



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA  
DE MÉXICO**

---

---

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**“SISTEMA DE BOMBEO POR CAVIDADES PROGRESIVAS  
APLICADO A POZOS DESVIADOS”**

**T E S I S**

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

**INGENIERO PETROLERO**

P R E S E N T A :

**ESQUIVEL ORTEGA SALVADOR**

DIRECTOR DE TESIS:

**M.I. JOSÉ ÁNGEL GÓMEZ CABRERA**



MÉXICO, D. F.; SEPTIEMBRE DE 2009



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



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

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

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

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

## AGRADECIMIENTOS

A mis padres, por creer en mí y por estar siempre a mi lado, a pesar de todos mis errores.

A mis hermanos, por la confianza que me tienen y porque siempre me han apoyado.

A Lucy, por su confianza y por su gran apoyo.

A ti Abril, porque día con día me llenas de alegría.

A los ingenieros:

José Ángel Gómez Cabrera, Salvador Flores Mondragón, Rafael Rodríguez Nieto, María Isabel Villegas Javier, Tomás Eduardo Pérez García, Manuel Enriquez Poy, Jaime Urrútia Fucugauchi..; por haberme apoyado en la realización de este trabajo y por haber criticado sanamente la calidad del mismo.

A mis familiares y amigos por haber creído en mí.

## CONTENIDO

<b>RESUMEN.....</b>	<b>2</b>
<b>INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>3</b>
<b>OBJETIVOS.....</b>	<b>5</b>
<b>CAPÍTULO 1</b>	
<b>BOMBA DE CAVIDADES PROGRESIVAS (BCP) COMO SISTEMA ARTIFICIAL DE PRODUCCIÓN.....</b>	<b>6</b>
<b>1.1 ASPECTOS GENERALES.....</b>	<b>7</b>
<b>1.2 PRINCIPIO DE OPERACIÓN.....</b>	<b>8</b>
<b>1.3 ANTECEDENTES DEL SISTEMA DE BCP.....</b>	<b>11</b>
<b>1.4 RECOMENDACIONES Y COMPARACIONES PARA LA SELECCIÓN DE SISTEMAS ARTIFICIALES DE PRODUCCIÓN.....</b>	<b>12</b>
<b>1.4.1 Ventajas y desventajas de los principales         Sistemas Artificiales de Producción.....</b>	<b>17</b>
<b>CAPÍTULO 2</b>	
<b>DESCRIPCIÓN DE LAS PARTES DEL SISTEMA DE BOMBEO POR CAVIDADES PROGRESIVAS.....</b>	<b>20</b>
<b>2.1 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO.....</b>	<b>21</b>
<b>2.2 EQUIPO SUPERFICIAL.....</b>	<b>22</b>
<b>2.2.1 Motor primario.....</b>	<b>24</b>
<b>2.2.1.1 Desahogo de presión y sobrecarga del motor.....</b>	<b>24</b>
<b>2.2.1.2 Selección del motor.....</b>	<b>25</b>
<b>2.2.2 Cabezal de rotación.....</b>	<b>26</b>
<b>2.2.2.1 Tipos de cabezales de rotación.....</b>	<b>27</b>
<b>2.3 EQUIPO SUB-SUPERFICIAL.....</b>	<b>30</b>
<b>2.3.1 Bomba.....</b>	<b>30</b>
<b>2.3.1.1 Principio y capacidad de la bomba.....</b>	<b>31</b>
<b>2.3.1.2 Desplazamiento.....</b>	<b>35</b>

2.3.1.3	Requerimiento de potencia de la bomba.....	37
2.3.1.4	Rotor.....	38
2.3.1.5	Estator.....	38
2.3.2	Varilla pulida.....	39
2.3.3	Sarta de Varillas.....	39
2.3.4	Accesorios.....	41
2.3.4.1	Centralizadores de tubería.....	41
2.3.4.2	Controladores de torque.....	41
2.3.4.3	Anclas antitorque.....	41
2.3.4.4	Separadores de gas.....	42

## CAPÍTULO 3

<b>CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA BCP.....</b>	<b>43</b>
--	-----------

<b>3.1 INFORMACIÓN REQUERIDA PARA EL DISEÑO DE APAREJOS DE BCP.....</b>	<b>44</b>
3.1.1 Pruebas de producción.....	44
3.1.2 Tipo de fluidos producidos.....	44
3.1.3 Estado mecánico del pozo.....	45

<b>3.2 FACTORES QUE AFECTAN EL DISEÑO DEL APAREJO DE BCP.....</b>	<b>45</b>
3.2.1 Viscosidad y densidad del aceite.....	45
3.2.2 Gas libre asociado al aceite.....	46
3.2.3 Presencia de arena.....	47
3.2.4 Presencia de CO <sub>2</sub> y H <sub>2</sub> S.....	48
3.2.5 Presencia de aromáticos.....	49
3.2.6 Temperatura.....	49
3.2.7 Capacidad de flujo del pozo.....	50
3.2.8 Geometría de flujo.....	52
3.2.9 Pozos desviados.....	53

<b>3.3 CONDICIONES OPERACIONALES DE LA BOMBA.....</b>	<b>54</b>
3.3.1 Capacidad de desplazamiento y de levantamiento de la bomba.....	54
3.3.2 Velocidad de rotación.....	58
3.3.3 Eficiencia volumétrica.....	60
3.3.4 Torque requerido por la bomba.....	61

<b>3.4 IDENTIFICACIÓN DE LA BOMBA.....</b>	<b>62</b>
3.4.1 Clave del estator.....	62
3.4.2 Clave del rotor.....	62

<b>3.5 CRITERIOS DE PRODUCCIÓN.....</b>	<b>63</b>
---	-----------

3.5.1	Determinación del nivel de instalación de la bomba.....	63
3.5.1.1	Posición con respecto al nivel dinámico (o nivel de sumergencia) .....	63
3.5.2	Posición de la bomba con respecto al nivel dinámico y del punto de burbuja.....	64
3.5.3	Evaluación del incremento de presión mínimo de la bomba.....	66
3.5.3.1	Presión generada por la altura de columna a evacuar.....	66
3.5.3.2	Pérdidas de carga generadas por fricción.....	66
3.5.3.3	Presión en la cabeza del pozo.....	67
3.6	<b>PERFIL DE PRESIÓN</b> .....	67
<b>CAPÍTULO 4</b>		
	<b>APLICACIÓN DEL BCP A POZOS DESVIADOS</b> .....	70
4.1	<b>SISTEMA DE BCP CON VARILLA CONVENCIONAL (SUCKER ROD)</b> .....	74
4.1.1	Esfuerzos que actúan sobre la sarta de varillas en un pozo vertical.....	75
4.1.2	Cargas de contacto que actúan sobre la sarta en pozos desviados.....	79
4.1.3	Protección contra el desgaste tubería - varillas.....	81
4.1.4	Comportamiento del flujo en el anular: varillas-tubería de producción.....	84
4.1.5	Distribución de fallas en las varillas.....	87
4.2	<b>SISTEMA DE BCP CON VARILLA CONTINUA</b> .....	88
4.2.1	Esfuerzos que actúan sobre la varilla en un pozo vertical.....	90
4.2.2	Cargas de contacto que actúan sobre la varilla en pozos desviados.....	90
4.2.3	Distribución de fallas en la varilla continua.....	94
4.3	<b>DESGASTE DE LA TUBERÍA DE PRODUCCIÓN</b> .....	94
4.4	<b>ANÁLISIS ECONÓMICO DE LAS VARILLAS (CONVENCIONAL Y CONTINUA)</b> .....	96
4.5	<b>COMPORTAMIENTO DEL GAS EN LA ADMISIÓN DE LA BOMBA</b> .....	96
	<b>CONCLUSIONES</b> .....	99
	<b>RECOMENDACIONES</b> .....	100

<b>APÉNDICES</b> .....	101
<b>A-I</b> Comparación de las varillas, convencional y continua, en aplicaciones con BCP. ....	101
<b>A-II</b> Tablas para la selección de cabezales y poleas para variación de la velocidad.....	106
<b>A-III</b> Tablas para la selección del modelo y capacidad de la bomba.....	110
<b>A-IV</b> Curvas para calcular las pérdidas de presión por fricción.....	111
<b>A-V</b> Ejemplos de aplicación.....	115
<b>REFERENCIAS</b> .....	119

## RESUMEN

El Sistema de Bombeo por Cavidades Progresivas (Sistema BCP) es un método de levantamiento artificial de fluidos, cuya popularidad en la industria petrolera se ha estado incrementando en los últimos años.

En el presente trabajo se hace una comparación general del Sistema BCP con otros sistemas de levantamiento artificial (Capítulo 1).

En el Capítulo 2, se describen las partes que componen el Sistema BCP así como su función en dicho sistema. También, se explica el modo en que funciona el sistema para poder generar una diferencial de presión, capaz de elevar a los fluidos hasta la superficie.

En el Capítulo 3 se presentan las consideraciones para poder realizar un adecuado diseño de este sistema. Aquí se presentan los parámetros que más influyen en el diseño de las partes del equipo. También, se presentan métodos para calcular el gasto y la capacidad de levantamiento de la bomba.

La aplicación del Sistema BCP a pozos desviados, tiene la desventaja de sufrir desgaste entre las varillas de accionamiento y la tubería de producción; en este caso, es necesario adecuar accesorios al sistema para minimizar este desgaste con la tubería de producción. Existen varios accesorios para reducir este problema, como la utilización de centralizadores de la varilla en la zona de desviación, o bien, la utilización de la varilla continua.

En el último capítulo (Capítulo 4), se describen las características de la varilla continua y de la varilla convencional; asimismo, se hace una comparación entre ambas, para saber cuál de ellas es la más adecuada en aplicaciones con pozos verticales y con pozos desviados.

En un pozo horizontal o altamente desviado, el aceite y el gas, generalmente, forman un flujo estratificado, antes de llegar a la bomba; esto repercute en la eficiencia y tiempo de vida de la bomba.



## INTRODUCCIÓN

El Sistema de Bombeo por Cavidades Progresivas (Sistema BCP), en comparación con otros métodos, tiene aplicación reciente en la industria petrolera como Sistema Artificial de Producción (SAP). El Sistema BCP tiene significativas ventajas (en algunos casos) sobre otros métodos, debido principalmente a su principio de operación.

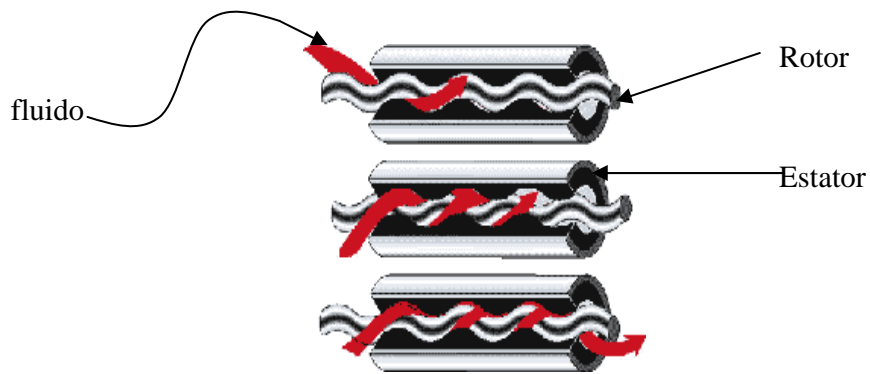
Estimaciones recientes<sup>14,15</sup> arrojan que cerca del 50% de los hidrocarburos en el mundo tienen una densidad menor a 20 °API, lo que indica que las mayores reservas de hidrocarburos son de aceites pesados.

A principios de los años 80's\*, del siglo pasado, se introdujo el Sistema BCP como una alternativa para explotar aceites pesados; los resultados demostraron que este sistema tenía una eficiencia total mayor a la de otros tipos de SAP, en las mismas condiciones de explotación. El Sistema BCP ha demostrado tener mayor eficiencia en la producción de aceites pesados; sin embargo, el poco conocimiento así como la falta de experiencia en el manejo de este sistema, hacen que su aplicación como SAP trascienda lentamente.

La Bomba de Cavidades Progresivas (BCP), como todas las bombas, es un transformador de energía. Recibe energía mecánica, que puede proceder de un motor eléctrico, térmico, etc, y la convierte en energía que un fluido adquiere en forma de presión, de posición o de velocidad. Así, la Bomba de Cavidades Progresivas, aplicada en un pozo petrolero, adiciona energía para que el fluido del subsuelo salga a la superficie cuando la energía del yacimiento ya no es suficiente para realizar esta acción.

La Bomba de Cavidades Progresivas más común, y de la que se trata en el presente trabajo, es la bomba rotatoria de “tornillo simple” (ver la figura i), la cual está constituida por dos piezas longitudinales en forma de hélice, una que gira en contacto permanente dentro de la otra, que está fija, formando un engranaje helicoidal.

\*En este trabajo se hacen abreviaciones de las décadas, haciendo referencia al siglo pasado (siglo XX), a menos que se especifique lo contrario.



**Figura i.** En una Bomba de Cavidades Progresivas, el tornillo o rotor desplaza axialmente el fluido a lo largo de una coraza en forma de gusano (estator).

