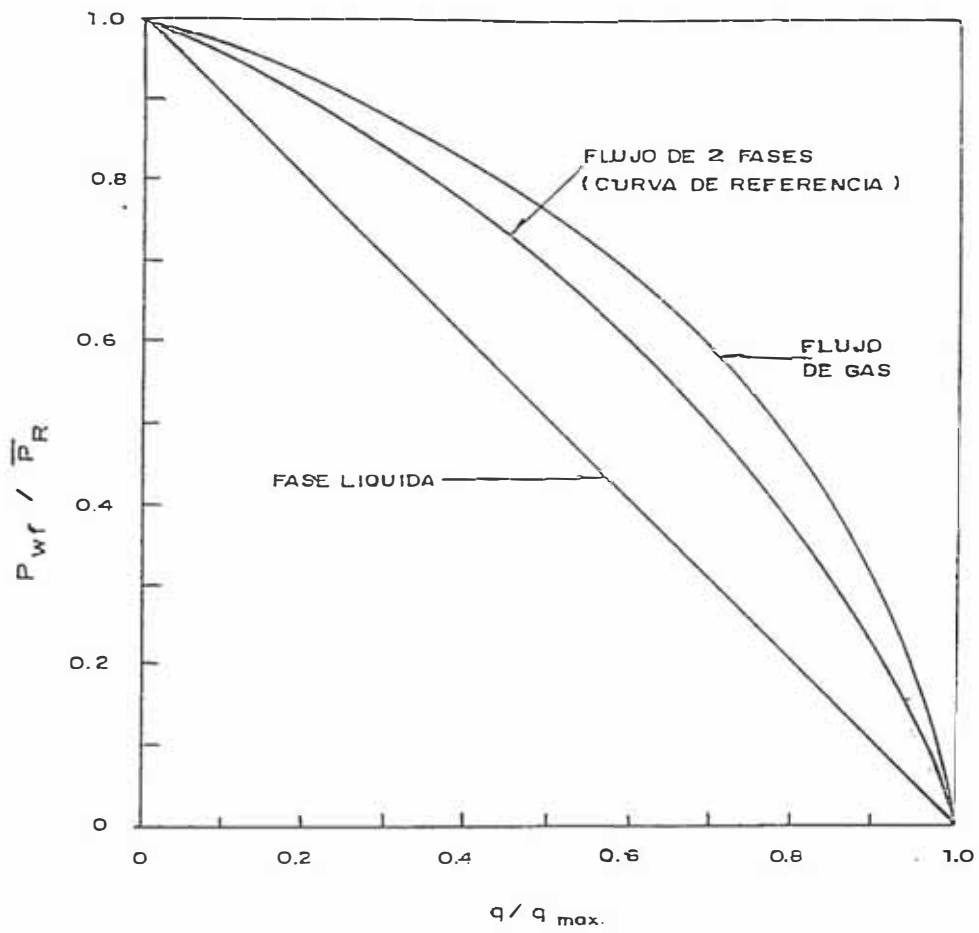
donde SBHP, presión estática de fondo.

FIGURA 4.5



CURVA ADIMENSIONAL IPR PARA RESERVORIOS DE UNA SOLA FASE LIQUIDA CON ACTIVOS " WATER DRIVE "

FIGURA 4.6



CURVAS ADIMENSIONALES IPR PARA
FLUJOS LIQUIDO, GASEOSO Y DE 2
FASES

G ; gravedad específica promedio en el fluido.

El nivel estático de fluido a partir de la cabeza del pozo, es igual a la profundidad del pozo menos la altura estática de fluido:

$$De = h - (SBHP/G) \quad (4.5)$$

donde De , nivel estático de fluido.

h , profundidad del pozo.

El nivel dinámico de fluido, cambia con la presión de fondo del pozo, según la misma fórmula anterior.

$$D = h - (DBHP/G) \quad (4.6)$$

donde D , nivel dinámico de fluido.

$DBHP$, presión dinámica de fondo.

Teniendo una curva IPR de BHP versus producción, reemplazando en cada punto la presión (BHP) por el nivel de fluido "D", según la ecuación 4.6, podemos graficar la curva IPR correspondiente al nivel de fluido versus producción (Fig. 4.7).

La curva IPR, de nivel de fluido (D) versus Régimen de producción (q), (Fig. 4.7) es graficable para un pozo en particular, siguiendo los pasos indicados a continuación:

Paso 1 : Se calcula la presión estática (SBHP) de la ecuación 4.5

$$SBHP = 0.433G (h - D_e) \quad (4.7)$$

Donde : D_e : nivel estático de fluido. (pies)

h : profundidad del pozo. (pies)

G : gravedad específica del fluido.

Paso 2 : Se calcula la presión dinámica de fondo (DBHP) a las condiciones actuales de producción de la ecuación 4.6

$$DBHP = 0.433G (h - D) \quad (4.8)$$

Donde : D : nivel dinámico de fluido. pies

Paso 3 : De la curva adimensional IPR (Fig. 4.4 ó 4.5), con el valor de $(DBHP/SBHP)$, determinado de los pasos previos, se obtiene la fracción $q/(q)_{max}$

Paso 4 : De la fracción anterior $(q/(q)_{max})$ y la producción actual del pozo (q) , se determina la máxima producción a ser obtenida $(q)_{max}$.

Paso 5 : La curva IPR, de la Fig. 4.7, se gráfica ploteando los siguiente puntos:

$(0, D_e)$, en la ordenada D .

$((q)_{max}, D)$ en la abscisa q .

(q_0, D_0) punto intermedio de las condiciones actuales.

Puntos intermedios adicionales, pueden obtenerse con la ayuda de la curva adimensional IPR (Fig. 4.4. ó 4.5)

Por ejemplo : Dado un nivel dinámico de fluido D_1 ,

$$(OBHP)_1 = 0.4836 (1 - D_1)$$

Luego con el valor de $(OBHP)_1 / (SBHP)$ y la ayuda de la curva adimensional IPR de VOGL se obtiene $(q)_1 / (q)_{max}$, como $(q)_{max}$ es conocido, se determina un nuevo punto (q_1, D_1) .

ANALISIS DE LA CURVA Y EFECTOS DEL NIVEL DE FLUIDO SOBRE LA FORMACION: en pozos productores con sistemas de levantamiento artificial, cuyos niveles de fluido son bajos, corresponden mayores volúmenes de producción, según se observa en la curva anterior; así mismo, la contrapresión a la formación será mínima.

Al tener una mínima contrapresión sobre la arena productiva; en reservorios con gas en solución, ocurre liberación de grandes volúmenes de gas, resultando en bajas eficiencias productivas.

Así mismo, una baja contrapresión (alto "drawdown") origina un flujo agresivo de la formación hacia el hueco. En reservorios de arenas poco consolidadas, este flujo puede actuar como agente erosivo, arrastrando arena hacia el pozo y la bomba de subsuelo; este problema provoca una baja

eficiencia productiva y es causa generalmente de perjuicios al equipo de subsuelo.

Por otro lado en reservorios con empuje de agua, los bajos niveles de fluido aceleran la conificación del acuífero resultando en menores volúmenes de petróleo producido.

Los problemas anteriores, entre otros, ocurren porque hay una sobreexigencia al reservorio para un aporte mayor que el permisible. En estos casos, en la medida de lo permisible, se recomienda disminuir el régimen de producción, regulando los parámetros de trabajo de la bomba.

Al disminuir la capacidad de la bomba, la contrapresión se incrementa y el nivel de fluido (0) se eleva más cerca a superficie.

4.3 CAPACIDAD DE LA BOMBA Y NIVEL DE FLUIDO

Cuando el sistema de bombeo mecánico se encuentra en reposo; el reservorio tiende a alcanzar el equilibrio de presiones y el nivel de fluido en el anular alcanza al valor de "De" (nivel estático de fluido).

Cuando la bomba se pone en operación cerca al intervalo productivo, el nivel de fluido en el anular baja por efecto del "drawdown"; por tanto, la contrapresión hacia la formación disminuye hasta un nivel tal que permita un

caudal de la formación equivalente a la capacidad de desplazamiento de la bomba.

Si no se ha efectuado un buen diseño y la capacidad de desplazamiento de la bomba es mayor que la producción máxima "permisible" (aquella limitada por altos GLR, WGR, producción de arena, etc), el nivel de fluido seguirá bajando y la contrapresión disminuye aún más, pudiendo presentarse los problemas arriba señalados.

La formación trata de estar en equilibrio con la capacidad de la bomba; sin embargo, si esta última está sobredimensionada el flujo productivo llegará al máximo (q_{max}) con el nivel de fluido a la profundidad de la bomba, y definitivamente no se llenará el barril de trabajo de la bomba en cada embotada, bombeándose con ineficiencia. Cabe indicar aquí, lo que se dijo anteriormente; se deben modificar los parámetros de trabajo de la bomba, con el fin de alcanzar una capacidad de la bomba, coincidente con el volumen de producción de la arena productiva, con un nivel de fluido suficiente en el anular para evitar altos GLR's, producción de arena, etc..

CAPITULO 5

DISEÑO DEL SISTEMA

5.1 CALCULO Y SELECCION DE INFORMACION PRELIMINAR PARA EL DISEÑO.

El diseño del sistema de bombeo mecánico, en rigor consiste en un método de prueba y error, el cual depende de la adecuada selección de información preliminar. La mínima información que debe ser conocida, calculada ó asumida, para alcanzar un diseño consistente y óptimo, es la siguiente:

1. La producción del pozo y gravedad específica del fluido.
 $Q, G.$

2. Nivel de fluido y profundidad de la bomba. $D, l.$
3. Diámetro nominal del "tubing" y su condición de anclado o no anclado. $dt.$
4. Eficiencia volumétrica de la bomba. $Evt.$
5. Parámetros de bombeo: carrera, area pistón y velocidad de bombeo. $S, Ap, N.$
6. Diámetro y diseño de sarta de varillas.

La información aquí enumerada, necesaria para el diseño del sistema, debe determinarse en base a criterios y/o cálculos técnicos, teniendo en cuenta que el diseño mecánico del sistema es dependiente completamente de las características y comportamiento productivo del reservorio; asimismo, que existe una interdependencia entre todos los componentes del sistema de bombeo mecánico.

5.1.1 REGIMEN DE PRODUCCION, NIVEL DE FLUIDO Y PROFUNDIDAD DE LA BOMBA

Si el diseño, se efectúa para un pozo nuevo (recién perforado), la información correspondiente a los tres primeros puntos debe asumirse, en base a la experiencia en pozos vecinos.

Si el pozo productor, tiene historia de producción, de modo que pueda construirse su curva IPR (Fig. 4.7); del análisis de esta curva determinamos la producción deseada.

Si se pretende obtener la máxima producción ($Q_{max.}$), del gráfico IPR del pozo, se deduce que las siguientes dos condiciones deben buscarse :

- 1) La profundidad de la bomba (L), lo más cerca al intervalo baleado.
- 2) Reducir al máximo el nivel de fluido en el anular ($D \Rightarrow L$).

Estas dos condiciones darán la máxima productividad del pozo ($Q_{max} = J \times P_r$).

Sin embargo la máxima producción permisible, en muchos casos es limitada por las características propias del pozo; debiendo mantenerse un nivel de fluido (D), lo suficiente alto, de modo que la contrapresión en el "casing", controle la producción del reservorio y evite su aporte irracional (altos GLR's , WDR, Producción de arena, etc.)

Así mismo , dependiendo de las características PVT del fluido, se requiere de una sumergencia de la bomba ($L-D$), suficiente para asegurar un llenado eficiente del cilindro de la bomba , evitando irregularidades en el mecanismo de bombeo (golpe de fluido, cámara de gas, fricción , etc).