En el presente trabajo se describen las partes del equipo\* y se mencionan las capacidades de gasto y levantamiento de la bomba, así como su forma de obtenerlas. La historia y trascendencia de este sistema también serán mencionadas, así como sus recientes aplicaciones en pozos desviados.

\* Se hace referencia al equipo de bombeo por cavidades progresivas accionado con una sarta de varillas.

## OBJETIVOS

Analizar e investigar el funcionamiento del Sistema Artificial de Bombeo por Cavidades Progresivas (Sistema BCP), con énfasis sobre las ventajas y desventajas del sistema, en comparación con otros sistemas, y estudiar sus condiciones óptimas de operación.

Una vez descrito el funcionamiento del bombeo por cavidades progresivas, se analizará el comportamiento del sistema en un pozo desviado, enfocando el análisis en los siguientes puntos:

- ✚ Impacto que tiene la desviación del pozo con el desgaste de las varillas que comunican a la bomba con la superficie, para transmitir el movimiento rotacional.
- ✚ Implicaciones o diferencias en la utilización de varillas convencionales y varilla continua.
- ✚ A partir del análisis, de los resultados de los puntos anteriores, llegar a una conclusión sobre que tipo de varilla es más recomendable utilizar.
- ✚ Presencia de gas en la admisión de la bomba, en un pozo desviado.

En este estudio, también se describirán métodos para calcular las presiones y gastos requeridos por la bomba, así como la velocidad, en revoluciones por minuto, para un gasto dado.

# CAPÍTULO 1

## CAPÍTULO 1

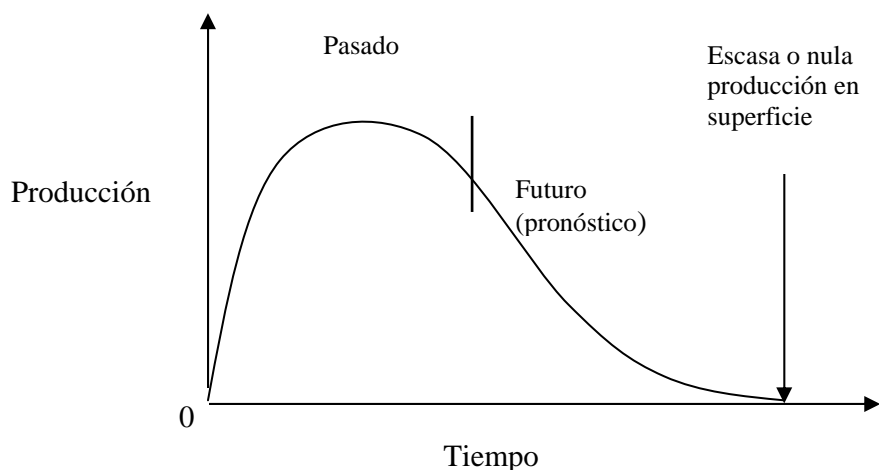
BOMBA DE CAVIDADES PROGRESIVAS (BCP)  
COMO SISTEMA ARTIFICIAL DE PRODUCCIÓN

## 1.1 ASPECTOS GENERALES

Los pozos productores de petróleo, durante su vida productiva, pueden clasificarse como fluyentes o de bombeo. Los pozos fluyentes son aquéllos en donde el aceite llega a la superficie por la energía propia del yacimiento, ya sea por empuje hidráulico, por gas disuelto o por algún otro mecanismo. Los pozos de bombeo son aquéllos que tienen integrado un Sistema Artificial de Producción (SAP), el cual le proporciona la energía necesaria a los fluidos para poder elevarlos a la superficie.

Cuando la energía disponible de un yacimiento es insuficiente para elevar el aceite hasta la superficie, es necesario utilizar un Sistema Artificial de Producción (SAP) que proporcione energía adicional al yacimiento para que éste pueda seguir produciendo los hidrocarburos hasta la superficie. El proceso de generación y transmisión de energía varía según el SAP que se utilice.

En la **Figura 1.1** se muestra una gráfica de producción contra tiempo, se puede observar la historia de producción y el pronóstico de la misma. En cualquier etapa de la vida productiva del pozo puede instalarse un SAP, es más común su uso cuando la presión del yacimiento no es suficiente para elevar los fluidos a la superficie. En el esquema, en la **Figura 1.1**, se puede notar que en cierto intervalo de tiempo, la producción en la superficie es escasa o nula por lo que se puede pensar en implementar un proceso de recuperación secundaria y un SAP, para volver a producir o incrementar la producción.

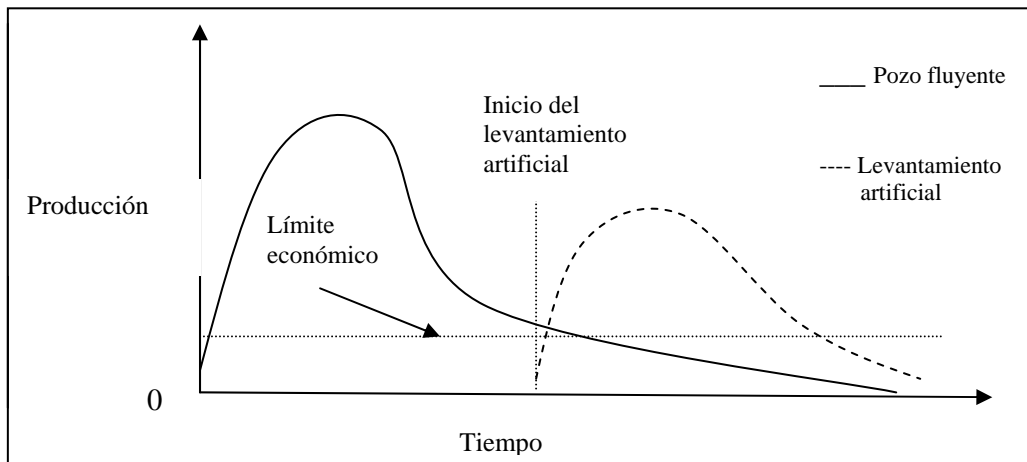


**Figura 1.1. Con un modelo que describa el comportamiento de la producción de un pozo petrolero, es posible realizar un proyecto para implementarle un SAP.**

Una adecuada selección del SAP implica un bajo costo de producción en la extracción de los hidrocarburos, un punto de partida en algunos procesos de selección es revisar la experiencia actual que se tiene con los diferentes SAP. Por ejemplo, de la experiencia

con la operación del Sistema de Bombeo Electrocentrífugo (BEC), se sabe que las fallas en el cable son muy frecuentes debido a las altas temperaturas, por corrosión o por mal manejo, las fallas en el motor también son frecuentes y se deben a altas temperaturas, corrosión abrasión, altas RGA (eficiencias bajas) y frecuentemente a la liberación de gas encerrado en la bomba.

Todos los SAP tienen un límite económico, a partir del cual éstos dejan de ser rentables aunque estén produciendo. Esto se debe a que los costos de operación y mantenimiento del SAP son mayores que los ingresos generados por la venta de los hidrocarburos (**Figura 1.2**).



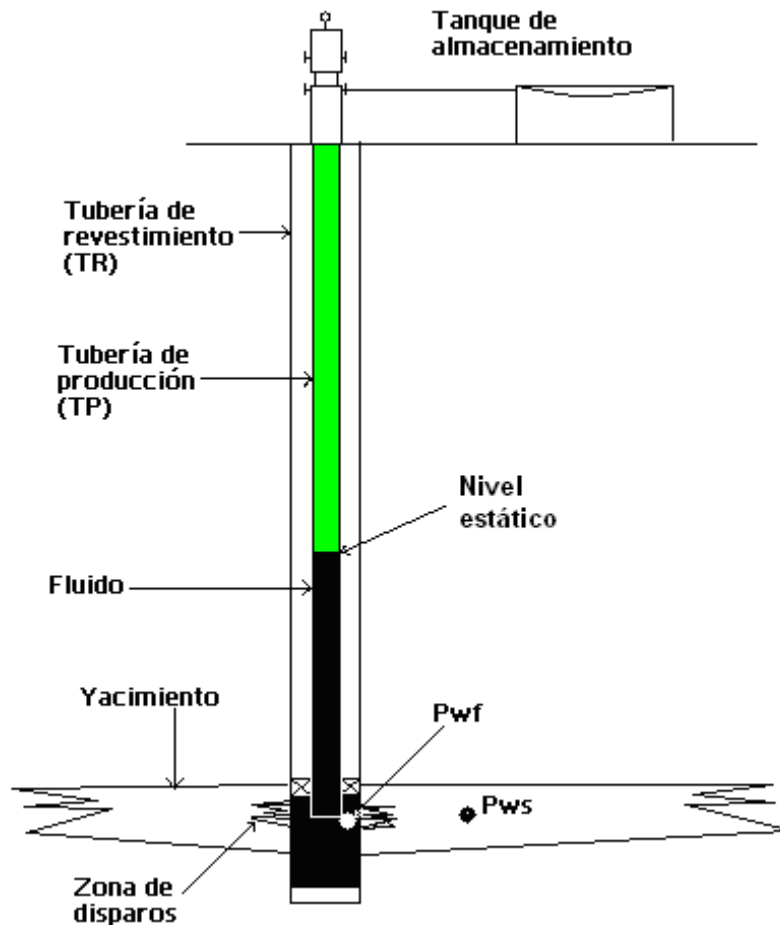
**Figura 1.2. Comportamiento típico de la gráfica de la producción contra tiempo de un pozo fluyente al implementarle un Sistema Artificial de Producción (SAP). Nótese que existe un límite económico para el SAP, a partir del cual los gastos son mayores que los ingresos económicos generados por la venta del crudo extraído.**

La selección del SAP más apropiado debería empezar cuando los diseños de perforación y terminación del pozo se estén realizando. Los escenarios de la perforación y la terminación tienen un mayor impacto en la determinación, no solamente sobre el mejor SAP, sino también, sobre la capacidad total del pozo.

## 1.2 PRINCIPIO DE OPERACIÓN DEL SISTEMA

Los fluidos fluyen de un lugar a otro por la diferencia de presión que existe. Los fluidos fluyen de un lugar de mayor presión hacia otro de menor presión (diferencia de presiones). Es el caso de los fluidos que fluyen del yacimiento al pozo, lo hacen porque existe una diferencia de presión entre la presión de fondo estática ( $P_{ws}$ ) y la presión de fondo fluyendo ( $P_{wf}$ ). El valor de esta diferencia ( $P_{ws} - P_{wf}$ ) hace que los fluidos se

eleven hasta la superficie o que sólo alcancen cierta profundidad por debajo de la superficie, **Figura 1.3**.

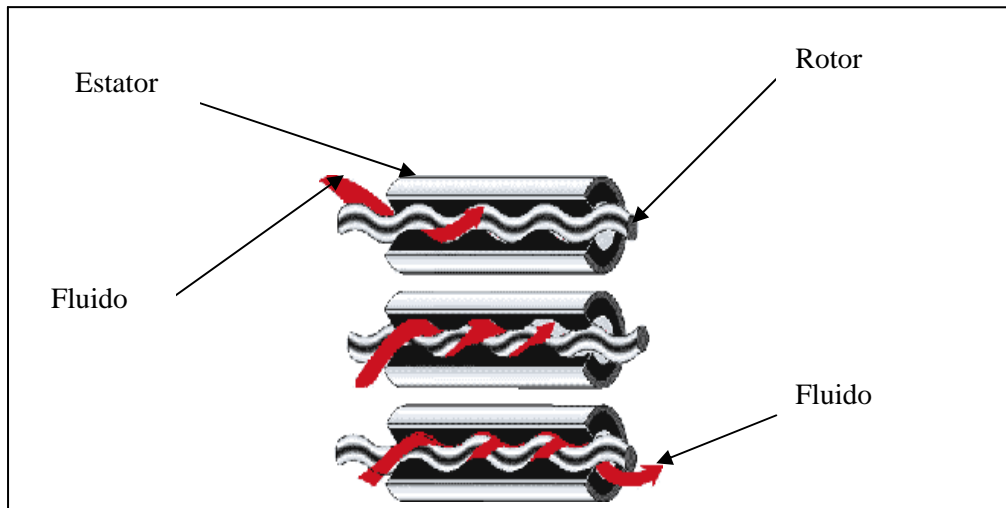


**Figura 1.3** Representación de un pozo, donde la energía del yacimiento no es suficiente para elevar a los fluidos hasta la superficie. El nivel estático indica la altura que puede elevar el yacimiento a los fluidos de manera natural.

El sistema de levantamiento artificial de Bombeo por Cavidades Progresivas (Sistema BCP) consiste en elevar los fluidos dentro del pozo hasta la superficie, incrementando su presión por medio de la bomba de cavidades progresivas.

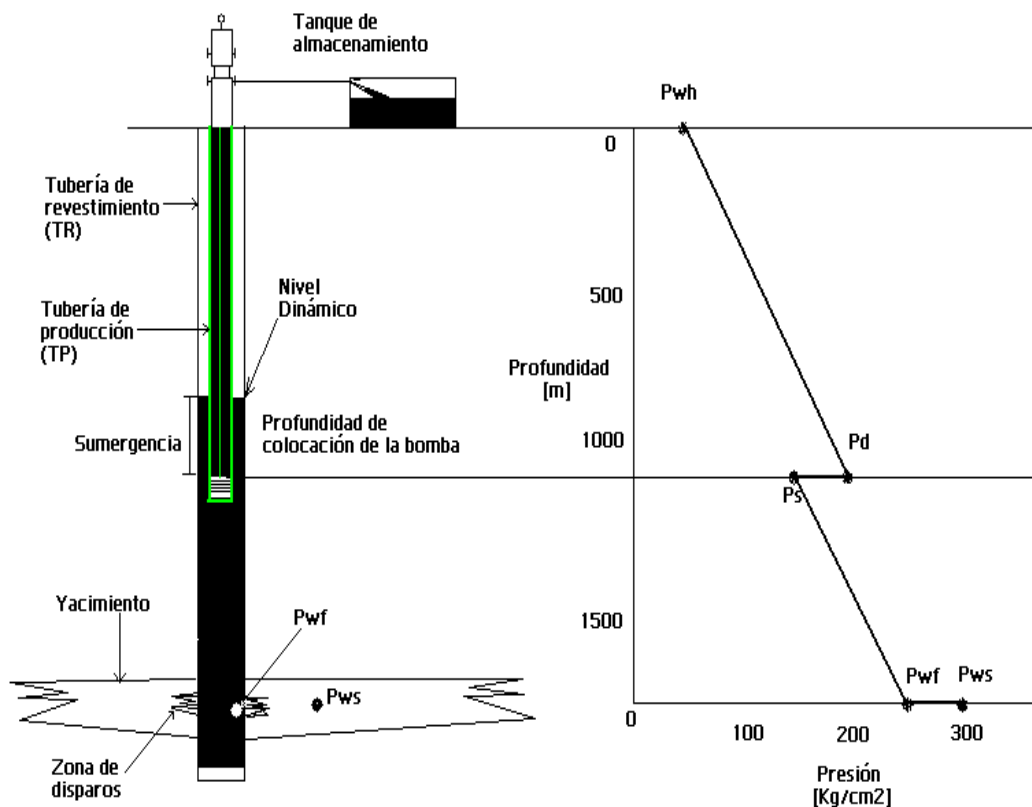
La Bomba de Cavidades Progresivas (BCP) está compuesta por dos piezas fundamentales, el rotor y el estator. El rotor tiene la forma de un tornillo y gira dentro del estator, el cual está revestido internamente por un elastómero moldeado al doble del paso del rotor.

Cuando el rotor gira dentro del estator, se genera una serie de cavidades que se van desplazando desde el principio hasta el final de la bomba (**Figura 1.4**). Las cavidades se llenan del fluido, en la succión, y lo descargan al final de la bomba con una presión mucho mayor, necesaria para poder elevar los fluidos hasta la superficie, y poder vencer la contrapresión requerida en la cabeza del pozo, (ver la **Figura 1.5**).



**Figura 1.4. Principio de operación de la bomba de cavidades progresivas. El fluido es transportado en las cavidades, generadas por la rotación del rotor dentro del estator.**

El movimiento del rotor es generado por una sarta de varillas (o por una varilla continua, como se verá en el Capítulo 4). La sarta de varillas transmite el movimiento rotacional al rotor desde un motor ubicado en la superficie, el cual regula la velocidad de rotación.

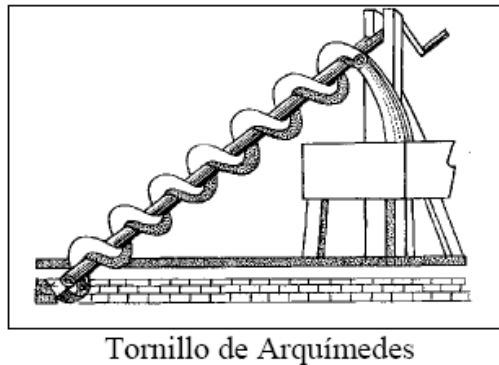


**Figura 1.5 Gradientes de presión fluyendo en un aparejo de BCP. En la presión de succión (Ps), el fluido entra a la bomba y es descargado con una presión mayor (Pd), capaz de vencer la contrapresión en la cabeza del pozo y poder llegar al tanque de almacenamiento.**



### 1.3 ANTECEDENTES DEL SISTEMA BCP

La Bomba de Cavidades Progresivas (BCP) tiene su origen en el “*tornillo sin fin*”, uno de los numerosos inventos de Arquímedes (287 a.C - 212 a.C), este invento fue originalmente utilizado como sistema para sacar agua de la sentina de los barcos y posteriormente como sistema para elevar agua, harina o grano (**Figura 1.6**).



**Figura 1.6** El tornillo *sin fin*, inventado por Arquímedes, es el principio de la BCP.

Tiempo después, el científico Francés René Moineau presentó, a mediados de los años 30's (del siglo XX), una tesis doctoral que contenía el principio de la bomba de cavidades progresivas.

En la década de los años 50's, la BCP fue utilizada por primera vez en la industria petrolera en la perforación de pozos direccionales como una bomba de lodos.

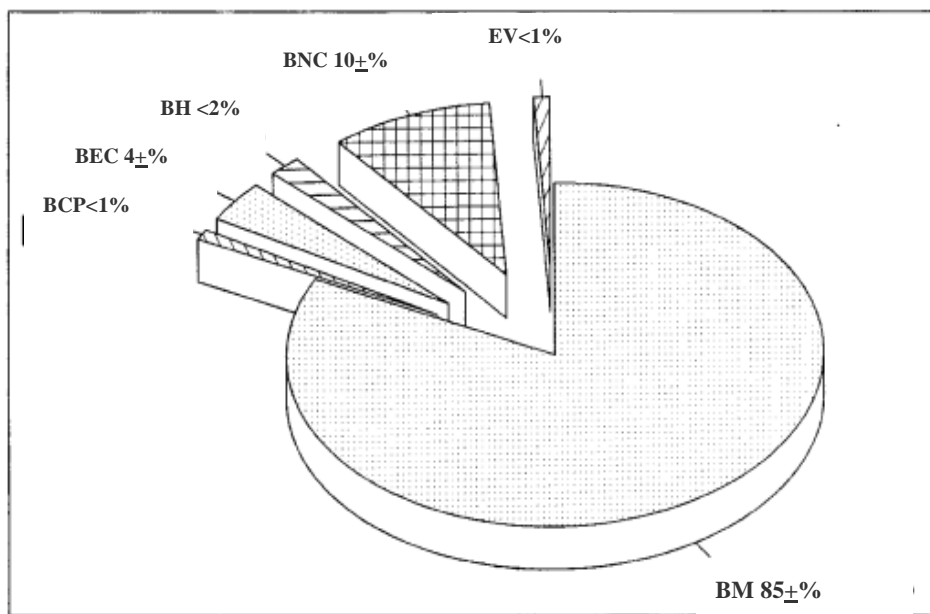
En los años 70's, este sistema se utilizó por primera vez en la industria petrolera como un Sistema Artificial de Producción (SAP). Este método de producción conoció al principio un gran auge en países que disponían de yacimientos importantes de crudo pesado: Canada, Venezuela, Rusia, China, entre otros. También se reveló muy eficaz para la producción de crudos ligeros y abrasivos y hoy día es capaz de proporcionar gastos importantes de líquidos.

Cada empresa distribuidora desarrolla su propia línea de productos variando la geometría, los gastos y presiones, el tipo de elastómero y el revestimiento del rotor.

En los últimos años, el Sistema BCP se ha estado desarrollando de manera gradual al punto de ser uno de los sistemas de bajo mantenimiento y alta eficiencia en aplicaciones con aceites pesados. Es difícil saber cuántos pozos están operando actualmente con este sistema a nivel mundial; una aproximación es de 60,000 unidades. Lo cierto es que su aplicación, así como la experiencia en su utilización, es cada vez mayor.

## 1.4 RECOMENDACIONES Y COMPARACIONES PARA LA SELECCIÓN DE SISTEMAS ARTIFICIALES DE PRODUCCIÓN

Un estudio realizado en los Estados Unidos, con cerca de 500,000 pozos, arrojó datos interesantes sobre los SAP más utilizados. En la **Figura 1.7**, se muestra una gráfica que representa, en forma aproximada, el porcentaje que corresponde a cada SAP en cuanto a su utilización, se puede observar con claridad que el bombeo por cavidades progresivas es uno de los sistemas artificiales con menor utilización por parte de la industria petrolera, esto debido a la reciente aparición del sistema en la industria, lo que deriva en falta de conocimiento y de experiencia en su operación.



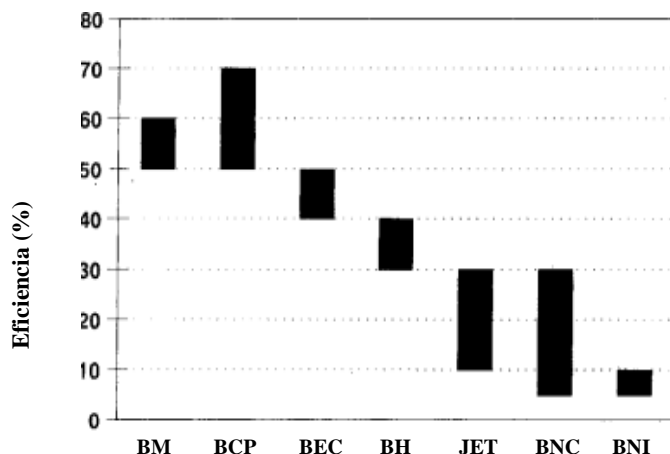
**Figura 1.7** Porcentaje de utilización, en los Estados Unidos, de diferentes tipos de Sistemas Artificiales de Producción. (BNC = Bombeo Neumático Continuo; EV = Émbolo Viajero; BH = Bombeo Hidráulico; BEC = Bombeo Electrocentrífugo; BCP = Bombeo por Cavidades Progresivas; BM = Bombeo Mecánico)

Como se observa en la **Figura 1.7**, cerca del 85% de los pozos utilizan el bombeo mecánico. El bombeo neumático, principalmente el continuo, viene en segundo lugar con menos del 10% de uso. El sistema de bombeo electrocentrífugo es usado solo por el 4% de los pozos. Los otros sistemas artificiales de producción (bombeo hidráulico, émbolo viajero y el bombeo por cavidades progresivas), representan menos del 5% del uso total.

En el estudio mencionado anteriormente, cerca de 400,000 de los 500,000 pozos estudiados, tenían producciones menores a 10 BPD. Cuando estos pozos eran excluidos, los restantes 100,000, tenían producciones relativamente altas. La mayoría de esos pozos (53%) utilizaban el bombeo neumático. Cerca del 27%, bombeo mecánico; 10%

bombeo electrocentrífugo y menos del 10%, bombeo hidráulico. El resto de los SAP, sólo los utilizaban menos del 1% del total de los pozos.

En la **Figura 1.8**, se comparan las eficiencias hidráulicas totales de varios SAP. Se puede observar que solamente el bombeo mecánico y el bombeo por cavidades progresivas son mayores al 50%. El bombeo neumático tiene un amplio rango en su eficiencia, la cual depende significativamente de las cantidades de gas de inyección y de la profundidad.



**Figura 1.8 Comparación de los rangos en la Eficiencia Hidráulica, en caballos de fuerza, de los principales SAP, (se excluye el Émbolo Viajero).**

A continuación se muestra una comparación general, en forma cualitativa, de 8 de los principales SAP utilizados en la actualidad. La **Tabla 1.1** presenta algunos parámetros generales de comparación.

<b>Tabla 1.1 Consideraciones de diseño y comparaciones generales</b>								
SAP para pozos con alta productividad					SAP para pozos con baja productividad			
	Bombeo Tipo jet	BNC	BEC	Bombeo Hidraulico	Émbolo Viajero	BNI	Bombeo Mecánico	Cavidades Progresivas
Eficiencia hidráulica	Razonable a pobre. Solo alcanza 30% como eficiencia máxima. Típicamente opera con eficiencias del 20%	Regular: incrementa para pozos que requieren poca inyección de gas. Baja para pozos que requieren alta RGL. Las eficiencias comunes están en un rango del 5 % al 30%. La más común es del 20%.	Buena para pozos con alta producción. Se reduce para producciones menores a 1000BFPD. La eficiencia total del sistema, comúnmente, es del 50% para altos ritmos de producción, pero; para producciones menores a 1000BPD, la eficiencia es menor al 40%.	Bueno a regular: no es igual que el Bombeo Mecánico debido a la RGL, fricción y desgaste de la bomba. El rango de eficiencias va del 30 al 40% con RGL>100; pueden ser más altas con bajas RGL.	Excelente para pozos fluyentes. No requiere energía externa ya que utiliza la energía del yacimiento. Buena incluso cuando se agregan pequeñas cantidades de gas.	Pobre, normalmente requiere un volumen alto de gas inyectado. Su eficiencia típica de levantamiento, es del 5% al 10% .	Excelente eficiencia total del sistema. Eficiencia de bombeo típicamente va del 50 al 60%., Estable si el pozo no es sobre – explotado	Excelente: puede exceder la eficiencia del bombeo mecánico. Este sistema a reportado eficiencias del 50 al 70% .