En pozos que producen fluido con bajo contenido de gas, la sumergencia de la bomba puede aproximarse a cero ($L-D \Rightarrow 0$).

Sin embargo en pozos con alto GLR , debe mantenerse una sumergencia adecuada (de 200 a 500 pies aprox.) para

asegurar una presión de admisión lo suficientemente alta y evitar excesiva liberación de gas en el cilindro de la bomba, de modo que no se presenten irregularidades en el mecanismo de bombeo, como las indicadas arriba.

En cualquier caso, el ingeniero de producción deberá fijar la sumergencia y nivel de fluido más adecuados en base al conocimiento del yacimiento; nivel de fluido y sumergencia recomendados, darán, del análisis de la curva IPR del pozo, la profundidad de la bomba (L_c) y la producción del pozo (Q_o), más adecuados para una explotación racional del pozo (Fig. 5.15)

5.1.2 DETERMINACION DE LA EFICIENCIA VOLUMETRICA

El valor de la eficiencia volumétrica, suele asumirse con alguna aproximación en base a la experiencia del area. Sin embargo por su influencia en el resultado del diseño, aquí se trata de calcular un valor con suficiente precisión para un dimensionamiento adecuado de la instalación de subsuelo.

La eficiencia volumétrica puede variar dentro de un amplio rango; su valor es afectado generalmente por escurrimientos a través de la bomba y las propiedades "PVT" de fluido, tales como contenido de gas y compresibilidad.

A medida que el fluido es elevado y gas es liberado de solución hay una significativa diferencia entre el desplazamiento volumétrico de la bomba en el pozo y el volumen de fluido recibido en superficie.

La eficiencia volumetrica teorica para un pozo en particular puede ser calculado de la siguiente expresi3n:

$$EVt = (Vi/Vp) \times 100/Bi \quad (5.1)$$

Donde:

EVt = Eficiencia volumetrica teorica de la bomba (%).

Vi = Volumen de fluido admitido por la bomba.

Vp = Volumen recorrido por el pist3n.

Bi = Factor de volumen a las condiciones de admisi3n.

El volumen de fluido admitido por la bomba (Vi), cuyo valor depende de la rapidez de apertura de la v3lvula fija, puede obtenerse de los " Dinagramas de Bombeo " pozo abajo, vistos en el capitulo 3 (figura 3.6).

A medida de que sea mas rapida la apertura de la v3lvula fija, sera mayor el volumen admitido, acerc3ndose al valor del volumen recorrido por el pist3n ($Vi \Rightarrow Vp$).

Si hacemos pequeno " El Espacio Muerto " entre las v3lvulas fija y m3vil (2 3 pulg.), se obtiene practicamente:

$$Vi = Vp \quad (5.2)$$

Sin embargo si no se cumple la condici3n anterior; en fluidos muy viscosos y/o con presencia de gas, puede presentarse un retardo en la apertura de la v3lvula fija debido a: retardo en el cierre de la v3lvula m3vil en

fluidos viscosos (3.1.2.4) o debido a la expansión del fluido en el espacio muerto en fluidos altamente compresibles.

De los dinagramas de bombeo pozo abajo (figura 3.6), se obtiene:

$$V_i = K \times S_i$$

$$V_p = K \times S_p$$

Donde : "S_i", es el recorrido del pistón en la carrera ascendente, a partir de la apertura de la válvula fija (admisión de fluido), y "K", es una constante de la bomba.

$$\text{Luego } V_i/V_p = S_i/S_p \quad (5.3)$$

Debe recalcar que se trata de determinar la eficiencia volumétrica teórica ó optima, de modo que el llenado del cilindro de la bomba es uniforme y completo hasta el final de la carrera ascendente, sin escurrimiento de fluido a través de la bomba.

De Ecs. 5.1 y 5.2, Para la mayoría de casos:

$$E_{vt} = (V_i/V_p) \times 100/B_i = 1/B_i \times 100 \quad (5.4)$$

De Ecs. 5.1 y 5.3, Cuando hay retardo en la apertura de la válvula fija:

$$EV_t = (V_i/V_p) \times 100/B_i = S_i/S_p \times 100/B_i \quad (5.5)$$

Donde (S_i/S_p), se puede obtener de los " Dinagramas de Bombeo " pozo abajo (figura 3.6).

El factor de volumen B_i del fluido, se define como el volumen total de fluido multifásico, bajo condiciones de admisión "INSITU" de la bomba, relativas a su volumen en condiciones estándar.

Algunas compañías han realizado experimentos de laboratorio a partir de muestras "PVT", para estudiar el comportamiento de mezclas conocidas Gas-líquido, durante etapas de compresión y expansión bajo condiciones similares a aquellas en el barril de la bomba, logrando la construcción de cartas " Presión contra factor de volumen ". (figura 5.1)

Con la ayuda de este tipo de cartas se determina el "Factor de Volumen " y con éste la eficiencia volumétrica, de las Ecuaciones 5.4 ó 5.5 .

Sin embargo la construcción de estas cartas requiere de un considerable trabajo de investigación cuyo alto costo pueda hacer del proyecto antieconómico.

Por otro lado, analíticamente podemos establecer algunas ecuaciones que permitan determinar el "Factor de volumen" con bastante aproximación.

Se han considerado dos casos para el análisis del " Factor de Volumen "

1.- Presión de admisión (P_a) mayor que presión de burbuja (P_b).

En este caso, no existirá liberación de gas antes que el fluido ingrese a la bomba, de modo que el "Fluido de reservorio" fluye hacia el cilindro de la bomba, sin pérdida de sus componentes.

Por lo tanto el "Factor de Volumen" será el mismo que el "Factor de Volumen de Formación" (B_o) a las condiciones de admisión de la bomba.

$$B_i = B_o$$

Luego:

$$E_{vt} = (S_i/S_p) \times 100/B_o \quad (5.7)$$

ó Despreciando los retardos en la apertura de la válvula fija

$$E_{vt} = (1/B_o) \times 100 \quad (5.8)$$

Donde " B_o " se obtiene de análisis PVT convencional a la presión de admisión: P_a ($>P_b$)

2.- Presión de admisión (P_a) menor que presión de burbuja (P_b).

En este caso habrá presencia de gas. Si todo el fluido de formación fluye hacia el cilindro de la bomba sin pérdida de sus componentes gaseosos por el anular, podemos utilizar el " Factor Volumétrico total de Formación ": B_t , a las condiciones de admisión de la bomba:

$$B_t = B_o + B_g (R_{si} - R_s)$$

Donde:

B_t , Factor volumétrico total de formación. Bls/stb.

B_o , Factor volumétrico de petróleo. Bls/stb.

B_g , Factor volumétrico de gas. Bls/scf.

R_s , Solubilidad de gas en petróleo scf/stb.

R_{si} , Solubilidad de gas en petróleo inicial scf/stb.

Sin embargo, generalmente un alto porcentaje de gas es derivado hacia el anular. Mas aún, para mejorar la eficiencia de las bombas, es practica común utilizar "Separadores de Gas.", como aditamento de las bombas, para evitar en lo posible el ingreso de gas al cilindro de la bomba en pozos con alto GOR.

Por lo tanto, para determinar el " Factor de Volumen " de la bomba, necesitamos conocer el volumen de gas que se pierde hacia el espacio anular.

En pozos de alto GOR, se puede instalar un medidor del flujo de gas en el anular, el cual nos dará un valor promedio por día que llamaremos, Q_{scf} .

Así corregimos el volumen de gas liberado ($R_{si}-R_s$), por el volumen de gas liberado que ingresa al cilindro:

$$(R_{si} - R_s - Q_{scf} / Q_{stb})$$

Donde Q_{stb} es el volumen de producción promedio por día.

Luego:

El factor de volumen para la bomba:

$$B_i = B_o + B_g (R_{si} - R_s - Q_{scf} / Q_{stb})$$

De donde:

$$EV_t = \frac{(S_i/S_p) \times 100}{B_o + B_g (R_{si} - R_s - G/Q)} \quad (5.9)$$

$$S_i : S_i = S_p$$

$$EV_t = \frac{1 \times 100}{B_o + B_g (R_{si} - R_s - G/Q)} \quad (5.10)$$

Donde B_o , B_g , R_{si} y R_s , se obtienen de análisis PVT convencional a la presión de admisión (P_a) de la bomba.

5.1.3 PARAMETROS DE BOMBEO

Para una profundidad de bomba dada y volumen de fluido a ser producido, existe un diámetro óptimo de bomba el cual deberá satisfacer la producción del pozo, manteniendo una velocidad moderada de bombeo y un recorrido efectivo del pistón.

A menor diámetro del pistón, la carga de fluido será menor. Las cargas de trabajo tanto en la sarta de varillas como en la instalación de superficie se aliviarán, permitiendo un trabajo holgado de toda la instalación. Lo indicado aquí toma mayor importancia en pozos profundos, ya que la carga de fluido, depende no solo del área del pistón sino también de la profundidad de la bomba.

Por lo tanto, diámetros cada vez menores, a mayores profundidades de la bomba, evitarán perjuicios al sistema por efectos de sobrecarga.

La tabla No 5.1, obtenido del "SUCKER ROD HANDBOOK, BETHLEHEM STEEL CO. HANDBOOK 489."; puede ser usado como una guía para determinar diámetros de pistón, para condiciones óptimas de operación.

La velocidad de bombeo, debe ser menor a mayores profundidades de operación. con velocidades bajas, se reduce el " Factor de Aceleración ", que origina la " Sobrecarrera ", de modo que el extremo inferior de las varillas elongadas tenga mayor tiempo para seguir el "

TABLA No 5.1
DIAMETROS DE PISTON RECOMENDADOS PARA CONDICIONES OPTIMAS. (cont.) (1)

LEVANTAMIENTO (2) NETO DE FLUIDO (bales)	PRODUCCION DE FLUIDO (bals/dia)									
	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
2000	1 1/2	1 3/4	2	2 1/4	2 1/2	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4
	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/4	2 1/2				
3000	1 1/2	1 3/4	2	2 1/4	2 1/2	2 1/2	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4
	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/4	2 1/4	2 1/2			
4000	1 1/4	1 3/4	2	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4
	1 1/2	1 1/2	1 3/4	2	2					
5000	1 1/4	1 3/4	2	2	2 1/4	2 1/4				
	1 1/2	1 1/2	1 3/4	1 3/4	2					
6000	1 1/4	1 1/2	1 3/4	1 3/4	1 3/4					
		1 1/4	1 1/2							
7000	1 1/4	1 1/2								
	1 1/8	1 1/4								
8000	1 1/4									
	1 1/8									

(2) EL LEVANTAMIENTO NETO (Ln) ESTA DEFINIDO POR $Ln = D + (2.31 P_1 / \rho)$

D NIVEL DE FLUIDO EN PIES.

P₁ PRESION DE CABEZA EN TUBOS EN PSI Y ρ GRAVEDAD ESPECIFICA DEL FLUIDO

Movimiento Armónico " del varillón en superficie. Así mismo debido al uso de unidades de superficie de gran capacidad a mayores profundidades, las velocidades de bombeo deben ser menores, puesto que por su mayor longitud de recorrido soportan mayores velocidades lineales para un mismo régimen de bombeo.

Por otro lado, altas velocidades originan desgastes prematuros en las partes móviles de la unidad de superficie. Un límite superior, puede ser fijada por la siguiente ecuación empírica:

$N_{max} = (0.7(60,000/S)^{1/2})$ spm. donde " S " es la longitud de carrera de la unidad.

Un límite inferior para unidades de bombeo, no existe; sabemos que, dependiendo de la composición del fluido, a menores velocidades el llenado de barril será cada vez mas eficiente, sobre todo en pozos con altos GLR'S. Cuando la cantidad de gas en solución es baja, la eficiencia de llenado de barril será alta, incluso para velocidades relativamente altas siempre que la capacidad de la bomba no exceda el volumen de aporte del reservorio.