**Tabla 1.1 Consideraciones de diseño y comparaciones generales (continuación)**

SAP para pozos con alta productividad					SAP para pozos con baja productividad			
	Bombeo Tipo jet	BNC	BEC	Bombeo Hidraulico	Émbolo Viajero	BNI	Bombeo Mecánico	Cavidades Progresivas
Costo de capital	Competitivo con el Bombeo Mecánico. Los costos se incrementan conforme incrementa la potencia.	El costo del equipo de fondo es bajo, pero; los costos de las líneas y la compresión son altos. Un sistema de compresión central, reduce los costos por pozo.	Relativamente bajo si se tiene disponible la energía eléctrica comercial. Los costos se incrementan conforme se incrementa la potencia.	Frecuentemente se compara con el Bombeo Mecánico. Para múltiples pozos, sistemas centrales reducen los costos por pozo.	Muy bajo; solo si el equipo del pozo no requiere de un compresor.	Igual que el continuo.	Bajo a moderado: incrementa con la profundidad y el tamaño de las unidades.	Bajo: incrementa con la profundidad y la cantidad de aceite bombeado.
Costos de operación	Altos costos de energía debido a los requerimientos de potencia. Bajos costos de mantenimiento de la bomba si se selecciona el tamaño apropiado de la boquilla y la garganta.	Los costos en el pozo son bajos. Los costos de compresión varían dependiendo de los costos del combustible y del mantenimiento.	Depende: Si la potencia es alta, los costos de energía son altos. Su corta vida de funcionamiento, incrementa los costos. Los costos de reparación, frecuentemente son altos.	Frecuentemente más alto que el Bombeo Mecánico. Su corta duración de vida, incrementa los costos totales de operación.	Usualmente son muy bajos.	Similares al BNC.	Son muy bajos a menos de 7500 pies de profundidad en localizaciones terrestres con producciones menores a 400BFPD.	Ligeramente bajos, pero; frecuentemente se reporta una corta duración en la vida del estator y/o del rotor.
Confiabilidad	Buena con un adecuado tamaño de la garganta y la boquilla de la bomba para las condiciones de operación. Problemas con presiones mayores a 4,000 psi.	Excelente si el sistema de compresión es diseñado adecuadamente, además de darle un adecuado mantenimiento.	Depende: excelente para casos ideales. Escasa por problemas de zonas. Demasiado sensible a las temperaturas de operación y a las fallas eléctricas.	Buena con un correcto diseño y operación del sistema. Problemas o cambios en las condiciones del pozo, reducen la confiabilidad de la bomba.	Buena si la producción del pozo es estable.	Excelente si hay un adecuado abastecimiento de gas de inyección y un adecuado volumen almacenado a baja presión de gas de inyección.	Excelente: eficiencia de tiempo de arranque es mayor al 95% si se siguen buenas prácticas de operación además, de controlar la corrosión, ceras, asfaltenos, etc.	Buena: normalmente la sobreexplotación y la carencia de experiencia disminuyen el tiempo de arranque.
Restricciones con el tamaño del casing	Si el diámetro del casing es pequeño, a menudo limita el ritmo de producción debido a altas pérdidas por fricción. Un Casing grande puede ser requerido si se trabaja con doble sarta.	El uso de casing de 4.5 y 5.5 pg con 2pg de TP nominal normalmente está limitado a gastos menores a 1000 B/D. Para gastos mayores a 5000 B/D, es necesario utilizar un casing mayor a 7pg y una TP mayor a 3.5 pg.	El tamaño del casing limitará el tamaño del motor de fondo y de la bomba. Evitar tamaños del casing de 4.5 pg o menores. Se reduce el rendimiento en casing de 5.5 pg, dependiendo de la profundidad y el gasto.	Casing grande, es necesario para sistemas paralelos libres o cerrados. Casing pequeños, (4.5 y 5.5 pg) pueden resultar en excesivas pérdidas de presión por fricción y limitar el ritmo de producción.	Un casing pequeño, es adecuado para este sistema que levanta bajos volúmenes de aceite. En el espacio anular, debe de haber suficiente volumen de gas almacenado.	En casing pequeños(4.5 y 5.5 pg) normalmente no es un problema para este sistema con producciones relativamente bajas.	Problemas solamente en pozos con altos gastos, ya que se requiere de un émbolo más grande. Casing pequeños ( 4.5 y 5.5 pg) pueden limitar la separación del gas libre.	Normalmente no tiene problemas para casing de 4.5 o mayores, pero, la separación de gas puede ser limitada.
Capacidad de succión	Pobre a regular; se necesitan presiones de succión mayores a 350 lb/pg <sup>2</sup> para profundidades de 1,500m, con baja RGL. Comúnmente se diseña con un 25% de sumergencia.	Pobre: restringido por el gradiente de presión del gas de inyección. Típicamente un gasto moderado es limitado por 100lb/pg <sup>2</sup> por cada 300m de profundidad de inyección. Así la presión de succión a 3,000m puede ser mayor a 1,000 lb/pg <sup>2</sup> .	Regular: si hay poco gas libre, es decir; presiones de succión mayores a 250 lb/pg <sup>2</sup> . pobre si la bomba debe manejar más del 5% de gas libre.	Regular: no es tan bueno como el bombeo neumático. Presiones de succión menores a 100lb/pg <sup>2</sup> , usualmente provocan daños en la bomba. El gas libre reduce la eficiencia y el tiempo de vida de la bomba.	Buena: con presiones en el fondo del pozo menores a 150 lb/pg <sup>2</sup> , a 3000m, con bajos gastos y en pozos con altas RGL.	Regular cuando se usa sin cámaras Presión de succión es mayor a 250lb/pg <sup>2</sup> para 3,000m. Bueno cuando se utiliza con cámaras. La presión de succión es menor a 250lb/pg <sup>2</sup> , factible a 3000m.	Excelente: presiones menores a 25lb/pg <sup>2</sup> son factibles para proporcionar un adecuado desplazamiento y separación del gas. Trabaja comúnmente con presiones de succión de 50 a 100lb/pg <sup>2</sup> .	Bueno: en presiones de succión menores a 100lb/pg <sup>2</sup> proporciona un adecuado desplazamiento del fluido y separación del gas.

**Tabla 1.1 Consideraciones de diseño y comparaciones generales (continuación)**

SAP para pozos con alta productividad					SAP para pozos con baja productividad			
	Bombeo Tipo jet	BNC	BEC	Bombeo Hidraulico	Émbolo Viajero	BNI	Bombeo Mecánico	Cavidades Progresivas
Límites de profundidad	Excelente: límites similares al bombeo hidráulico. Maneja profundidades de hasta 6,000 metros.	Controlado por el sistema de inyección a presión y los gastos del fluido. Típicamente, para 1,000 B/D con 2.5pg de TP nominal, 1,440 lb/pg <sup>2</sup> de capacidad de levantamiento del sistema y una RGL de 1,000 se tiene una profundidad de inyección aproximada de 3000 metros.	Usualmente limitado por la potencia del motor o la temperatura. Sus profundidades prácticas son cercanas a los 3,000 metros.	Excelente: limitado por la presión del fluido motriz (5,000 lb/pg <sup>2</sup> ) o por la potencia. En condiciones normales, opera a profundidades de 5,000 metros.	Sus límites, típicamente, son menores a los 3000 metros.	Usualmente limitado por el fallback; pocos pozos alcanzan profundidades mayores a 3000 metros.	Bueno: la estructura de las varillas, puede limitar los gastos a cierta profundidad. Por ejemplo, el sistema maneja 500 B/D a 2,000 metros y 150 B/D a 4,500 metros.	Pobre: limitado a profundidades relativamente bajas (2000 metros).
Habilidad para manejar gas	Similar al bombeo hidráulico. El gas libre, reduce su eficiencia pero, ayuda al levantamiento del fluido. Es posible separar el gas. Utiliza un sujetador de gas.	Excelente: La producción de gas reduce la necesidad de inyectar gas.	Pobre, si maneja cantidades de gas libre mayores al 5%. Separadores giratorios de gas son útiles si no hay producción de sólidos.	Bueno a regular: bomba fija, concéntrica o paralela libre, permite la separación de gas con un adecuado separador de gas en la entrada de la bomba. Una bomba libre de Casing está limitada a bajos RGL.	Excelente	Similar al BNC.	Bueno si puede separar y usar un sujetador de gas natural con un adecuado diseño de la bomba. Pobre si debe bombear cantidades mayores al 50% de gas libre.	Pobre si tiene que bombear algún gas libre.
Aplicaciones costa afuera.	Bueno: el agua del mar o de la formación, puede ser utilizada como fluido motriz.	Excelente: es el método más común si hay disponible suficiente gas de inyección.	Bueno: debe estar provisto de energía eléctrica y una unidad para dar mantenimiento.	Regular: operación factible en pozos altamente desviados. Requiere de espacio en cubierta para colocar los tanques de tratamiento y las bombas. El agua puede ser utilizada como fluido motriz.	Excelente con aplicaciones correctas.	Pobre en pozos que necesitan control de arena. Uso de válvulas de posición riesgosas.	Pobre: debe diseñarse por tamaño de unidad, peso y espacio para una unidad de mantenimiento. La mayoría de los pozos son desviados y típicamente producen arenas.	Pobre, aunque puede tener una aplicación especial en zona marina. Sin embargo, es necesario contar con una unidad para dar mantenimiento.
Capacidad para manejar aceites con altas viscosidades	Bueno a excelente: puede trabajar con fluidos de viscosidades arriba de los 800cp.	Regular: pocos problemas para crudos mayores a los 8°API o viscosidades debajo de los 20cp.	Regular: limitado a viscosidades cercanas a los 200 cp.	Bueno: es posible bombear fluidos con densidades mayores a los 8°API y viscosidades debajo de los 500cp.	No funciona con altas viscosidades. No aplica.	Similar al BNC.	Bueno para fluidos debajo de los 200cp y con gastos bajos (4,00BD). Altos gastos, pueden requerir de diluyentes para reducir la viscosidad.	Excelente para manejar crudos con altas viscosidades sin problemas con el rotor o el estator.
Terminación en pozos con diámetros pequeños (2 <sup>7</sup> / <sub>8</sub> pg de diámetro del casing de producción)	Similar al bombeo hidráulico.	Factible, pero puede ser problemático e ineficiente.	Aún no se conocen instalaciones.	Posible pero, puede haber altas pérdidas por fricción o problemas de gas. Aceptable para bajos gastos y bajas RGL's.	Bueno: similar al casing de levantamiento pero, debe haber una formación aceptable de gas.	Igual que el BNC.	Factible para gastos menores de 100B/D y baja RGL (menor a 250). Típicamente es utilizado con tubería de producción de 1.5 pg.	Factible si existen bajos gastos, bajas RGAs, y bajas profundidades pero, no se conocen instalaciones.

**Tabla 1.1 Consideraciones de diseño y comparaciones generales (continuación)**

SAP para pozos con alta productividad					SAP para pozos con baja productividad			
	Bombeo Tipo jet	BNC	BEC	Bombeo Hidraulico	Émbolo Viajero	BNI	Bombeo Mecánico	Cavidades Progresivas
Capacidad para manejar parafinas	Similar al bombeo hidráulico.	Bueno: algunas veces puede ser necesario remover mecánicamente las parafinas. La inyección de gas puede agravar problemas ya existentes.	Regular: tratamientos de agua o aceite caliente, cortes mecánicos, conjunto de inhibidores.	Bueno a excelente: circular calor en la bomba de fondo para minimizar las acumulaciones. Se pueden utilizar inhibidores o remover las parafinas mecánicamente.	Excelente: corta parafinas y remueve pequeños depósitos.	Similar al BNC.	Regular a bueno: es posible hacer tratamientos de agua o aceite calientes y/o uso de raspadores pero, esto incrementa los problemas y costos de operación.	Regular: la TP puede necesitar tratamiento. No utiliza varillas raspadoras. Es posible quitar las acumulaciones a la bomba y circular fluidos calientes.
Flexibilidad en el motor primario	Similar al bombeo hidráulico.	Bueno: motores eléctricos, de combustión interna o turbinas, se pueden utilizar para la compresión del gas de inyección.	Regular: requiere una buena fuente de poder sin interrupciones.	Excelente: el motor primario, puede ser eléctrico o de combustión interna.	Normalmente, no requiere motor.	Igual que el BNC.	Bueno: ambos motores, eléctricos y de combustión interna pueden utilizarse fácilmente.	Bueno: puede utilizar ambos motores, eléctrico y de combustión interna, para transmitir la energía.
Capacidad para levantar altos volúmenes	Excelente: arriba de 15,000BFPD con una adecuada presión de fondo fluyendo, tamaño de la TP y de la potencia.	Excelente: restringido por el tamaño de la TP, la inyección de gas y por la profundidad. Dependiendo de la presión en el yacimiento y la presión de inyección; con 4pg de diámetro en la TP, se alcanzan gastos de 5,000BFPD a 3,000m con inyección de gas a 1,440lb/pg <sup>2</sup> RGL de 1,000.	Excelente: limitado por la potencia y también, puede ser restringido por el tamaño del casing. En 5.5 pg de diámetro del casing, puede producir 4,000BFPD a 1,200m con 240 caballos de fuerza.	Bueno: limitado por el diámetro de la TP y por la potencia. Típicamente maneja 3,000 BFPD a 1200m y maneja 1,000BFPD a 3,000m con 3,500lb/pg <sup>2</sup> de presión en el sistema.	Pobre: limitado al número de ciclos, posiblemente maneje 200BFPD a 3,000m.	Pobre: limitado por los ciclos de levantamiento y por los ciclos de inyección de gas. Típicamente levanta cerca de 200BFPD a 3,000m con menos de 250lb/pg <sup>2</sup> en la presión de entrada.	Regular: restringido para bajas profundidades y utilizando grandes bombas. El máximo gasto que puede aportar es cercano a los 4,000BFPD a 300m de profundidad y 1,000BFPD a 1,500m.	Pobre: está restringido a aportar relativamente bajos volúmenes. Puede alcanzar 2,000BFPD a 600m y 200BFPD a 1,500m.
Capacidad para levantar bajos volúmenes	Regular: los volúmenes que maneja son mayores a 200BFPD a 1200m.	Regular: limitado por la contrapresión en la cabeza y por el resbalamiento. Este sistema evita rangos de flujo inestable. Típicamente está limitado a gastos bajos de 200BFPD para TP de 2pg sin contrapresión; maneja 400BFPD para 2.5pg de TP y 700BFPD para 3pg de diámetro de la TP.	Generalmente pobre: bajas eficiencias y altos costos de operación para gastos menores a 400BFPD.	Regular: no es tan bueno como el bombeo hidráulico. Típicamente produce con gastos de 100 a 300BFPD desde 1,200 a 3,000m. Puede manejar gastos mayores a 75BFPD desde 3,600m.	Excelente: para bajos ritmos de flujo de 1 a 2 BFPD con altas RGL's.	Bueno: limitado por la eficiencia y el límite económico. Típicamente maneja de 1/2 a 4 barriles por ciclo con 48 ciclos al día.	Excelente: este sistema es utilizado comúnmente para pozos con producciones menores a 100BFPD.	Excelente para gastos menores a 100BFPD y en pozos poco profundos.