En todo caso, el aspecto económico puede fijar un límite inferior (como se indica en el punto cuatro (4) de la selección preliminar de los parámetros de bombeo de la página siguiente) puesto que velocidades muy bajas resultan antieconómicas sobre todo en pozos nuevos .

La longitud de carrera, debe ser la maxima permitida por la unidad de superficie, siempre que no origine un torque excesivo en la caja reductora. La API determina unidades de superficie de capacidades especificas en " API std 11e. API Specification for pumping Units ". La tabla No 5.2 reproduce esta clasificación de unidades de bombeo, con sus principales especificaciones.

De lo anterior, la selección preliminar de los parámetros de bombeo, se efectua de la siguiente manera:

1) Con los datos de profundidad de levantamiento neto y producción del pozo, obtenemos de la tabla 5.1, el menor diametro de pistón para estas condiciones. d_p .

2) Se calcula el desplazamiento volumétrico V_p

$$V_p = Q/EVt$$

Donde Q = Producción de pozo bbl/día.

EVt = Eficiencia volumétrica

$$\text{Luego } V_p = Q/EVt = 0.1484 A_p N S_p$$

$$\Rightarrow N S_p = Q / 0.1484 A_p EVt$$

3) El valor S_p , puede estimarse con bastante aproximación de conocimiento de otros pozos del área, como un factor de la longitud de carrera superficial (s).

$$S_o = S_p/S \quad (5.11)$$

Esta recomendación dada por GIPSON F. W. and SWAINHA en "Designed Beam Pumping" indica que:

$$S_0 = S_p/S \geq 0.80 \quad \Rightarrow \quad S_p \geq 0.80S$$

Con esta aproximación para S_0 , los errores en el cálculo de N y S resultan despreciables.

F. Ejemplo utilizando el valor de $S_p = 0.9S$

$$\text{Se obtiene: } N = \frac{Q}{0.1484 \times 0.90 \times A_p \times S \times EVt} \quad (5.12)$$

Donde Q , A_p , EVt son conocidos:

de modo que : $Q / 0.1484 \times 0.9 \times A_p \times EVt = C = \text{Cte.}$

$$\text{Luego: } N = C/S \quad (5.13)$$

4) Se asumen valores de " S " de la tabla 5.2 y con la ecuación anterior ($N = c/s$) se calculan valores de " N ".

Los Valores de S y N se tabulan, calculándose para cada par (S, N) el valor de $a = SN^2/70500$, definido por el factor en que se incrementa el peso de las varillas debido al efecto de aceleración que sufren.

Para determinar el par (S, N) óptimo; la API, recomienda que este " Factor de Aceleración ", no exceda el valor de 0.3, debido a que pueden originarse excesivas sobrecarreras del pistón provocando fuertes impactos en los extremos de las carreras y fuertes fatigas en las varillas debido al mayor estiramiento de la sarta. asimismo, se recomienda un valor

no inferior a 0.225, para el factor de aceleración, fijado con criterio económico. Sin embargo, este límite inferior puede reducirse a valores menores, sobre todo si ya se cuenta con unidades de suficiente capacidad de desplazamiento.

5.1.4 DISEÑO DE LA SARTA DE VARILLAS

Para profundidades mayores de 3,000 pies, se recomienda el uso de sargas conicas de varios diámetros de varillas.

El método usualmente usado para el diseño de sargas conicas, toma en cuenta esfuerzos iguales en el tope de cada una de las secciones de diferentes diámetros de la sarta. Este método proporciona un mayor margen de seguridad para evitar fallas de varillas, por cuanto las secciones en los topes de diferentes diámetros soportan la misma carga.

El esfuerzo en algún punto de la sarta de varillas, es el resultado de la carga de fluido sobre el pistón y el peso de las varillas sostenidas bajo dicho punto.

La carga del fluido sobre el pistón, se define por la siguiente ecuación:

$$W_f = 0.433 G (L A_p - 0.294 V_f) \quad (5.14)$$

donde W_f , carga de fluido sobre el pistón lbs..

G , Gravedad específica del fluido.

A_p , Area del pistón pulg.².

W_r , peso de las varillas en el aire lbs.,

Para efectos de diseño, con el fin de obtener un mayor margen de seguridad, la ecuación anterior se resume a:

$$W_f = 0.433 \times L \times A_p \quad (5.15)$$

Si consideramos una sarta conica, cuyo primer tramo inferior es L_1 , con una fracción $R_1 = L_1 / L$, de longitud total; un area transversal de A_1 y un peso longitudinal de M_1 ; el esfuerzo en el tope de L_1 sera:

$$\frac{0.433L \cdot A_p + L_1 \cdot M_1}{A_1} = \frac{0.433L \cdot A_p + L \cdot R_1 \cdot M_1}{A_1} \quad (5.16)$$

Para la sección inmediata superior 2; el esfuerzo en el tope de L_2 será:

$$\frac{0.433L \cdot A_p + L_1 \cdot M_1 + L_2 \cdot M_2}{A_2} = \frac{0.433L \cdot A_p + L \cdot R_1 \cdot M_1 + L \cdot R_2 \cdot M_2}{A_2} \quad (5.17)$$

Como los esfuerzos en el tope de L_1 y L_2 deben ser iguales:

ecuacion (5.16) = ecuacion (5.17)

$$\frac{0.433L \cdot A_p + L_1 \cdot M_1}{A_1} = \frac{0.433L \cdot A_p + L \cdot R_1 \cdot M_1 + L \cdot R_2 \cdot M_2}{A_2}$$

ELIMINANDO L

$$\frac{0.433 \cdot A_p + R_1 \cdot M_1}{A_1} = \frac{0.433 \cdot A_p + R_1 \cdot M_1 + R_2 \cdot M_2}{A_2} \quad (5.18)$$

$$\text{Ademas } R_1 + R_2 = 1 \quad (5.19)$$

Las ecuaciones 5.18 y 5.19 pueden ser resueltas para determinar R_1 y R_2 .

Para una sarta conica de varillas que consta de mas de dos secciones de diferente diametro, las fracciones de longitud R_1, R_2, R_3, \dots pueden tambien determinarse, no obstante ser mayor el grado de complejidad de las ecuaciones involucradas; puesto que siempre se tendra igual numero de ecuaciones e incognitas.

En la tabla No 5.6, se da informacion para el diseño de sartas conicas de diferentes combinaciones, en base al procedimiento anterior.

Informacion mucho mas completa para el diseño de varillas, se obtiene de la tabla 5.7, reproducido del *API RP.111, "DESIGN CALCULATION FOR SUCKER ROD PUMPING SYSTEMS"*.

La combinación mas adecuada para un pozo en particular, puede aproximarse de la siguiente manera:

El esfuerzo maximo en el tope de una sarta de varillas, en las condiciones mas criticas ($\text{Grav. Esp.} = 1, \alpha = 0.3$)

Será:

$$S_{MX} = W_{max}/A_1 = \frac{0.433(L_1 + 1.3(L_2 D_2 + L_3 D_3 + \dots))}{A_1} \quad (5.20)$$

donde:

W_{max} , es la carga máxima en el tope de la sarta de varillas

A_1 , es el área de las varillas de mayor sección, en el tope de la sarta.

Para una sarta continua de 5/8" debe cumplirse:

$SMX(5/8") < SA$. Donde SA , es el esfuerzo máximo permisible..

Si la desigualdad es afirmativa, será suficiente una sarta continua de 5/8".

Si la desigualdad es negativa, se prueba con una sarta conica 5/8"-3/4".

Para una sarta conica de 5/8"-3/4", debe cumplirse: $SMX < SA$.

Se procede , como en el caso , anterior y así sucesivamente hasta determinar, la sarta mas adecuada para el pozo.

El esfuerzo máximo de trabajo (SA), cuyo valor para varillas grado C, se aproxima a los 30,000 psi., puede verse afectado por la presencia de agentes corrosivos en el fluido, los que pueden limitar el esfuerzo máximo de trabajo hasta 22,000 psi..

5.2 CALCULO DE LAS CARACTERISTICAS DE OPERACION.

Con el conocimiento de toda la información preliminar para el diseño, indicado en el punto anterior de este capítulo, podemos determinar los siguientes factores de diseño:

- Carrera efectiva del pistón- S_p . pulg. .
- Desplazamiento de la bomba- FD . Els/día .
- Maxima carga en el Varillón- $PPRL$. lbs. .
- Minima carga en el Varillón- $MPRL$. lbs. .
- Maximo torque en el "CRANK"- PT . lbs-pulg. .
- Potencia en el Varillón- $PRHP$. .
- Contrabalance requerido- CRE . lbs. .

Para determinar estos parámetros de diseño, se emplea usualmente los siguientes métodos:

1. Método de diseño convencional.
2. Método del API-RP-11L " Design Calculations For Sucker Rod Pumping Systems".
3. Método dinamométrico.

5.2.1 METODO DEL DISEÑO CONVENCIONAL

Este método es bastante usado, por la facilidad en el desarrollo de sus ecuaciones:

- Carrera efectiva del pistón (Sp)

Segun la ecuación de " Marsh And Coberly".

Para sarta conica:

$$Sp = \frac{S + 46.5L^2\alpha - 5.206D_n}{E} (L/At + L_1/A_1 + L_2/A_2 + \dots) \quad (5.21)$$

Para sarta continua:

$$Sp = \frac{S + 40.8L^2\alpha - 5.206D_n}{E} (L/At + L/A_1) \quad (5.22)$$

Cuando el "Tubing" esta anclado $1/At = 0$

Donde:

α , es el factor de aceleración, definido por:

$$\alpha = SN^2/70,500$$

E, es el modulo de elasticidad del acero y para este caso toma el valor de 30×10^6 Psi.

At, Area de la sección anular del "tubing". pulg².

A1, A2, Areas de secciones de varillas. pulg².

L, Profundidad de la bomba- pies.

D, Nivel de fluido en el anular- pies.

- Desplazamiento de la bomba (PD)

$$PD = 0.1484 \times Sp \times N \times Ap \quad (5.23)$$

De donde: $Q = PD \times EVI = 0.1484 Sp \times N \times Ap \times EVI$ (5.24)

De modo que Q (bls/día), debe satisfacer la producción esperada. De no ser así, se regresa a la ecuación 5.11, con el nuevo valor de la carrera efectiva (Sp), calculado según las ecuaciones 5.21 ó 5.22, y se repite el procedimiento.

- Máxima carga en el Varillón (PPRL)

De la ecuación de Miller: $PPRL = Wf + Wr (1 + \alpha)$ (5.25)

Donde:

Wf , es la carga de fluido definido por la ecuación 5.14

Wr , es el peso de la sarta de varillas, lbs.

Definido por: $Wr = M1 L1 + M2 L2 + M3 L3 + \dots$ (5.26)

- Mínima carga en el Varillón (MPRL)

Definido por: $MPRL = Wr (1 - \alpha - 0.1286)$ (5.27)

La misma ecuación anterior puede expresarse

$MPRL = Wrf - Wr \times \alpha$ (5.28)

Donde Wrf , es el peso de las varillas en el fluido.

Definido por: $Wrf = Wr (1 - 0.1286)$ (5.29)

- Esfuerzo en las varillas

$SMX = PPRL / Ar$ (5.30)

$$SA = (T/4 + 0.5625 SMN) SF \quad (5.31)$$

Donde:

SMX, esfuerzo máximo en el tope de la sarta. Psi.

SMN, Esfuerzo mínimo en el tope de la sarta. psi. definido por: $SMN = MPRL / Ar$

T, resistencia mínima a la tracción. psi. ,

SA, esfuerzo máximo permisible. psi. .

Ar, Área transversal del tope de la sarta. pulg².

Aquí se confirma que SMX, es menor que SA; de no confirmarse esta desigualdad se debe utilizar la ecuación 5.20 con otra combinación de varillas y repetir el procedimiento.

- Efecto del contrabalance requerido (CBE)

$$CBE = \frac{FPRL + MPRL}{2} \quad (5.32)$$

Considerando las fuerzas de empuje y fricción, las ecuaciones 5.27 y 5.30 pueden expresarse:

$$FPRL = W_f + W_r (1 + \alpha) - (\text{Empuje}) + (\text{Fricción}).$$

$$MPRL = W_r (1 - \alpha) - (\text{Empuje}) - (\text{Fricción}).$$

luego :

$$CBE = 1/2 (W_f + W_r(1 + \alpha) + W_r (1 - \alpha) - 2 (\text{Empuje})).$$

$$CBE = 1/2 (Wf + 2Wr - 2 (\text{Empuje})).$$

$$CBE = 1/2 (Wf + 2Wr - 2Wr \cdot 0.1286).$$

$$\text{ó } CBE = (1/2)Wf + Wr (1 - 0.1286) \quad (5.33).$$

- Maximo torque en el "crank" (PT).

Basicamente el torque neto en el "CRANKSHAFT" de una unidad de bombeo es la diferencia entre el torque debido a las cargas del pozo y el torque del contrabalance en alguna posición del "Crank".

El torque maximo ocurre cerca al punto medio de la carrera (S/2). Y se define:

$$PTu = (PPRL - CBE) S/2 \quad (5.34).$$

$$\text{ó } PTd = (CBE - PPRL) S/2 \quad (5.35).$$

Donde:

PTu = torque maximo en la carrera ascendente.

PTd = torque maximo en la carrera descendente.

Si la unidad esta perfectamente balanceada, es decir se cumple la ecuación 5.32 para CBE, entonces

$$PTu = PTd$$

Como se dijo anteriormente, los valores del "torque" varían según la posición o angulo del "Crank" con la vertical; Existiendo un "Factor de Torque" para cada angulo, los que

son proporcionados por el fabricante de las unidades de bombeo.

Los factores del torque, sin los cuales resultaria difícil determinar el torque exacto debido a las cargas del pozo sobre la caja reductora, para cada posición del Crank; se definen como la razón del torque en el "Crankshaft" respecto a la carga en el varillón que produjo dicho torque, asumiendo que el torque del contrabalance es cero y que los componentes de la unidad de superficie en movimiento (Balancin, Biela, etc.) son ligeros y no influyen con su carga.

El factor de torque máximo (TF max), ocurre para un ángulo de 90°, entre el "Crank" y la vertical.

En la tabla 5.5, se presentan estos factores de torque máximos para diferentes unidades de superficie.

Otra fórmula para el torque máximo que considera una pérdida del 7% en la eficiencia mecánica debido a la fricción en las partes móviles de la estructura (Eficiencia Estructural 93%) es la siguiente:

$$PT = \frac{(PPRL - CHE) \cdot TF_{max}}{0.93} \quad (5.36).$$

Con los factores de diseño hasta aquí determinados, se elige la unidad de superficie que satisfaga estos valores.

- Potencia en el Varillón (PRHP).

Se define, como la energía liberada en superficie necesaria para levantar el fluido del pozo mediante la bomba del subsuelo, venciendo las fuerzas de fricción entre la bomba y el varillón.

La potencia requerida puede ser aproximada por la siguiente formula:

$$PRHP = HPh + HPf \quad (5.37).$$

Donde:

$$HPh = \frac{Q L_n (350 \text{ lbs/qls}) G}{(33,000 \text{ lb-pie/min/HP}) (24) (60)}. \quad (5.38).$$

Es la potencia Hidráulica definido por la fuerza requerida para levantar un volumen dado de fluido verticalmente, a través de una distancia dada, en un periodo dado de tiempo.

En la formula 5.38, L_n es el levantamiento neto (pies) y se define por la formula siguiente:

$$L_n = D + \frac{(2.31 P_t)}{G} \quad (5.39)$$

donde: P_t =Presión en cabeza de "tubing" . psi.

La ecuación 5.38 puede reducirse a:

$$HPh = 7.36 \times 10^{-6} \times QGL_n \quad (5.38).$$

Una relación empírica para el calculo de potencia debido a las fuerzas de fricción se da a continuación:

$$HP_f = \frac{(W_r/S) (25) (N)}{(33,000) (12)} \quad (5.40)$$

Donde:

W_r ,Es el peso de las varillas. lbs .

S ,Longitud de carrera. pulg.

N , Velocidad de bombeo. SPM .

Reduciendo la ecuación anterior:

$$HP_f = 6.25 \times 10^{-7} W_r S N \quad (5.41).$$

- Diámetro de polea para el motor.

Una vez calculada la potencia requerida elegimos un motor cuya potencia satisfaga el valor de PRHP.

La polea del motor, se determina por la relación de transmisión de velocidades con la unidad de bombeo.

$$d_e = N_u d_u / N_m \quad (5.42).$$

Donde :

d_e = Diámetro de la polea del motor. Pulg..

d_u =Diámetro de la polea de la unidad de bombeo. pulg.

N_m =Velocidad de rotación del eje del motor. Rpm.

N_u =Velocidad de rotación de la polea de la unidad. RPM.

Se define Z , como la "Razón de velocidades" de la caja reductora.

$$Z = N_u / N \quad (5.43)$$

Donde:

N = Velocidad de bombeo, SPM.

Luego de 5.42 y 5.43

$$de = Z N_u / N_e \quad (5.44)$$

5.2.2 METODO DE DISEÑO API-RP-11L.

Este método fue desarrollado por el "API", basado en la investigación y correlación de datos de pruebas.

Los factores de diseño, se dan en función de parámetros adimensionales, lo que se determinan de un grupo de curvas adimensionales (figuras 5.2 a 5.7).

- Carrera efectiva del pistón (S_p)

$$S_p = ((S_p/S)S) - (F_o \times 1/Kt) \quad (5.45)$$

Cuando el " Tubing " esta anclado $1/Kt$ es cero.

$$\text{De no ser así } 1/Kt = E_t \times L \quad (5.46)$$

Donde:

E_t , es la constante elástica del "tubing" y se determina de la tabla No 5.3 .

El término F_o , es la carga neta del pistón y se define por la siguiente ecuación:

$$F_o = 0.433 \text{ } \delta D A p \quad (5.47).$$

Su significado también se aprecia en la figura 5.9 .

El valor adimensional de (S_p/S) , se determina de la figura 5.2 .

La velocidad de bombeo adimensional (N/N_o') , es un importante índice del comportamiento de la sarta de varillas y esta definido por la siguiente ecuación.

$$N/N_o' = (N/N_o) \cdot 1/F_c \quad (5.48)$$

$$\text{Donde } : N/N_o = NL/245,000 \quad (5.49).$$

y F_c , el factor de frecuencia, es una constante de proporcionalidad que depende del diseño de la sarta y puede ser obtenido de la tabla 5.7.

$$\text{Por otro lado } 1/K_r = E_r \times L \dots (5.50)$$

Donde :

E_r , es la constante elástica de las varillas y se obtiene de la tabla 5.7 .

- Desplazamiento de la bomba (PD)

Esta dado por la ecuación 5.23, del método anterior.

$$PD = 0.1484 Sp N A_p \quad (5.23)$$

$$\text{De donde } Q = 0.1484 Sp \times N \times A_p \times EVt \quad (5.24)$$

Igual que en el método anterior, si el valor de Q (BLS/día) no es satisfecho se hace el ajuste en la ecuación 5.11, con el nuevo valor de "Sp", de la ecuación 5.45 y se repite el procedimiento.

- Máxima carga en el varillón (PPRL)

$$\text{Esta dado por: } PPRL = Wrf + ((F1/Skr)Skr) \quad (5.51)$$

Donde Wrf , es el peso de las varillas en el fluido y también puede ser definido por la ecuación siguiente:

$$Wrf = WrL (1 - 0.1286) \quad (5.52)$$

En este caso, Wr es el peso de la sarta por unidad de longitud (lbs/pies) y se determina de la tabla 5.7.

El parametro adimensional $(F1/Skr)$ se obtiene de la figura 5.3.

El esfuerzo máximo de la sarta de varillas, se determina como el método anterior, de la ecuación 5.30.

- Mínima carga en el varillón (MPRL)

$$\text{Definido por } MPRL = Wrf - ((F2/Skr)Skr) \quad (5.53).$$

Donde Wrf , se obtiene de la ecuación 5.52 y el parametro adimensional $(F2/Skr)$ de la figura 5.4.

- Efecto de contrabalance requerido (CBE)

$$\text{Esta dado por: } CBE = 1.06 (Wrf + (1/2)F_0) \quad (5.54)$$

Bastante aproximada a la ecuación 5.32

- Maximo Torque (PT)

Esta definido por:

$$PT = (2T/S^2Kr)Skr \times Ta \times S/2 \quad (5.55)$$

Donde Ta , es una corrección en el torque máximo, para valores de (Wrf/Skr) diferentes a 0.3. La corrección es obtenida de la figura 5.5.

El valor adimensional de $(2T/S^2Kr)$ es obtenida de la curva adimensional de la figura 5.6.

- Potencia en el Varillón (PRHP)

Esta dado por :

$$PRHP = (F3/Skr)Skr \times SN \times 2.53 \times 10^{-6} \quad (5.56)$$

Donde, el parametro adimensional $(F3/Skr)$ es determinado de la figura 5.7.

La polea requerida por el motor de superficie, se determina de la ecuación 5.44 indicada en el método anterior.

Habíamos visto, que para determinar los factores de diseño, ya sea según el método convencional o el método del API-RP-11L, se necesita conocer, no solo la información básica del pozo, si no también, los parámetros de bombeo y el diseño de la sarta de varillas, los cuales se obtienen en base a dicha información básica.

Sin embargo con el método del API-RP-11L no suele determinarse la sarta de varillas en la forma convencional vista en 5.1.3. Se utiliza la forma siguiente:

En: 5.1.2 (Selección de parámetros de bombeo), se llega a la ecuación: $N=C/S$ (5.13).

Donde $C= 0.1484 \times A_p \times E V t \times S_o = \text{constante}$.

Se tabula para cada valor de "S" de la tabla 5.2, los valores de N, α y $N/N_o = N_L/245,000$, de igual forma limitados por el rango $0.225 < \alpha < 0.3$, se obtienen los parámetros N,S y además el valor adimensional N/N_o correspondiente al par (N,S) elegido.

Sea el valor de N/N_o, por ejemplo 0.365.

Luego $N/N_o' = (N/N_o)/F_c$

Donde $F_c > 1$.

$N/N_o' = (N/N_o)/F_c = 0.33$ aproximadamente

De la figura 5.2 S_p/S Vs. N/N_o'

Con el valor de $S_p / S = 0.90$ y $N/N_0 = 0.33$

Se obtiene $F_0/S_k r$, para este caso da aproximadamente

$$F_0/S_k r = 0.20$$

Donde $F_0 = 0.4336 D A p$ y "S" son valores conocidos .

Por lo tanto se obtiene:

$$1/Kr = (0.20) S/F_0 = E_r \times L$$

De donde se obtiene el valor de

$$E_r = (0.20) S/F_0 L = (F_0/S_k r) S/F_0 L$$

Con este valor (E_r) y el "Diámetro del pistón" se obtiene la sarta mas optima de la tabla 5.7.

Luego se procede al calculo de los factores de diseño apartir de la ecuación 5.45.

5.2.3 FACTORES DE DISEÑO DE CARTAS DINAMOMETRICAS.

- Carga maxima y Carga Minima en el Varillón.

las cargas impuestas a la unidad de bombeo se obtienen también del análisis de las cartas dinamométricas.