<b>Tabla 1.1 Consideraciones de diseño y comparaciones generales (continuación)</b>								
<b>SAP para pozos con alta productividad</b>					<b>SAP para pozos con baja productividad</b>			
	Bombeo Tipo jet	BNC	BEC	Bombeo Hidraulico	Émbolo Viajero	BNI	Bombeo Mecánico	Cavidades Progresivas
Habilidad para manejar sólidos	Regular a bueno: las bombas tipo jet, están operando con 3% de arena en los fluidos producidos. El fluido motriz para la bomba puede tolerar 200 ppm con tamaño de la partícula de 25µm.	Excelente. Tiene problemas en la inyección y en la producción en la superficie. El límite de arena es 0.1% en los lugares antes mencionados.	Pobre: requiere menos de 200 ppm de sólidos. Mejora su resistencia al desgaste con materiales mas resistentes los cuales, incrementan el costo de la bomba.	Pobre: Acepta menos de 10ppm de sólidos en el fluido motriz para incrementar la vida de la bomba. Los fluidos producidos deben contener pocos sólidos (menos de 200ppm de partículas de 15µm).	La arena puede atorar al émbolo; sin embargo, el émbolo mantiene limpia la tubería.	Regular: la posición de la bomba puede causar problemas.	Pobre a regular: para producción de fluidos de baja viscosidad (menor a 10 cp). Mejora su rendimiento para fluidos con alta viscosidad (mayor a 200cp). Puede manejar arriba de 0.1% de arena con bombas especiales.	Excelente: maneja arriba de 50% de arena en crudos de alta viscosidad (mayor a 200cp). Reduce hasta 10% de manejo de arenas para producciones de agua.
Límites de temperatura	Excelente: con materiales especiales puede soportar hasta 500° F.	Excelente: comúnmente soporta temperaturas máximas de 350°F.	En motores estándar, la temperatura esta limitada a menos de 250°F y menos de 325°F con motores y cables especiales.	Excelente: soporta hasta 300°F con materiales estándar y 500°F con materiales especiales.	Excelente	Similar al BNC.	Excelente: actualmente es utilizado en operaciones térmicas (550°F).	Regular: la temperatura es limitada por el elastómero. Actualmete, se está trabajando con temperaturas debajo de los 250°F.
Aplicación en pozos desviados	Excelente: una bomba pequeña puede pasar a través de desviaciones hasta de 24°/30m en 2pg de TP nominal.	Pocos problemas con la línea de acero que puede recuperar las válvulas hasta con 70° de desviación del pozo.	Bueno: con pocos problemas. De acuerdo a la experiencia, no es recomendable aplicarlo a pozos horizontales. Se requiere de grandes radios de curvatura del pozo para poder instalar la bomba.	Excelente: factible de operar en pozos horizontales. Normalmente la bomba pasa a través de la TP.	Excelente por su principio de operación.	Similar al BNC.	Regular: incrementa la carga y los problemas de desgaste. Puede trabajar con altos grados de desviación (mayor a 70°) incluso en pozos horizontales. Se han tenido éxitos bombeando en pozos con 15°/30m utilizando guía de varillas	Pobre a regular: incrementa la carga y los problemas de desgaste. Actualmente se conocen muy pocas instalaciones.

#### 1.4.1 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LOS SAP

Aunque todos los SAP tienen el mismo objetivo, cada uno tiene diferente principio de operación, que en una aplicación en particular, lo hace más, o menos, ventajoso ante los otros sistemas. La selección de un sistema artificial de producción se debe enfocar en elegir el que ofrezca la máxima eficiencia de bombeo con los menores costos de operación y mantenimiento. En la **Tabla 1.2**, se presentan las ventajas y desventajas más relevantes de 6 Sistemas Artificiales de Producción.

**Tabla 1.2 Principales ventajas y desventajas que presentan algunos SAP.**

	VENTAJAS	DESVENTAJAS
BOMBEO NEUMÁTICO CONTINUO	Inversiones bajas para pozos profundos.	Requiere una fuente continua de gas.
	Bajos costos en pozos con elevada producción de arena.	Altos costos de operación si el gas es comprado.
	Flexibilidad operativa al cambiar condiciones de producción.	Altos costos de operación cuando se manejan gases amargos.
	Las válvulas pueden ser recuperadas con línea de acero.	Se requieren niveles de líquido altos.
	El equipo superficial puede centralizarse en una estación.	Se requiere alimentación de gas a alta presión.
	Capaz de producir grandes volúmenes de fluidos.	La TR debe soportar una alta presión del gas.
BOMBEO NEUMÁTICO INTERMITENTE	Inversiones bajas para pozos profundos.	Requiere una fuente continua de gas.
	Bajos costos en pozos con elevada producción de arena.	Los ritmos de producción son reducidos.
	Flexibilidad operativa al cambiar condiciones de producción.	Su eficiencia es muy baja (10% - 15%).
	Adaptable a pozos desviados.	Mayor cantidad de gas para producir un barril.
	El equipo superficial puede centralizarse en una estación.	Se requiere alimentación de gas a alta presión.
	Su vida útil es mayor que la de otros sistemas.	La TR debe soportar una alta presión del gas.
	Las válvulas pueden ser recuperadas con línea de acero, por lo que las reparaciones son baratas.	
BOMBEO MECÁNICO	Baja inversión para producción de volúmenes bajos y profundidades someras a intermedias (2400m).	Inversiones altas para producciones altas, así como para profundidades medias y profundas.
	Permite producir con niveles de fluidos bajos.	Debido a las características de las varillas se limita el BM a profundidades mayores y volúmenes altos de producción.
	Es adaptable a pozos con problemas de corrosión e incrustaciones.	Problemas en agujeros desviados.
	Cuando su aplicación es apropiada, es el método más barato.	Para reparación de la bomba, las varillas deben ser extraídas.
	Diseño Simple	
	Familiar para ingenieros de diseño y el personal operativo.	
BOMBEO HIDRÁULICO	Flexibilidad para cambiar condiciones operativas.	Mantener limpio el fluido motriz.
	Instalaciones grandes ofrecen una inversión baja por pozo.	Condiciones peligrosas al manejar aceite a alta presión en líneas.
	La recuperación de las bombas se hace por circulación inversa.	La pérdida de potencia en superficie ocasiona fallas en el equipo subsuperficial.
	Se puede instalar en pozos desviados.	El diseño es complejo.
	Adaptable a la automatización.	En ocasiones requiere de sartas múltiples.



<b>Tabla 1.2 Principales ventajas y desventajas que presentan algunos SAP (continuación)</b>		
	<b>VENTAJAS</b>	<b>DESVENTAJAS</b>
<b>BOMBEO HIDRÁULICO</b>	Inversiones bajas para volúmenes producidos mayores a 400 BPD en pozos profundos.	Es difícil la instalación de la bomba en agujero descubierto.
	El equipo puede ser centralizado en un sitio.	El manejo de arena, incrustaciones, gas o corrosión ocasionan muchos problemas.
		Demasiada inversión para producciones altas a profundidades someras e inmediatas.
<b>BOMBEO ELECTRO - CENTRÍFUGO</b>	Buena habilidad para producir altos volúmenes de fluido a profundidades someras e intermedias.	El cable eléctrico es la parte más débil del sistema.
	Baja inversión para profundidades someras.	Poca flexibilidad para variar condiciones de producción.
	Adaptable a la automatización.	Tiempos de cierre prolongados.
	Es aplicable a grandes profundidades (alrededor de 4200m).	Requiere fuentes de suministro de energía eléctrica.
Los problemas de incrustaciones son fatales para la operación.		
Dificultad para manejar alto porcentaje de arena o gas.		
<b>BOMBEO DE CAVIDADES PROGRESIVAS</b>	Bajas inversiones para pozos someros y bajos gastos.	Es un sistema nuevo, por lo que requiere un buen desarrollo de la experiencia y de su conocimiento.
	Excelente eficiencia hidráulica (50% al 70%).	Su vida útil es corta por los problemas con el elastómero.
	Fácil de instalar y operar.	Disminuye su eficiencia cuando trabaja con gas.
	Ofrece mayor resistencia que cualquier otro sistema al operar con altos contenidos de arena y altas RGA	
	Aumenta su eficiencia conforme aumenta la viscosidad del fluido.	Problemas de desgaste TP/varillas cuando se aplica a pozos desviados.

# CAPÍTULO 2

## CAPÍTULO 2

DESCRIPCIÓN DE LAS PARTES DEL SISTEMA  
DE BOMBEO POR CAVIDADES PROGRESIVAS

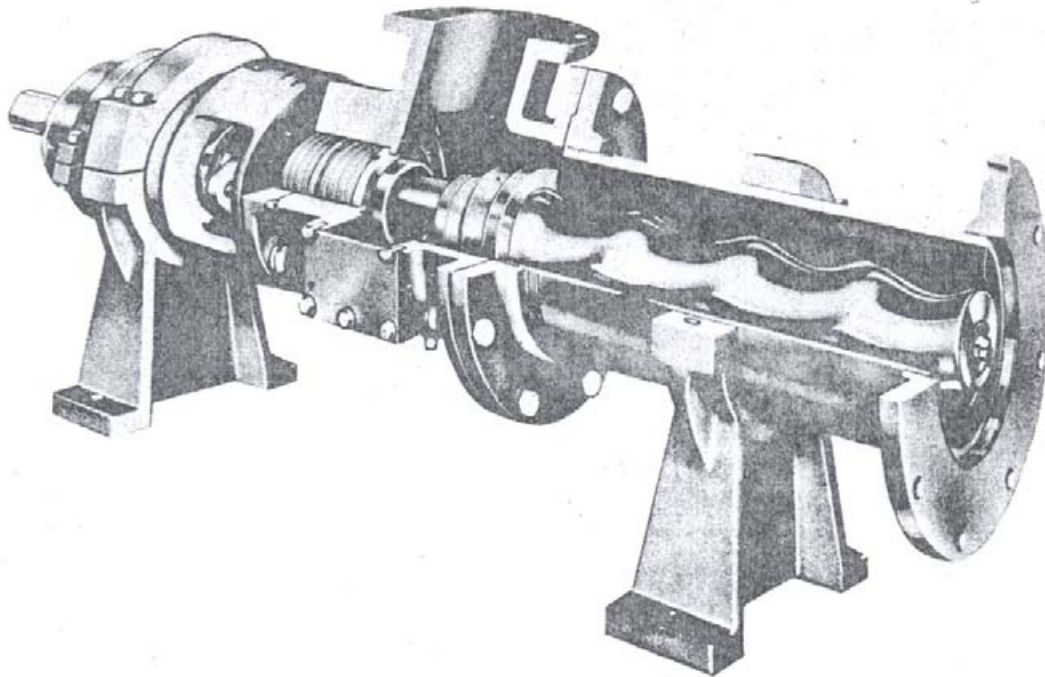
## 2.1 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO

El principio de operación de este sistema está basado en el tornillo de Arquímedes, que es la principal diferencia con el sistema de bombeo mecánico.