En una carta dinamométrica típica (figura 5.8) las deflexiones maxima y minima registradas por el dinamometro, determinan las correspondientes cargas (maxima y minima) en el varillón.

De modo que :

$$\text{Carga máxima} = C \times D1 \quad (5.57)$$

$$\text{Carga mínima} = C \times D2 \quad (5.58)$$

$$\text{Rango de cargas} = C(D1-D2) \quad (5.59)$$

$$\text{Carga promedio en Carr. Ascnd.} = C(A1+A2)/L \quad (5.60)$$

$$\text{Carga promedio en Carr. Descend} = C(A1/L) \quad (5.61)$$

Donde:

C , constante de calibración del dinamómetro. Lbs/pulg. .

D1 , Máxima deflexión vertical. pulg. .

D2 , Mínima deflexión vertical. pulg. .

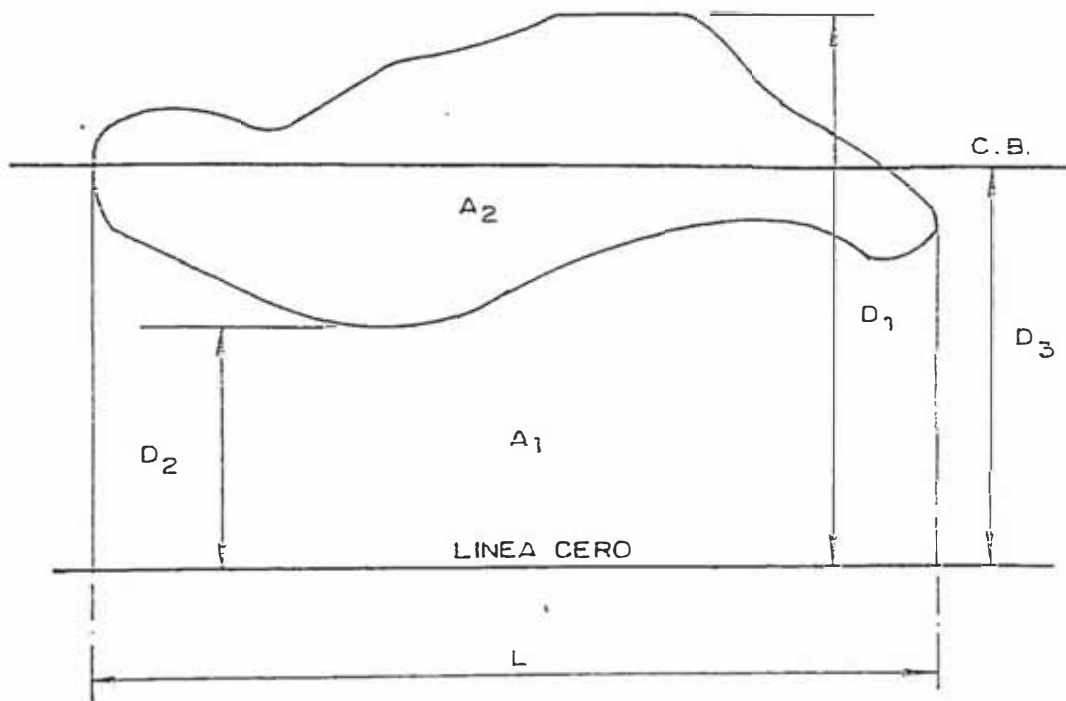
A1 , Área debajo del registro dinamométrico. pulg².

A2 , Área circunscrita por el registro dinamométrico. pulg².

L, longitud del registro. pulg. .

Los cuales se ilustran en la figura 5.8 .

FIGURA 5.8



CARTA DINANOMETRICA MOSTRANDO AREAS
Y DEFLEXIONES NECESARIAS PARA EL
CALCULO DE CARGAS

- Cargas de las válvulas viajera y estacionaria.

La Carga en la válvula estacionaria (SV), se determina al tomar el registro dinamométrico, parando la unidad en la segunda mitad de la carrera descendente; se toman varias lecturas; de haber diferencias entre las lecturas tomadas en la posición indicada, éstas señalarían fuga a través de la válvula fija (figura 5.9) .

Por otro lado, la carga medida (SV), debe ser equivalente al peso de las varillas en el fluido.

$$SV = Wrf = Wrl (1 - 0.1286) \quad (5.52)$$

La medida de carga en la válvula viajera (TV), se determina en el registro dinamométrico parando la unidad en el último tercio de la carrera ascendente (figura 5.9)

Teóricamente se debe cumplir que :

$$TV = Wrf + F_o = SV + F_o$$

$$\text{De donde } F_o = TV - SV \quad (5.62)$$

(figura 5.9)

- Efecto de contrabalance (CB)

Este valor, representado por la línea horizontal en las figuras 5.8 y 5.9 , puede ser determinado de la siguiente relación :

$$CB = 1/2(\text{carga prom. carr. ascend.} + \text{carga prom. carr. descend.})$$

De las ecuaciones 5.60 y 5.61

$$CB = C (A1 + A2/2) / L \quad (5.63)$$

- Potencia requerida (PRHP)

La siguiente relación, se utiliza para el cálculo de la potencia requerida en el varillón, de cartas dinamométricas:

$$PRHP = C (A2/L) \frac{SN}{(33,000) (12)} \quad (5.64)$$

Donde :

S, longitud de carrera . pulg. .

N, carrera por minuto. SPM. .

A2, Area del registro dinamométrico . pulg².

L, Longitud de registro. pulg. .

- TORQUES DE CARTAS DINAMOMETRICAS

El método de factores de torque, permite determinar torques instantáneos a través de todo el ciclo de bombeo.

Este método utiliza factores de torque proporcionados por el fabricante de unidades de bombeo para cada 150 en la

posición del "Crank". los factores de torque, son derivados de la geometría de cada unidad de bombeo particular. Así mismo, el fabricante proporciona la posición del varillón como una fracción de su carrera.

El torque instantaneo debido a la carga neta del pozo en una posición dada del "Crank", es el factor de torque en dicha posición, multiplicada por la carga neta del pozo en dicha posición.

La carga neta del pozo es:

$$W_n = W - B \quad (5.65)$$

Donde:

W = Carga del pozo en un angulo especifico del "crank", obtenido directamente de la carta dinamométrica del pozo.

B = desbalance estructural de la unidad de bombeo.

Así, el torque debido a la carga neta del pozo es:

$$T_{wn} = TF \times W_n = TF(W-B) \quad (5.66)$$

El torque debido a la rotación de los contrapesos es: $M \text{Sen} \theta$

Donde :

M es el maximo momento del "crank" y los contrapesos alrededor del "Crankshaft" (dado por el fabricante).

θ , es la posición del "crank" a partir de la vertical en el sentido horario.

El torque neto, es la diferencia entre el torque debido a la carga neta del pozo y el torque debido a la rotación de los contrapesos. Por lo tanto, si la eficiencia estructural es de 93% se tiene la siguiente Ec.:

$$T_{net} = \frac{T_w - M \text{Sen}(\theta)}{0.93} = \frac{IF (W - R) - P \text{Sen}(\theta)}{0.93}$$

(5.67).

La principal aplicación de dicho "torque neto", es la determinación del grado de desbalance que presenta una Unidad de Superficie y su corrección para la alcanzar el contrabalance ideal.

Un gráfico de torque neto contra la posición del "Crank" (ángulo θ), como el de la Fig. 5.10, refleja claramente el exceso de "Momento" alrededor del "Crankshaft" traducido en un torque neto elevado, en la carrera descendente cuando el torque debido al contrapeso es excesivo.

El contrabalance ideal se efectúa analíticamente determinando un nuevo valor para el "Momento" alrededor del "Crankshaft" (M_r) a partir de los ángulos (θ_1 , θ_2) correspondientes a los torques máximos en las carreras ascendente y descendente respectivamente (Fig. 5.10).

Para un contrabalance ideal, dichos torques netos deben ser iguales. Por lo tanto se cumple la siguiente igualdad:

$$T_{wn1} - Mr \text{ Sen}(\theta_1) = T_{wn2} - Mr \text{ Sen}(\theta_2)$$

De donde se obtiene el nuevo valor del torque máximo del contrapeso alrededor del "Crankshaft" (Mr).

El nuevo torque neto máximo para un contrabalance ideal resulta de la Ec. 5.67 :

$$T_n = \frac{T_{wn1} - Mr \text{ Sen}(\theta_1)}{0.93} \quad (5.67- a)$$

Con el nuevo valor de Mr, se construye la curva de torque neto contra la posición del "Crank" (ángulo θ), en condiciones de contrabalance ideal (curva discontinua en la Fig. 5.10).

Así mismo con el nuevo valor de "Mr" , y la ayuda de cartas de contrabalance (Fig. 5.11) se determina la nueva posición de las "pesas" en el "Crank" para un contrabalance ideal de la Unidad de Bombeo Mecánico.

5.3 DETERMINACION DE LA PROFUNDIDAD Y PRODUCCION OPTIMOS.

Este punto de diseño, cuantifica el aspecto netamente mecanico, asociado al comportamiento productivo del reservorio.

Cuando una instalación de subsuelo esta sobredimensionada o subdimensionada, debido a un diseño incompleto, o defectuoso, o debido a que las condiciones de producción cambiaron con el tiempo y el diseño inicial ya no responde a las condiciones actuales; se deben modificar los parámetros de trabajo de la bomba para que se alcance el equilibrio productivo del pozo. Vale decir una producción racional del reservorio, evitando altos BLR, WOR, producción de arena, etc; con una alta eficiencia en el desplazamiento de la bomba, evitando golpes de fluido, fricción o resistencia al desplazamiento del pistón (solidos), "GASLOCK", etc. .

Modificar la capacidad de desplazamiento de la bomba, es posible, no solo variando los parámetros de trabajo (pistón, carrera y velocidad de bombeo); tambien se modifica la capacidad de la bomba variando su profundidad de asentamiento.

Efectivamente, la capacidad de la bomba, esta en función de la profundidad de asentamiento, de modo que para una bomba de subsuelo instalada puede ajustarse "la capacidad de bombeo", sin modificar los parámetros de trabajo, determinando la profundidad óptima de la bomba.

A mayor profundidad la sarta de varillas sufre mayor elongación (mayor carga de fluido). a mayor estiramiento la carrera efectiva del pistón disminuye y por ende la capacidad de la bomba tambien disminuye. Por lo tanto, la

profundidad de la bomba (L) , puede considerarse como un cuarto Parametro de trabajo que puede ajustarse para alcanzar el equilibrio del pozo productor.

5.3.1 COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA CON LA PROFUNDIDAD

Oportunamente se definió la capacidad de la bomba por la ecuación 5.23 .

$$PD = . 0.1484 ApSpN \quad (5.23)$$

Así mismo, la carrera efectiva del pistón utilizando la ecuación de "Marsh and Coberly"

$$Sp=S+46.5L^2\alpha/E+3.206D\alpha p(L/A_t+L_1/A_1+L_2/A_2+\dots)/E \quad (5.21)$$

Donde: $L_1 = R_1 \times L$, $L_2 = R_2 \times L$,

$$\alpha = SN^2/70,500$$

Luego:

$$Sp=S+46.5(SN^2)(L^2)/70,500E+3.206D\alpha pL(1/A_t+R_1/A_1+R_2/A_2+\dots)/E \quad (5.68)$$

Veamos en primer lugar, el análisis para aquellos pozos que producen fluido con bajo contenido de gas, en los que la aproximación $D=L$, es posible.

Caso 1. PARA FLUIDOS CON POBRE SOLUBILIDAD DE GAS

En este caso, es factible aproximar el nivel dinámico a la profundidad de la bomba ($D=L$), ya que una baja sumergencia ($L-D \Rightarrow 0$), no causará excesiva liberación de gas en la admisión de la bomba, por las características propias del fluido.

Con $L=D$ y las ecuaciones 5.23 y 5.68 se obtiene:

$$PD=q/Evt=0.1484 Ap N [S + 46.5SN^2L^2/70500E + 5.200Ap (1/At+R1/A1+R2/A2\dots) (L^2)/E]$$

De donde, ordenando se obtiene:

$$q=0.1484Ap N S Evt-[0.1484 \times 5.20(Ap)^2NG(1/At+R1/A1+\dots)/E-0.1484 \times 46.5ApS(N)^2/70500E] Evt(L)^2$$

Para efectos de simplificación hacemos:

$$a = 0.1484 Ap N S Evt \quad (5.69)$$

$$b=[0.1484 \times 5.20(Ap)^2NG(1/At+R1/A1)/E-0.1484 \times 46.5ApS (N)^2/70500E] Evt \quad (5.70)$$

Donde Evt se obtuvo de la ecuación 5.1 y por tanto a y b son constantes.

Resumiendo la ecuación de capacidad de la bomba, se obtiene

$$q = a - b (L)^2 \quad (5.71)$$

Donde: $q = f(L)$, es la ecuación de una parábola, cuya forma se ilustra en la Fig. 5.17 y representa la variación de la capacidad de la bomba con la profundidad.

Caso 2. PARA FLUIDOS CON ALTA SOLUBILIDAD DE GAS

Como se dijo anteriormente, en este tipo de fluidos, se requiere de una sumergencia adecuada de la bomba ($L-D$), suficiente para asegurar una alta presión de admisión y por lo tanto un llenado más eficiente del cilindro de la bomba.

De las ecs. 5.4 y 5.6 para el índice de productividad (J) y el nivel dinámico (D) respectivamente, se obtiene:

$$P_{wf} = P_r - q/J = 0.433G(h-D)$$

Donde: $P_{wf} = \text{DBHP}$ (de la ec. 5.6)

$$P_r = \text{SBHP} \text{ (de la ec. 5.5)}$$

además, h : es la profundidad del pozo, pies

Despejando "D", se obtiene

$$D = h + q/0.433JG - P_r/0.433G \quad (5.72)$$

La ecuación 5.72 en la ecuación 5.21

$$S_p = S + 46.5S(N)^2(L)^2/70500E - 5.206Ap(1/At + R1/A1...)$$

$$L(h + q/0.433JG - P_r/0.433G)/E \quad (5.73)$$

La ecuación 5.73 en la ecuación 5.23

$$PD=q/EVt=0.1484ApN[S+46.5S(N^2)(L)^2/70500E - 5.206Ap \\ (1/At+R1/A1+...)L(h+q/0.433J6-Pr/0.4336)/E] \quad (5.74)$$

De donde, desarrollando y despejando "q", en función de "L", se obtiene:

$$q(L) = (a-bL+cL^2)/(1+dL) \quad (5.75)$$

donde: $a = 0.1484Ap N S EVt$

$b = 0.1484 \times 5.20N(Ap)^2EVt(1/At+R1/A1+...) (0.4336h-Pr)/0.433E$

$c = 46.5(N)^2a/70500E$

$d = b/(0.4336h-Pr)J$

Donde a, b, c y d son constantes, asumiendo EVt y J constantes para un rango específico de presión y producción del pozo.

La ecuación 5.75, al igual que la ecuación 5.71, representa la variación de la capacidad de la bomba con la profundidad, la cual también puede ser graficada.

5.3.2 SUPERPOSICION DE LA CURVA DE LA BOMBA CON LA CURVA IPR DEL POZO.

Teniendo la curva IPR del nivel de fluido vs. producción (Fig. 5.7) determinado en el capítulo 4 ; se obtiene la

profundidad y producción óptimos, de la superposición de dicha curva, con la curva de capacidades de la bomba.

Caso 1. Para $D=L$

Con la aproximación anterior, las curvas correspondientes al comportamiento productivo del pozo (figura 4.7) y la capacidad de equipo de bombeo (figura 5.12), pueden graficarse en el mismo sistema cartesiano: profundidad Vs producción (figura 5.13).

El punto de corte en las curvas (punto "o" en la figura 5.13), determina la profundidad y producción óptimos sin cambiar los parámetros de producción de la bomba usada.

Si se pretende continuar produciendo el pozo con el mismo equipo de subsuelo, vale decir sin modificar sus parámetros de producción (carrera, pistón y velocidad de bombeo), solo se corrige la profundidad de la bomba a la profundidad óptima (L_o), dada por el punto de corte de las curvas. se debe indicar además, que para esta profundidad óptima (L_o), corresponde una producción óptima (q_o) para este equipo de subsuelo en particular, alcanzándose el equilibrio entre el aporte de reservorio y la capacidad de admisión de la bomba.

Por otro lado, si del análisis de la figura 5.13, se determina que el (q_o) óptimo obtenido, esta lejos de alcanzar la producción máxima permisible ($q_{max.}$), podemos construir otra curva de capacidad de la bomba, cambiando

los parámetros de trabajo (velocidad de bombeo, carrera y/o pistón). De modo que el nuevo punto de corte de las curvas determine una producción tan cerca como sea posible a la producción máxima permisible $(q_0)_{max}$ (figura 5.14), la misma que estará acompañada de otra profundidad de asentamiento de la bomba tan cerca como sea posible a la profundidad del pozo .

Caso 2. Para $D < L$

Como se dijo anteriormente , el ingeniero de producción deberá fijar la sumergencia y nivel de fluido mas adecuados para evitar una producción irracional del reservorio y asegurar un llenado eficiente del cilindro de la bomba.

Por lo tanto, para este caso debe fijarse una profundidad de la bomba, en base a un nivel de fluido y sumergencia recomendados, para encontrar una capacidad de bomba óptima para esta profundidad, variando los parámetros de bombeo del equipo de subsuelo usado .

Podemos establecer los siguientes pasos para optimizar el equipo de bombeo usado.:

1. Sobre la curva IFR de nivel de fluido versus producción; se determina la profundidad de la bomba (L_0) y la producción (q_0) óptimos, del punto "o" de la figura 5.15, en base al nivel dinámico y sumergencia recomendados (figura 5.15) .

2. La curva de la "Capacidad de la Bomba", debe ser tal que pase por el punto "o" , señalado en (1), de modo que cumpla con las condiciones impuestas de nivel de fluido y sumergencia (figura 5.16) .

3. Para un pozo productor con una bomba de subsuelo cuya curva de " Capacidad de la Bomba" (figura 5.12), no cumpla con las condiciones de nivel de fluido y sumergencia impuestas, (figs. 5.17 y 5.18), se debe ajustar o aumentar la "Capacidad de la Bomba", variando en la ecuación 5.71 ó 5.75 , los parámetros de trabajo de la bomba (velocidad de Bombeo, carrera, etc) de modo que la nueva curva pase por el punto que define la producción y profundidad óptimas.,

CAPITULO 6

APLICACION DEL DISEÑO Y EVALUACION ECONOMICA

El método desarrollado en el capítulo anterior, es aplicable a cualquier pozo para optimizar su sistema de levantamiento artificial.

Es de suma importancia, contar con la mayor cantidad de información posible del pozo y reservorio. Datos consistentes de presión, análisis PVT, mecanismo de impulsión, producción de arena, entre otros, aseguran una aplicación correcta del diseño.

En el presente capítulo se aplica el diseño en pozos del yacimiento Maquia (Lote 31 - PETROPERU).

En los reservorios del yacimiento Maquia, cuyos mecanismos de impulsión son activos "Water Drives", no es válido el uso de la curva IPR de Vogel (Fig. 4.4). Se utiliza la línea recta adimensional IPR (Fig. 4.5), válido para reservorios con activos "Water Drives", con pobre presencia de gas en el fluido.

Por otro lado, por las características propias del fluido bombeado (solubilidad de gas inicial = 40 SCF/STB), no se requiere de una significativa sumergencia, de manera que el nivel dinámico de fluido puede aproximarse a la profundidad de la bomba.

La máxima producción se alcanza, como se dijo en el capítulo anterior, reduciendo al máximo el nivel de fluido en el anular ($D > L$) y sentando la bomba lo mas cerca al intervalo baleado. Sin embargo, este último requisito es limitado en los pozos del yacimiento Maquia, debido a que al sentar la bomba cerca al intervalo productor se incrementaria el "Drawdown" al máximo, provocando una considerable producción de arena con el flujo. Se requiere por lo tanto de un nivel de fluido tal, cuya contrapresión al reservorio sea la suficiente para controlar el flujo de arena. Una contrapresión de 100 psi., se considera suficiente para minimizar la erosión de la "arenisca" por el flujo.

La contrapresión recomendada de 100 psi., para los pozos de este yacimiento, equivale a la siguiente expresión:

$$h - D = 270 \text{ pies}$$

Donde "h", es la profundidad del pozo.

"D", el nivel de fluido.

Por otro lado, para el manejo de fluido arenoso se utilizan bombas de varillas RWA, con anillos "Nutex" en el pistón y anclaje en el tope. En estas bombas el fluido es descargado justo encima del anclaje en el tope, evitando que la arena se acumule alrededor de la bomba.

En el siguiente punto, veremos la aplicación del trabajo en un pozo representativo del yacimiento.

6.1 SELECCION DE UN POZO TIPO

Pozo Maquia

Yacimiento Maquia

Formación Cachiyacu

Reservorios: Beta y Gamma

Producción Actual:

100 BOPD = 20 BAPD

Datos del Pozo:

Petróleo de 39° API

Grav. esp. petróleo = 0.83

Grav. esp. agua = 1.05

Grav. esp. gas = ---

Agentes Corrosivos

En el fluido = ninguno

Temperatura:

En superficie : 90 °F

En fondo del pozo: 177 °F

Presión del reservorio:

350 psi.

Datos PVT del fluido:

Solubilidad de gas inicial = 40 SCF/STB

Factor de volumen de formación= 1.05 BLS/STB

"tubing" de: 2.875" (no anclado)

"Casing" de: 7.00"

Intervalo perforado: 2052 - 2110'

Análisis IPR del pozo (fig. 6.1)

Máximo reg. de producción = 200 BLS/día

Nivel de fluido para control

Mínimo de arena = 1800 pies

Régimen de producción esperado = 160 BLS/día

130 ROPD

30 BWPB

6.2 INFORMACION PRELIMINAR NECESARIA PARA EL REDISEÑO

- 1) Régimen de producción, nivel de fluido y profundidad de la bomba de la curva IPR del pozo.

$$Q = 160 \text{ BLS/día}$$

$$D = 1800 \text{ pies}$$

$$L = 1800 \text{ pies}$$

- 2) Eficiencia volumétrica teórica u óptima y gravedad específica del fluido.

$$E_{vt} = (1/B_i)100 = 95\%$$

$$G = (0.81)0.83 + (0.19)1.05 = 0.87$$

- 3) Parámetros de bombeo

De la tabla 5.1 diámetro de la bomba: 1.50 pulg.

De la ec. 5.13 $N = C/S$

$$\text{Donde } C = Q/0.1484S_o A_p E_{vt} = 713.647$$

(S_o se aproxima a 0.90)

$$\text{Luego } N = 713.647/S$$

Tabulando para valores de "S" de la tabla 5.2

nº	S	N	α	Nmax perm.
1	20	36	0.370	38
2	24	30	0.310	35
3	30	24	0.245	31
4	36	20	0.204	28
5	42	17	0.172	26

Las 3 primeras opciones se descartan por altos factores de aceleración ($\alpha \geq 0.30$) que provocarían excesivas sobrecarreras del pistón. Con criterio económico, se elige la opción 4, sin embargo, de contarse con una unidad de mayor capacidad en el área, la opción 5 es la más adecuada técnicamente.

$$S = 42 \text{ pulg.}, \quad A_p = 1.767, \quad N = 17 \text{ rpm}$$

4) Sarta de varillas

$$\text{Esfuerzo máximo de sarta } 5/8" = (0.433LAp + 1.3LM1)/A1 = (0.433 \times 1800 \times 1.767 + 1.3 \times 1800 \times 1.13)/0.307$$

$$SMX (5/8") = 13,100 \text{ psi.}$$

Suficiente sarta continua de 5/8" ya que el esfuerzo máximo de trabajo es del orden de 25,000 psi..