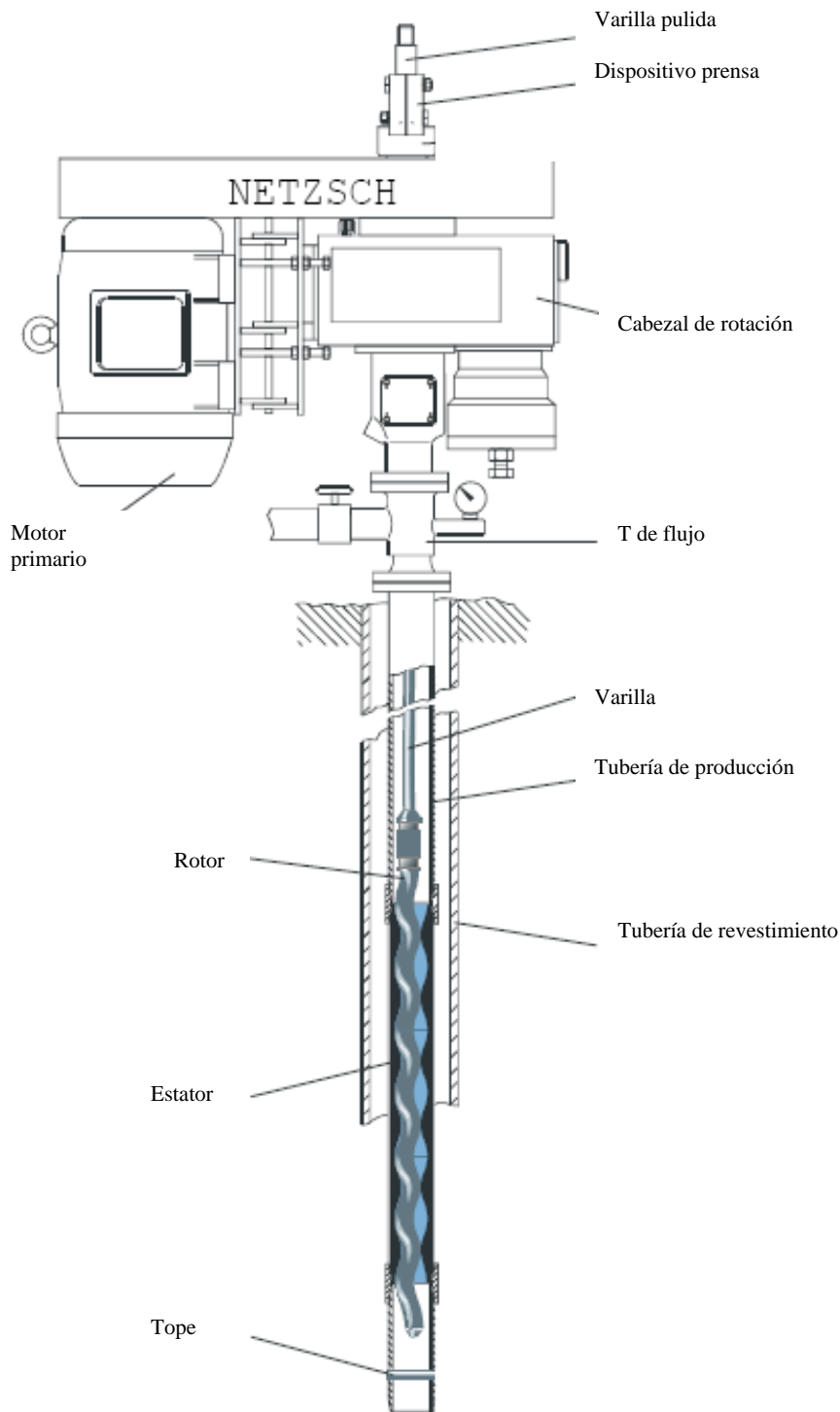
Como ya se mencionó, en el capítulo anterior, el principio de este sistema utiliza un rotor de una hélice externa simple que es insertada dentro de un estator con forma de una hélice interna doble creando una serie de cavidades. Cuando un miembro es rotado, las cavidades van progresando desde un lado de la bomba (succión) hasta el otro lado (descarga), creando un flujo continuo.

La unidad típica del sistema de bombeo por cavidades progresivas está constituida en el fondo del pozo por los componentes: rotor, estator, varillas, centralizador y tubería de producción. Las partes superficiales son: motor eléctrico, cabezal de rotación, líneas de descarga, tablero de control, sistema de frenado, sistema de transmisión de energía (conjunto de bandas), caja de cambios, caja de sello (stuffing box) y eje impulsor.

La integración de los componentes es indispensable, ya que cada uno ejecuta una función esencial en el sistema para tener las condiciones de operación deseadas que permitan impulsar a la superficie el gasto de aceite requerido.



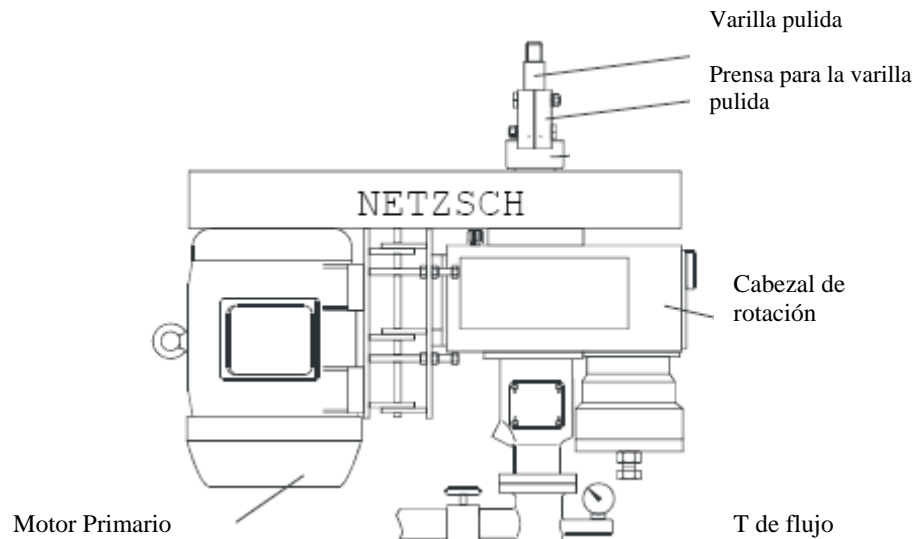
**Figura 2.1** La bomba de tornillo consta de dos elementos principales: el rotor y el estator.



**Figura 2.2** Esquema que muestra la distribución de los componentes del aparejo del sistema de bombeo por cavidades progresivas.

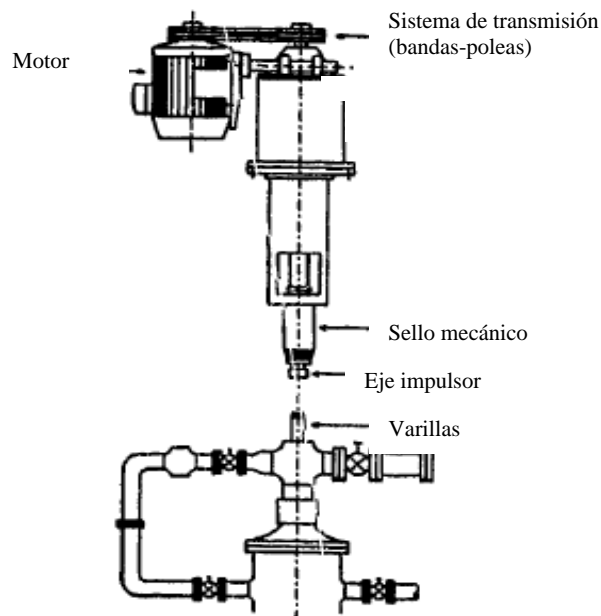
## 2.2 EQUIPO SUPERFICIAL

El equipo superficial consiste de un pequeño cabezal de rotación y un motor eléctrico de bajo poder. **Figura 2.3.** El cabezal alberga la caja de cambios, un sistema de frenos integrado y un eje impulsor (varilla pulida).



**Figura 2.3 Partes del equipo superficial. Existen otros tipos de configuraciones, que se verán más adelante, sin embargo; esta configuración es la más común en los campos petroleros que utilizan este sistema.**

Las varillas están sujetas al eje impulsor del cabezal de rotación (o varilla pulida), el cual está ensamblado directamente sobre la cabeza del pozo. El movimiento del eje es provocado por un sistema polea-bandas, como se muestra en la **Figura 2.4**, en donde el motor primario es el que genera el movimiento rotacional y es transmitido al eje a través de un juego de bandas conectadas entre dos conjuntos de poleas, uno sujeto al motor y el otro al eje impulsor.



**Figura 2.4 El gasto de la bomba, que es proporcional a las revoluciones por minuto, puede ser variado si cambiamos el radio de la polea sujeta al eje impulsor. En la figura se muestra la forma en que está colocado el sistema de bandas y poleas para transmisión de energía del motor al eje impulsor.**

### **2.2.1 Motor primario**

En casi todas las aplicaciones del Sistema BCP se utilizan motores eléctricos. En ocasiones se utilizan motores de combustión interna, en lugares aislados en donde no es posible o resulta muy caro llevar la energía eléctrica.

Dado que el Sistema BCP, en general, trabaja con baja velocidad, la selección de la unidad motriz incluye especificar un método para reducir la velocidad del motor o un motor de baja velocidad. Las transmisiones con bandas o cadenas son aceptables para reducir la velocidad del motor. Otra opción es el empleo de un reductor de engranes de acoplamiento directo para unidades grandes o para procesos en donde no se desean las bandas V (correas trapezoidales) por razones de seguridad. El reductor disminuirá la velocidad del motor a la velocidad requerida.

Es más común el empleo de motores que tienen reductores de velocidad integrales y poleas o catarinas de paso variable. Aunque estas unidades motrices tienen mayor costo inicial que los de velocidad fija, a menudo ahorrarán energía y pueden ser la elección más económica. También hay motores de frecuencia variable que también ahorran energía si son del tipo correcto. El método más directo y confiable es hacer coincidir la velocidad necesaria en la bomba con la del motor, por ejemplo, 1750, 1775 u 870 rpm para circuitos de 60 Hz. No se necesitan bandas, cadenas ni engranes. Sin embargo, se suele necesitar una bomba de tamaño un poco más grande, pues rara vez es posible hacer coincidir los requisitos del proceso con la velocidad del motor.

#### **2.2.1.1 Desahogo de presión y sobrecarga del motor**

Para determinar el tamaño del motor, se debe recordar que el principio de operación del BCP es una bomba rotatoria de desplazamiento positivo, la cual continúa bombeando sin importar que la presión se esté incrementando. Al contrario de la bomba centrífuga que llega a un límite de presión y potencia a cierta velocidad, la bomba de cavidades progresivas seguirá absorbiendo potencia si aumenta la presión. Si el aumento en la potencia es muy grande se puede sobrecargar el motor, con lo cual funcionarían los dispositivos protectores y producirían el paro del motor.

Las válvulas de desahogo (“alivio”) de presión siempre se necesitan en los sistemas con bomba rotatoria y se gradúan un poco más que la presión máxima de descarga para proteger a la bomba y los componentes corriente abajo si sube mucho la presión.

La norma API 676 no permite el empleo de válvulas de desahogo integrales. Una forma de aliviar la presión es utilizar una válvula de desahogo externa, del tamaño requerido, en la tubería diseñada para devolver el líquido a la fuente de succión. Otro método de control disponible varía la velocidad de rotación del rotor con un motor eléctrico de velocidad variable cuya velocidad cambie en respuesta a una señal eléctrica

### 2.2.1.2 Selección del motor

En la determinación del tamaño óptimo del motor se debe tener en cuenta la viscosidad y presión máximas con que trabajará la bomba en el sistema propuesto. El motor debe ser del tamaño que permita el funcionamiento en esas condiciones.

La selección de la potencia del motor está basada en la potencia requerida por el Sistema BCP. Esta potencia es función directa del torque total requerido por el sistema, el cual se expresa en la siguiente ecuación:

$$P_{sist} = \frac{C \cdot T \cdot N}{\varepsilon} \dots\dots\dots(\text{ec. 2.1})$$

Donde:

- P<sub>sist</sub>: Potencia requerida por el sistema (kW o hp)
- T: Torque sobre la varilla pulida (N·m o lb<sub>f</sub>·pie).
- N: Velocidad de rotación de la varilla pulida (RPM).
- ε: Eficiencia de transmisión.
- C: Constante que resulta de hacer consistentes las unidades (1.047x10<sup>-4</sup> para el sistema métrico decimal y 1.91x10<sup>-4</sup> para el sistema inglés).



**Figura 2.5** En casi todos los sistemas BCP el motor primario es eléctrico. El motor es el que le proporciona la energía mecánica, necesaria, al sistema para que a través de las varillas se pueda transmitir el movimiento de rotación a la bomba de fondo.