6.3 CALCULO DE FACTORES DE DISEÑO

1) Carrera efectiva del pistón (Sp)

$$Sp = [(Sp/S)S] - [Fo \times 1/Kt]$$

$$1/Kt = Et \times L = 0.221 \times 10^{-6} \times 1800 = 3.978 \times 10^{-4}$$

$$F_0 = 0.433GD_{Ap} = 0.433 \times 0.87 \times 1800 \times 1.767 = 1200 \text{ Lbs}$$

$$N/N_0 = NL/245,000 = (17)1800/245,000 = 0.125$$

Factor de frecuencia $F_c = 1$

$$N/N_0' = N/N_0 = 0.125$$

$$1/Kr = ErL = (1.27 \times 10^{-6}) \times 1800 = 2.286 \times 10^{-3}$$

Luego:

$$F_0/5Kr = (1200/42)(2.286 \times 10^{-3}) = 0.065$$

con $N/N_0' = 0.125$ y $F_0/5Kr = 0.065$, de la fig. 5.2 se obtiene $(S_p/S) = 0.95$

$$S_p = [(0.95)^{42}] - 1200 \times 3.978 \times 10^{-4} = 39.42 \text{ pulg.}$$

2) Desplazamiento de la bomba (PD)

$$PD = 0.1484 S_p N A_p = 0.1484 (39.42) (17) (1.767) = 175.72 \text{ BLS/día}$$

De donde

$$Q = EVt \times PD = 175.72 \times 0.95 = 167 \text{ BLS/día.}$$

La producción deseada es 160 BLS/día, la cual será alcanzada con los parámetros de trabajo determinados. Sin embargo, si quisieramos mayor precisión, repetimos el procedimiento con el nuevo valor de $S_0 = S_p/S = 0.95$

$$C = Q/0.1484 S_0 A_p EVt = 683.28$$

Luego: $N = 683.28/S$

Se obtiene:

$S = 42$ y $N = 16.28$ Spm

$N/N_0 = 0.12$ y S_p resulta el mismo (39.42puig)

$Q = Evt \times 0.1484 (S_p) (N) (A_p)$

$Q = 0.95 \times 0.1484 (39.42) (16.28) (1.767)$

$Q = 160$ BLS/día

La producción deseada será alcanzada exactamente.

3) Máxima carga en el varillón (PPRL)

$PPRL = Wrf + [(F1/SKr)SKr]$

donde: $Wrf = WFL (1 - 0.1286)$

$$Wrf = 1.135 \times 1800 (1 - 0.128 \times 0.87) = 1815.5 \text{ lbs}$$

De la fig. 5.3, se obtiene $F1/SKr = 0.135$

y $SKr = (42)/2.286 \times 10^{-3} = 18,372.7$

Luego $PPRL = 1,815.5 + 0.135 (18,372.7)$

$PPRL = 4296$ lbs.

4) Mínima carga en el varillón (MPRL)

$MPRL = Wrf - [(F2/SKr)SKr]$

donde: (F_2/S_{Kr}) se obtiene de la figura 5.4

y da el valor de $F_2/S_{Kr} = 0.032$

$$MPRL = 1815.5 - [0.032 \times 18,372.7]$$

$$MPRL = 1228 \text{ Lbs}$$

$$\text{Esfuerzo m\u00ednimo} = SMN = MPRL/A_r = 4000 \text{ psi}$$

$$\text{M\u00e1xima tensi\u00f3n de varillas} = 13,994 \text{ psi}$$

$$\text{Esfuerzo permisible grado C} = (22500 + 0.5625 \times 4000)1$$

$$SA = 24,750 \text{ psi.}$$

5) Efecto del contrabalance requerido (CBE)

$$CBE = 1.06 (W_{rf} + F_0/2)$$

$$CBE = 1.06 (1815.5 + 1200/2)$$

$$CBE = 2560 \text{ Lbs.}$$

6) M\u00e1ximo Torque (PT)

$$\text{Definido por: } PT = (2T/S^2 K_r) S_{Kr} \times T_a \times S/2$$

$$\text{De la fig. 5.5, con } N/N_0' = 0.12 \text{ y } F_0/S_{Kr} = 0.065$$

Se obtiene, correcci\u00f3n: 8%

$$(W_{rf}/S_{Kr} - 0.3)/0.1 = (1815.5/18,372.7 - 0.3)/0.1 = -2$$

$$\text{Correcci\u00f3n total} = -2 \times 8\% = -16\%$$

$$\text{De donde: } T_a = 1.00 - 0.16 = 0.84$$

El valor adimensional $2T/S^2Kr$, se obtiene de la fig. 5.6

$$2T/S^2Kr = 0.11$$

Luego:

$$PT = (2T/S^2Kr)SKr \times T_a \times S/2$$

$$= (0.11)(18,372.7)(0.84)42/2 = 35,650 \text{ Lbs-pulg.}$$

7) Potencia requerida (PRHP)

$$PRHP = (F3/SKr)SKr \times SN \times 2.53 \times 10^{-6}$$

De la fig. 5.7 se obtiene $F3/SKr = 0.1$

Por lo tanto:

$$PRHP = (0.1)(18,372.7)(42)(16.28)2.53 \times 10^{-6}$$

$$PRHP = 3.2 \text{ HP}$$

La energía requerida en un motor eléctrico, se estima en el 100% del valor calculado para el varillón.

Con los factores de diseño calculados, se selecciona de la tabla 5.2, la unidad de bombeo que mejor satisfaga a estos factores:

$$\text{Carrera máxima} = 42 \text{ pulg.}$$

$$\text{Máxima carga en el varillón} = 4296 \text{ Lbs}$$

$$\text{Máximo torque} = 35,650 \text{ Lbs-pulg.}$$

De la tabla 5.2 una unidad convencional C-400-89-42 será adecuada y suficiente para este pozo.

6.4 RESULTADO DEL RED SENDO

INFORMACION PRELIMINAR

Profundidad de bomba	1800 pies	Tubing no anclado	
Nivel de fluido	1800 pies	Diámetro de tubing	2.875 o.i.g.
Carrera	42 p.g.	No. API de varillas	55
Carreras por minuto	16.28 som	Eficiencia volumen	95%
Diámetro del piston	1.500 o.i.g.	Grav. esp. fluido	0.87

RESULTADOS

UNIDAD: C-400-89-42

BOMBA API-25-150-RWAC

Carga máxima	4296 lbs.	Carrera neta del piston	39.4 o.i.g.
Carga mínima	1228 lbs.	Carreras por minuto	16.25 som
Torque neto	35650 lbs.o.i.g.	Produccion al 100%	168 Bis/dia
Efecto de Contrabalance	2560 lbs.	Produccion al 95%	160 Bis/dia
HP en e var ilion	3.2 HP	Peso del fluido	1200 lbs

ENERGIA REQUERIDA

PESO DE VARILLAS

En motor electrico	6.4 HP	En el aire	2043 lbs
ESFUERZOS		Sumergidas	1815 lbs

Max. esfuerzo de varillas	13994 psi
Esfuerzo permisible grado C	24750 psi
Factor de servicio de varillas	0.57

6.5 EVALUACION DE LA CAPACIDAD DE LA BOMBA Y LA PRODUCCION CON LA PROFUNDIDAD DE ASENTAMIENTO

Sabemos que la capacidad de bomba varia con la profundidad de asentamiento de acuerdo a la ecuación 5.71

$$q = a - bL^2 \quad (5.71)$$

donde:

$$a = 0.1484 Ap N S Evt$$

$$b = [0.1484 \times 5.20Ap^2 NG(1/A1 + 1/Ar)] / E - 0.1484 \times 46.5Ap$$

$$SN^2 / 70500 E] Evt$$

para el pozo en evaluación resulta:

$$a = 170$$

$$b = 3.2 \times 10^{-6}$$

$$q = 170 - 3.2 \times 10^{-6} L^2$$

Se tabulan para los principales valores de "L"

L	q
0	170
500	169.2
1000	166.8
1800	159.6
2125	155.5

Se plotea la curva correspondiente y se superpone con la curva IPR del pozo. Ver fig. 6.2.

Como se vio en el capítulo anterior (5.3.2), el punto de corte ("O") de las curvas de capacidad de la bomba e IPR del pozo, determina la producción (q_0) y la profundidad (L_0) óptimos para el equipo de bombeo usado.

Del gráfico 6.2 .

$$q_0 = 160 \text{ BLS/día}$$

$$L_0 = 1300 \text{ pies}$$

Se confirman los valores de producción y profundidad de bomba iniciales; se garantiza de esta manera la precisión del diseño.

6.6 APLICACION DINAMOMETRICA PARA BALANCE DE UNIDAD

El cálculo del toque neto para cada posición diferente del "Crank", a partir de las cargas registradas por las cartas dinamométricas permite alcanzar analíticamente un balance óptimo en la unidad de superficie.

El registro dinamométrico de la fig. 6.3, corresponde al pozo en análisis.

El cuadro 6.1, es un resumen de cálculos para determinar el torque neto en balance:

- Los cálculos se efectúan para cada 15 grados en la posición del "Crank" (columna 1) .

- Del registro dinamométrico se obtienen las cargas del pozo para cada posición del "Crank" (columna 2) .
- Los factores de torque (3), son proporcionados por el fabricante, en base a la geometría de la unidad.
- El torque de carga del pozo (4), esta dado por la ec. 5.66:

$$T_{wn} = TF (W-B) \quad (5.66)$$

Donde: TF, factor de torque para cada ángulo.

W, carga del pozo, del reg. dinamométrico.

B, desbalance estructural .

- El torque del contrapeso (5), esta dado por: $M\text{sen}\theta$

Donde: M, es el max. momento de C'Balance dado por el fabricante (M=43,415 Lbs -plg)

θ , es el ángulo que indica la posición del "Crank".

- El torque neto actual (6) esta dado por la ecuación 5.67

$$T_{net} = (T_{wn} - M\text{sen}\theta) \quad (5.67)$$

Este torque neto es graficado en la fig. 6.3, observándose un desbalance considerable de los torques máximos en las carreras ascendente y descendente.

- Se corrige el máximo momento de contrabalance actual (M). El máximo momento de C'Balance requerido (Mr), se

determina igualando los torques netos máximos en las carreras descendente y ascendente.

De la fig. 6.3

$$T_{W_1} - Mr \text{Sen}(45^\circ) = T_{W_2} - Mr \text{Sen}(22.5^\circ)$$

$$69,952 - Mr(0.707) = - 22,317 - Mr(0.3827)$$

$$Mr = 65,244 \text{ Lbs-pulg}$$

- El torque del contrapeso balanceado (T_{W_2}) está dado por $- Mr \text{Sen}\theta$.

- El torque neto en balance (T), está dado por:

$$T_{\text{net}} = (T_{W_1} - Mr \text{Sen}\theta) / \text{E.F.E.F.F.} = (T_{W_1} - 65,244 \text{ Sen}\theta) / 0.707$$

y esta representado en la fig. 6.4 por el diagrama de torque ideal.

- Para el caso del ejemplo, se requiere de un momento de contrabalance adicional de $Mr - M = 21,343 \text{ Lbs-pulg}$, para un balance ideal de la unidad.