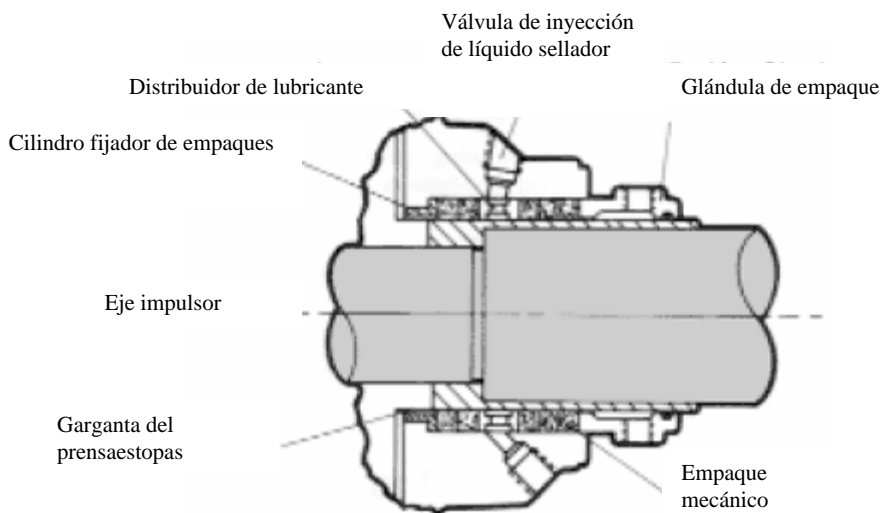
Los rangos de operación de los motores eléctricos van desde 7.5 kW hasta 75 kW (10 a 100 hp). Los motores de combustión interna, varían su capacidad desde 22.5 kW hasta 225 kW (30 a 300 hp). Los motores utilizados por lo general son eléctricos de baja potencia y de eficiencia premium como pueden ser motores de 20 hp para aplicaciones estándar o de 10 hp para bombas pequeñas que manejan bajos gastos. Las grandes bombas (que manejan gastos de 1200 BPD) pueden utilizar motores de 20 hp de potencia.

### 2.2.2 Cabezal de rotación

El cabezal de rotación se selecciona en función de la carga que debe soportar y de las modalidades de fijación a la varilla de accionamiento y a los motores. Este cabezal está anclado en el cabezal del pozo y sus funciones son:

*1.- Proporcionar un sello para evitar que los fluidos bombeados se filtren a través de los equipos superficiales.*

Para evitar la filtración de fluidos en la superficie se coloca un prensaestopas o sello mecánico (stuffing box), su configuración básica consiste en un niple corto con un sistema de empaaduras sintéticas y/o de bronce instaladas en serie (figura 2.6).



**Figura 2.6** Principio de operación de un prensaestopas (Stuffing Box). Este mecanismo reduce (no para) la filtración de los fluidos bombeados hacia el medio ambiente o hacia partes del equipo superficial, que puedan ser dañadas.

*2.- Absorber la carga axial generada por el peso de las varillas y el incremento de presión de la bomba.*

Una de las funciones fundamentales del cabezal de rotación es soportar la carga axial del equipo de fondo. El sistema de rodamientos tiene esta función de carga, a la vez que permite el movimiento rotacional de la varilla pulida con un efecto de fricción mínimo.

*3.- Proporciona los medios necesarios para evitar las velocidades inversas (backspin) de las varillas al momento de parar el motor.*

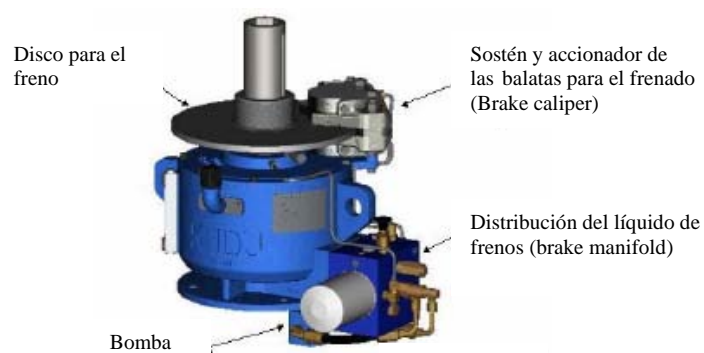


Cuando el Sistema BCP está en operación, una cantidad significativa de energía se acumula en forma de esfuerzos torsionales sobre la sarta de varillas. Si el sistema se para repentinamente, la sarta de varillas disipa su energía girando en forma inversa para liberar esa torsión.

El organismo canadiense C-FER ha calculado que la varilla de accionamiento efectúa 40 a 60 giros sobre ella misma en 1,000 m de longitud, cuando está sometida a un par correspondiente al 75% del par admisible. Cuando se alcanzan velocidades elevadas, estos retornos pueden ocasionar graves daños al equipo superficial y provocar accidentes. Es por el backspin que los cabezales de rotación deben estar equipados con un adecuado sistema de frenado (backspin brake).

De los tipos de frenos utilizados en los cabezales de rotación, destacan dos sistemas con alta eficiencia de funcionamiento:

- *Freno de accionamiento por fricción*: compuesto tradicionalmente de un sistema de disco y pastillas de fricción, accionadas hidráulicamente o mecánicamente cuando se ejecuta el giro a la inversa. Este tipo de freno es utilizado generalmente para potencias transmitidas menores a 75 hp.
- *Freno de accionamiento hidráulico*: Es el más utilizado debido a su mayor eficiencia de acción. Es un sistema integrado al cuerpo del cabezal que consiste en un plato rotatorio adaptado al eje del cabezal que gira libremente en el sentido de las agujas del reloj. Al ocurrir la velocidad inversa, el plato acciona un mecanismo hidráulico que genera resistencia al movimiento inverso, lo que permite que se reduzca la velocidad inversa y se disipe la energía acumulada.



**Figura 2.7** Sistema de frenado para evitar las velocidades inversas (backspin)

### 2.2.2.1 Tipos de cabezales de rotación

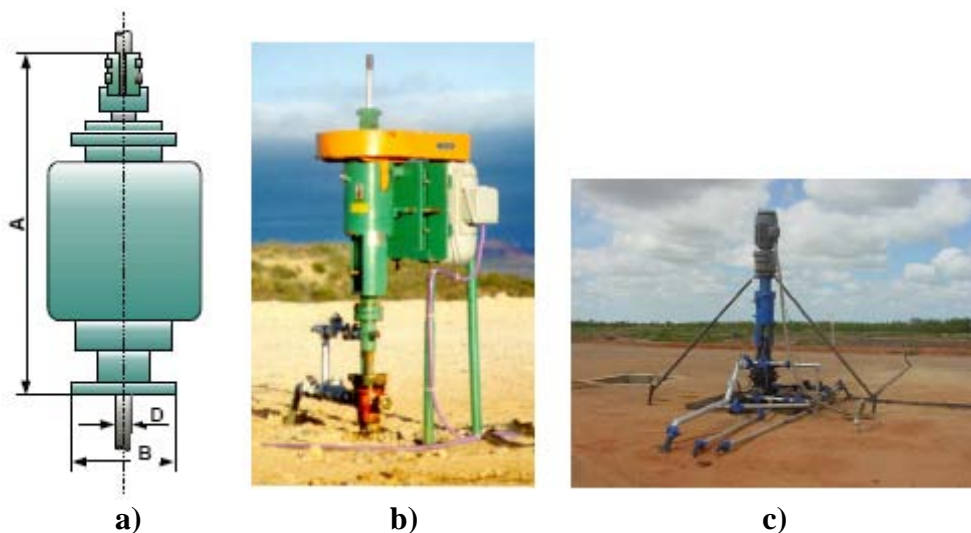
Los cabezales de rotación más comunes, pueden ser verticales o de ángulo recto, con el eje impulsor sólido o hueco.

## Cabezales de rotación verticales:

Los cabezales de rotación verticales se clasifican en dos tipos: de manejo directo (MD), y con caja de velocidades integrada (CVI), **figura 2.8**.

*Cabezal de rotación de manejo directo (MD):* tiene un costo bajo además de ser una forma rentable de transferir la energía a la sarta de varillas. Estos cabezales normalmente son seleccionados para aplicaciones que requieren de altas velocidades, según el desplazamiento de la bomba en el campo. Usualmente son utilizados para velocidades desde 110 rpm hasta 450 rpm. Las velocidades se logran por medio de cambios en el radio de las poleas y/o utilizando un motor de frecuencia variable. Tienen capacidad para soportar cargas axiales de 5 hasta 50 kilolibras. El rango de potencia requerido por este cabezal de rotación, varía de 3 a 150 hp.

Para tener algunas relaciones entre diámetro de poleas y velocidades referentes a los cabezales de rotación de manejo directo MD, ver la **tabla 1** en el **apéndice**.

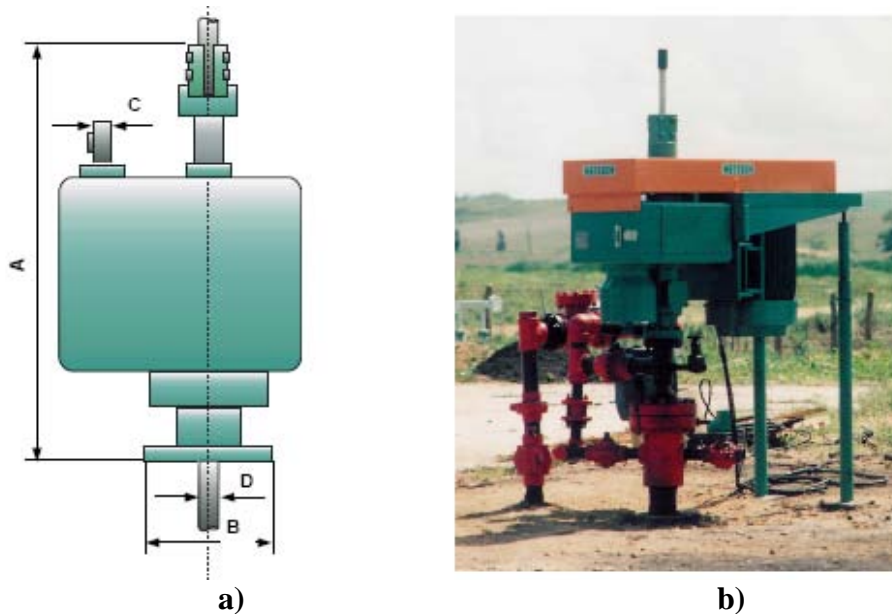


**Figura 2.8** a) esquema de un cabezal de rotación vertical. b) con reductor de velocidad integrado (CVI). c) de manejo directo (MD).

*Cabezal de rotación con caja de velocidades integrada (CVI):* comúnmente se utiliza para aplicaciones de baja velocidad, particularmente, para bombas con alto desplazamiento. La caja de cambios integrada, proporciona una reducción de la velocidad, usualmente es aplicado a velocidades de 80 hasta 400 rpm y, similarmente al cabezal de manejo directo, las velocidades deseadas se pueden lograr si cambiamos el radio de las poleas y/o el uso de motores de frecuencia variable.

El CVI tiene capacidad para soportar cargas axiales de 5 hasta 33 kilolibras. El rango de potencia requerido varía de 5 a 100 hp. Para tener algunas relaciones entre diámetro

de poleas y velocidades referentes a los cabezales de rotación con caja de velocidad integrada (CVI), ver la **tabla 2** en el **apéndice**.



**Figura 2.9** a) Esquema de un cabezal de rotación con caja de velocidades integrada (CVI). b) cabezal de rotación CVI en una aplicación de campo.

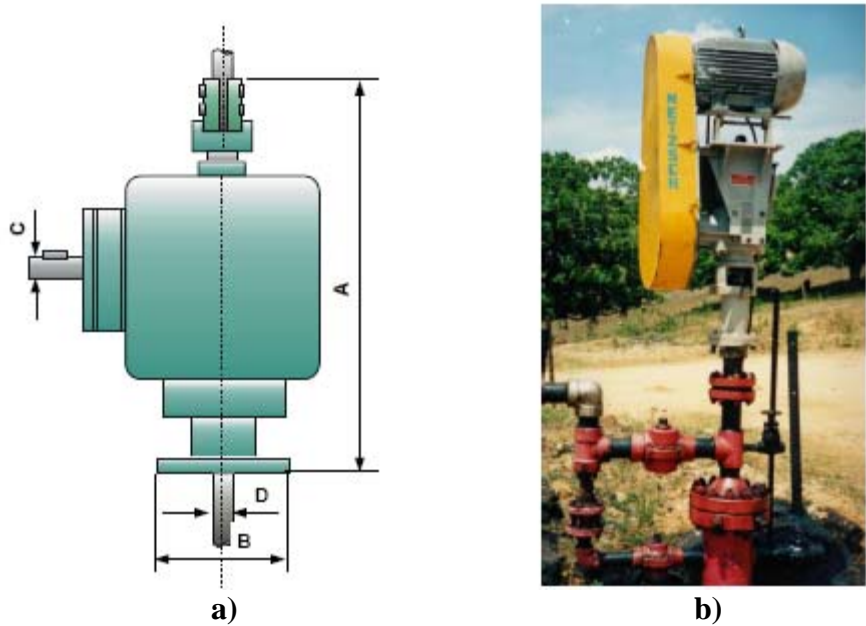
### **Cabezales de rotación de ángulo recto:**

Las características de estos cabezales de rotación se muestran en la **Figura 2.10**. Normalmente son seleccionadas para aplicaciones que demandan velocidades bajas, particularmente para bombas con alto desplazamiento.