Dicho balance ideal se consigue aumentando una carga conocida al contrapeso, a una distancia que será determinada por el momento adicional requerido.

$$d = (Mr - M) / (\text{carga conocida})$$

Por otro lado, también se determina el balance ideal, desplazando las pesas una distancia que se calcula de

"cartas de contrabalance" proporcionado por el fabricante como en la fig. 5.11

6.8 EVALUACION ECONOMICA

La evaluación económica se efectúa al pozo Maquia para un año de trabajo, en base a un balance de costos después de optimizar el sistema de bombeo mecánico del pozo en análisis.

Se tiene en cuenta como ingresos: el incremento en la producción de petróleo, ahorro por disminución en frecuencia de SP's, ahorro por menor producción diferida en SP's y ahorro por menor reparación de bombas de subsuelo. Por otro lado se consideran egresos para este pozo: el costo de instalación de la unidad de superficie seleccionada removiendo la unidad original para utilizarse en otro pozo de mayor capacidad, y el costo de las mediciones dinamométricas y "Sonolog" .

EGRESOS

1) Costo de instalación de unidad seleccionada y remoción de unidad original .

- uso de grua 4 Hrs x 80US\$/Hr = 320 US\$

- nueva base para unidad sup. = 1000 US\$

1320 US\$

2) Mediciones dinamométricas y "Sonolog".

- Costo por prueba mixta (Dinam+"Sonolog") = 170 US\$

- Costo de 2 pruebas al año = 340 US\$

Egresos totales = 1660 US\$

INGRESOS

1) Incremento en la producción de petróleo .

Incremento anual = $(40 \text{ BLS/d} \times a) 365 = 14,600 \text{ BLS}$

Precio US\$/barril = 20 US\$

Ingreso por producción = $(20 \text{ US\$/BLS}) 14,600 = 292,000 \text{ US\$}$

2) Ahorro por disminución de frecuencia en SP .

Disminución en SP = $3 - 0.66 = 2.34 \text{ sp/año}$

Costo prom/sp = 1000US\$/sp de 24hrs.

Ahorro = $(1000 \text{ US\$/sp}) 2.34 = 2,340 \text{ US\$}$

3) Ahorro por menor prod. diferida en sp's .

Menor prod. diferida = $3(1408/D) - 0.66(1608/D) = 314.48 \text{ ls}$

Ahorro = $314.4 \text{ BLS} \times 20 \text{ US\$/BLS} = 6,288 \text{ US\$}$

4) Ahorro por menor reparación de bombas de subsuelo .

Costo prom/repar. bomba 2" = 200US\$/reparación

Costo prom/repar. bomba 1.1/2" = 150US\$/reparación

Ahorro = $3 \times 200 \text{ US\$} - 0.66 \times 150 \text{ US\$} = 501 \text{ US\$}$

Ingresos totales = 301,129 US\$

Ganancia neta = Ingresos - Egresos

Ganancia neta = (301,129 - 1660) US\$

Ganancia neta = 299,469 US\$/año

Cabe indicar, que en la evaluación económica desarrollada para el "Pozo Maquia", no se tuvo en cuenta el menor costo de la unidad de superficie instalada y la nueva sarta de varillas de menor longitud y diámetro, lo cual disminuirá aún más el costo productivo del pozo.

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES FINALES.

- 1) La principal ventaja del sistema de bombeo mecánico y la razón de su popularidad es la disposición para su instalación inmediata y la facilidad de manejo para los operadores.
- 2) En pozos someros (menos de 5,000 pies) con producción de fluido arenoso, se recomienda bombas de subsuelo "RSA", de varillas, con anclaje en el tope y pistón de anillos.

Las bombas con anclaje en la base, tanto de barril estacionario como de barril viajero no se recomiendan para manipular fluido conteniendo arena, puesto que las partículas sólidas pueden acumularse alrededor del barril y atascar la bomba.
- 3) Con el fin de evitar irregularidades en el mecanismo de bombeo (golpes de fluido, "Gas Lock", escurrimiento a través del pistón y/o válvulas, etc.) y verificar un balance adecuado de la unidad de superficie; se recomienda una evaluación del sistema de bombeo mecánico dos veces al año, mediante mediciones físicas dinámicas y de nivel de fluido.
- 4) Una de las irregularidades más frecuentes en el ciclo de bombeo es el GOLPE DE FLUIDO . Este fenómeno provocado por un llenado parcial del cilindro de la bomba, se manifiesta en pozos cuyas bombas de subsuelo se quedan sin nivel de fluido.

El émbolo recorre parcialmente la carrera descendente con la carga de fluido, hasta encontrar el nivel de llenado con el cual chocará , provocandose el impacto.

El impacto o golpe de fluido , es transmitido en forma de vibraciones a la sarta de varillas y unidad de superficie. Estas vibraciones de torsión en la carrera descendente provocan pandeo y/o desenroscado de los coples de varillas.

Este fenómeno se corrige dimensionando adecuadamente la bomba de subsuelo (sobredimensionada) , lo cual se consigue corrigiendo la profundidad de asentamiento de la bomba o cualquiera de los parámetros de bombeo hasta alcanzar equilibrio con el aporte productivo del pozo.

- 5) En pozos profundos y/o desviados, los registros dinamométricos se consideran inadecuados para efectos de interpretación del mecanismo de bombeo, debido a la alta interferencia de la sarta de varillas, cuyo comportamiento elástico y vibratorio impide una interpretación clara del mecanismo de bombeo.

Para evaluar el comportamiento de la bomba en pozos profundos, se han ideado "Dinagramas" de bombeo pozo abajo. Tales "Dinagramas" son el resultado de un trabajo de simulación numérica a partir de su correspondiente registro dinamométrico superficial.

6) El conocimiento del comportamiento productivo del pozo en análisis ó su curva IPR, (mediante mediciones BHP ó de nivel de fluido), es de suma importancia para determinar los límites de producción y diseñar la bomba de subsuelo en base a dichos límites.

7) La curva adimensional de Vogel (Fig. 4.4) resulta del análisis de un flujo bifásico (petróleo y gas) para reservorios con empuje de gas en solución. Su aplicación para reservorios con otro tipo de impulsión no es correcta; así mismo no es válida para un flujo de tres fases (petróleo, gas y agua).

Por otro lado en la mayoría de las aplicaciones de la curva de Vogel, los errores serán menores al 10% respecto al IPR calculado de pruebas de los pozos, excepto para aquellos crudos altamente viscosos y aquellos con flujo restringido por efecto Skin, en los que el error puede superar al 20%

8) Para obtener la máxima producción ($Q_{max.}$) de un pozo, se deben buscar las siguientes condiciones :

- La profundidad de la bomba (L), lo más cerca al intervalo baleado.
- Reducir al máximo el nivel de fluido (D) en el anular.

Estas dos condiciones darán la máxima productividad del pozo. Sin embargo al máxima producción permisible, en

muchos casos es limitada por las características propias del pozo; debiendo mantenerse un nivel de fluido lo suficiente alto, de modo que la contrapresión en el casing, controle la producción del reservorio y evite su aporte irracional (altos GLRs, WORs , producción de arena, etc).

9) La producción deseada y profundidad de asentamiento de la bomba; datos necesarios para el diseño del sistema, se obtienen de la curva IPR del pozo, en base, a un nivel de fluido y sumergencia recomendados por el ingeniero de producción de acuerdo al conocimiento del pozo en análisis.

10) La eficiencia volumétrica teórica, se determina principalmente en base a datos PVT; las ecuaciones correspondientes (6.4 y 6.5 ó 6.9 y 6.10), representan con bastante aproximación tal eficiencia volumétrica, definido por el volumen de fluido admitido por la bomba llevado a condiciones de superficie respecto al volumen de desplazamiento teórico de la bomba; la eficiencia volumétrica óptima es aquella en la que el volumen de fluido admitido por la bomba, llena el cilindro uniforme y completamente hasta el final de la carrera ascendente, sin escurrimiento de fluido a través de la bomba.

Las ecuaciones señaladas para el cálculo de la eficiencia volumétrica , derivadas en este trabajo, permiten

utilizar un valor real de este parámetro, para optimizar el diseño del sistema.

11) Para una profundidad de bomba y un volumen de producción dados, debe utilizarse el menor diámetro de pistón que satisfaga la producción del pozo, manteniendo una velocidad moderada de bombeo y la máxima longitud de carrera permitida por la unidad de superficie siempre que no exceda el torque de diseño en la caja reductora.

12) De los tres métodos para determinar los factores de diseño del sistema de bombeo mecánico, el mas efectivo y recomendable es el método del API-RP-11L "Design Calculations For Sucker Rod Pumping Systems".

13) El método de factores de torque y su aplicación a cartas dinamométricas, permite determinar analíticamente el grado de desbalance de la unidad de bombeo superficial y su corrección para alcanzar un contrabalance ideal. El método requiere el uso de cartas de contrabalance (fig. 5.11) para determinar la nueva ubicación de las pesas en el "Crank", dichas cartas deben ser proporcionadas por los fabricantes de las unidades de bombeo.

14) La capacidad de la bomba de subsuelo disminuye con la profundidad según la ecuación de una parábola (Ec. 5.71).

A mayor profundidad la sarta de varillas sufre mayor elongación (mayor carga de fluido). A mayor estiramiento la carga efectiva del pistón disminuye y por ende la capacidad de la bomba también disminuye.

Por lo tanto la profundidad de la bomba (L), puede considerarse como un cuarto parámetro que puede ajustarse para dimensionar el equipo de subsuelo.

15) Para el rediseño de una bomba de subsuelo, que este sobredimensionada ó subdimensionada, respecto a la producción del pozo; se modifica la profundidad de asentamiento de la bomba, sin sacar el equipo de bombeo del subsuelo.

La profundidad se ajusta si la bomba está sobredimensionada o se incrementa si esta subdimensionada. Esta modificación de la profundidad de asentamiento permite alcanzar el equilibrio entre la capacidad de desplazamiento de la bomba y el aporte productivo del pozo. El trabajo se efectúa en base al análisis de la curva IPR del pozo y la curva de capacidad de la bomba en un mismo gráfico cartesiano de profundidad versus producción.

16) Para un diseño total y efectivo del sistema, el ingeniero de producción debe tener un conocimiento completo del yacimiento y/o pozo en estudio: historia de producción, comportamiento productivo del pozo (IPR),

características del reservorio, propiedades PVT del crudo, etc. Así mismo, el conocimiento de problemas frecuentes en las bombas de subsuelo: atascamiento, "Gas Lock", etc., permiten seleccionar el tipo de bomba mas adecuado para el pozo en análisis.

REFERENCIAS

1. Brown, K. E.: "The Technology of Artificial Lift Methods" - volumen 2a.
2. Juch, A. H. and Watson, R. J.: "New Concepts in Sucker Rod Pump Design" "Copyright 1969 American Institute of Mining, Metallurgical and Petroleum Engineers, Inc."
3. Eickmeier, J. R.: "Diagnostic Analysis of Dinamometer Cards" "Copyright 1967 American Institute of Mining, Metallurgical and Petroleum Engineers, Inc."
4. Gibs, S. G. and Neely, A. B.: "Computer Diagnosis of Downhole Conditions in Sucker Rod Pumping Well". JPT (Enero 1966).
5. Vogel, J. V.: "Inflow Performance Relationships for Solution - Gas Drive Wells", "Copyright 1968 American Institute of Mining, Metallurgical and Petroleum Engineers, Inc."
6. "Sucker Rod Handbook", Bethlehem Steel Co. Handbook 489. 1958.
7. API RP 11L: "Design Calculations for Sucker Rod Pumping Systems". Suplemento 1 (Marzo 1979).
8. "Lufkin Engineering Manual, Lufkin Foundry & Machine Co. Lufkin, Texas ".