La disposición de la geometría de los cabezales de rotación de ángulo recto permiten el uso alternativo de motores de gas y motores hidráulicos además de el motor eléctrico.

En caso de utilizar un motor de gas, un apropiado conjunto de poleas y una velocidad controlada del motor, proporcionan la velocidad requerida por el sistema. En otras aplicaciones convencionales, como en motores eléctricos, las velocidades deseadas pueden ser logradas solamente cambiando los radios de las poleas y/o el uso de un motor de frecuencia variable. En estos casos, los cabezales de rotación pueden ser aplicados a velocidades desde 90 hasta 360 rpm, con capacidad de carga axial de 9 a 20 kilolibras y con potencias requeridas de 5 a 30 hp.

Para tener algunas relaciones entre las velocidad y las poleas, referidas al cabezal de rotación de ángulo recto, manejado por un motor eléctrico, ver la **Tabla A3** en el apéndice.



**Figura 2.10** a) esquema de un cabezal de rotación de ángulo recto. b) aplicación en el campo

## 2.3 Equipo Sub-superficial

El equipo de fondo tiene como componente principal a la bomba de cavidades progresivas, la cual está compuesta por el rotor y el estator. Las varillas serán consideradas como un elemento subsuperficial y también se describirán en este apartado.

Como datos adicionales, la bomba de cavidades progresivas opera con un amplio rango de profundidades y volúmenes. La máxima profundidad alcanzada es de aproximadamente 2,500m y el máximo gasto entregado es de 1,500 BPD aproximadamente.

### 2.3.1 Bomba

Su función principal es adicionar a los fluidos del pozo el incremento de presión necesario para hacerlos llegar a la superficie, con la presión suficiente en la cabeza del pozo.

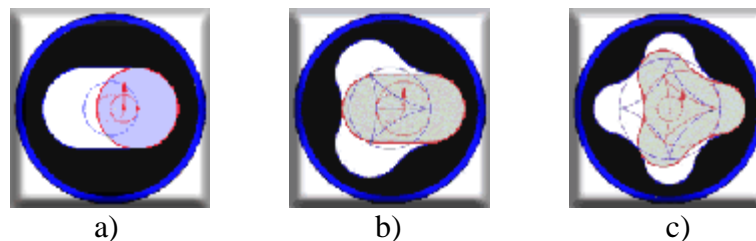
Como ya se mencionó, en el capítulo anterior, la bomba de fondo de este sistema es la llamada bomba de cavidades progresivas, **Figura 2.1**. Esta es una bomba rotativa de tornillo sin fin, excéntrico, la cual está constituida esencialmente por un rotor de forma helicoidal que gira en el interior de un estator, que es un tubo revestido internamente por un cuerpo elástico moldeado en forma helicoidal al doble del paso del rotor. Con el movimiento del rotor dentro del estator se van formando cavidades (selladas por el

contacto entre estas dos piezas) que van progresando desde el inicio hasta el final de la bomba y que en su trayecto llevan consigo al fluido que se pretende bombear.

El principio teórico de la bomba de cavidades progresivas parte de dos condiciones necesarias para obtener las cavidades cerradas: a) el rotor debe tener un diente o lóbulo menos que el estator y cada lóbulo del rotor debe estar siempre en contacto con la superficie interna del estator; b) el estator y el rotor, constituyen longitudinalmente dos engranes helicoidales.

## Geometría

Existen diversas configuraciones de la bomba de cavidades progresivas, las cuales dependen de la relación de lóbulos entre el rotor y el estator. Como regla debe cumplirse que: *número de lóbulos del estator = 1 + número de lóbulos del rotor*. Partiendo de esta regla, se diseñan rotores y estatores de varios lóbulos que pueden combinarse en diversas formas (rotor:estator), como por ejemplo, 1:2, 2:3, 3:4, 4:5, etc. Ver **Figura 2.11**. Para configuraciones que tienen más de dos lóbulos en el rotor, se les llaman bombas multilóbulos como por ejemplo: una bomba 2:3.

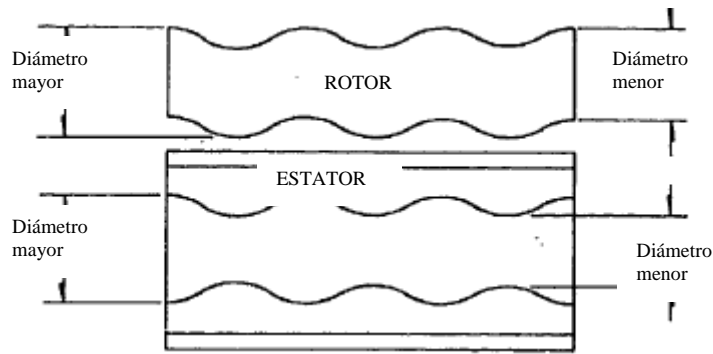


**Figura 2 . 11** Cortes transversales de diferentes configuraciones (rotor : estator) de la bomba de cavidades progresivas; a) configuración 1:2; b) configuración 2:3; c) configuración 3:4.

El diseño más utilizado en el levantamiento artificial de petróleo, es el diseño 1:2 de la bomba. Las bombas multilóbulos (5:4) fueron probadas, pero problemas como la vibración, el rompimiento del rotor, el desgaste del elastómero y un mayor torque por fricción, las hicieron menos utilizables. En el presente trabajo, y como se ha notado en páginas anteriores, se hace referencia a la bomba de configuración 1:2, por ser la que se utiliza actualmente por la mayoría de las empresas petroleras en proyectos de levantamiento artificial de petróleo.

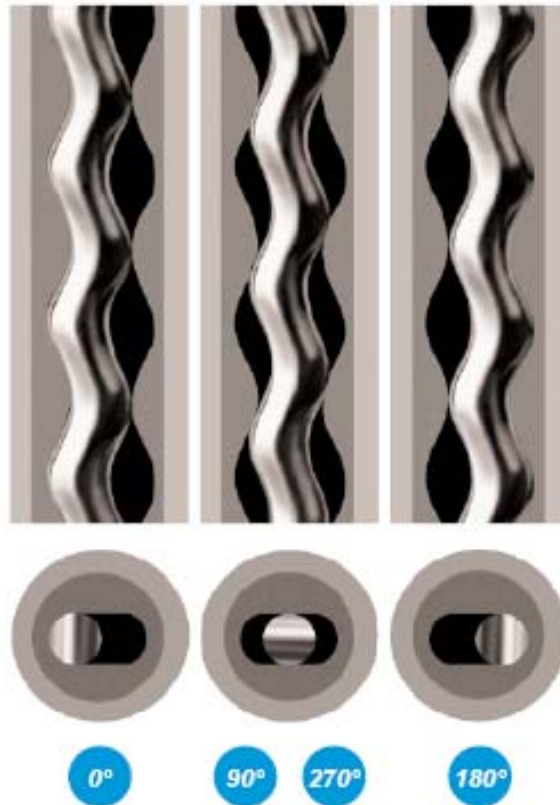
### 2.3.1.1 Principio y capacidad de la bomba

La bomba de cavidades progresivas consiste de un equipo helicoidal simple (rotor) que gira dentro de un equipo de elastómero de doble hélice (estator) del mismo diámetro menor que el rotor y al doble del paso.



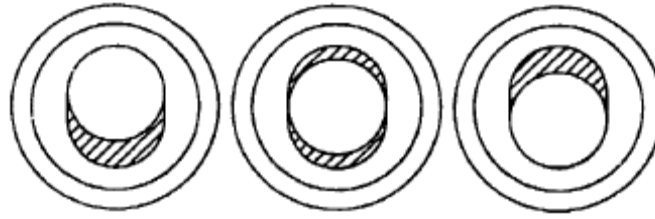
**Figura 2.12** Diámetros mayor y menor en el rotor y el estator.

Cuando el rotor gira excéntricamente dentro del estator, se forma una serie de cavidades selladas, separadas cada  $180^\circ$  de rotación, que progresan desde la succión hasta la descarga de la bomba, ver **Figura 2.13**.



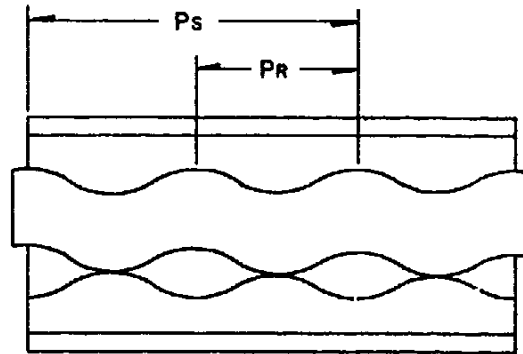
**Figura 2.13** Las cavidades en la BCP están separadas  $180^\circ$  de rotación una de la otra. Por cada ciclo de rotación del rotor, se producen dos cavidades de fluido.

Conforme una cavidad va desapareciendo en la descarga, otra se está creando con el mismo volumen en la entrada, lo que da como resultado un flujo continuo. El área transversal total de las cavidades siempre es la misma sin tener en cuenta la posición del rotor dentro del estator, como lo muestra la **Figura 2.14**.



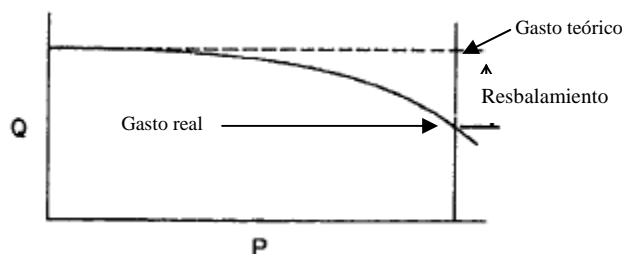
**Figura 2.14** El área transversal total de la cavidad (zona sombreada), es la misma sin importar la posición del rotor dentro del estator.

La BCP incrementa la presión porque tiene una línea de sello, creada entre el rotor y el estator, en cada cavidad. La capacidad de presión de la bomba está basada en el número de etapas y en el número de veces que las líneas de sello son repetidas. Generalmente, una etapa es definida como 1.5 veces la longitud del paso del estator, **Figura 2.15**. Si se incrementa el número de líneas de sello, o de etapas, la capacidad de presión de la bomba se incrementa permitiendo, de esta manera, bombear a grandes profundidades.



**Figura 2.15** Relación entre el paso del rotor ( $P_R$ ) y el paso del estator ( $P_S$ ). Generalmente, con 1.5 veces el paso del estator se forma una etapa.

Cuando incrementa la presión, para el mismo número de etapas y la misma velocidad, el gasto tiende a decrecer. La reducción en el gasto entregado por la bomba es debido al fenómeno conocido como “resbalamiento” o “slip”.



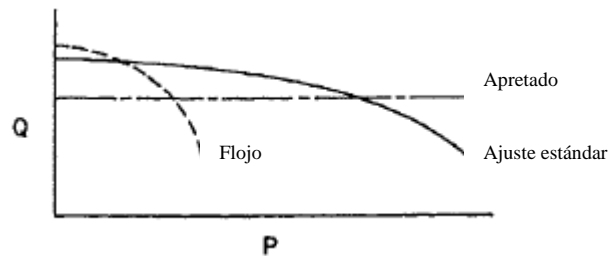
**Figura 2.16** El resbalamiento (slip), es la diferencia entre el gasto teórico y el gasto real a una cierta presión.

El resbalamiento, es la cantidad de líquido que regresa de la descarga a la succión a través de los “claros” que existen entre las paredes del rotor y del estator. Todas las

bombas rotatorias de desplazamiento positivo experimentan un resbalamiento como resultado de la diferencial de presión entre la succión y la descarga.

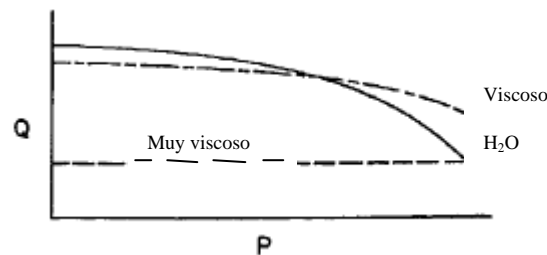
La cantidad de resbalamiento es determinada por la presión y es independiente de la velocidad. El resbalamiento depende del número de líneas de sello o etapas, la viscosidad del fluido a ser bombeado, y del ajuste entre el rotor y el estator.

Cuando el ajuste entre el rotor y el estator es mínimo, el resbalamiento dentro de la bomba aumenta con un incremento en la presión diferencial, (**Figura 2.17**). En el diseño, el ajuste es constante y cambia solamente por el desgaste del estator y/o rotor o cuando se dilata el elastómero.



**Figura 2.17** Efecto del ajuste por compresión entre el rotor y el estator sobre el resbalamiento.

La capacidad de bombeo por revolución se incrementa cuando aumenta la viscosidad, y se reduce cuando sube la presión. Esto se debe al hecho de que a una viscosidad grande el resbalamiento es cada vez menor a una presión dada. Ver la **Figura 2.18**.



**Figura 2.18** Efecto de la viscosidad del fluido sobre el resbalamiento y el gasto.

Un fluido con alta viscosidad no fluiría fácilmente dentro de la cavidad, lo que provocaría la cavitación, y con esto un decremento en el desplazamiento por revolución.

Los fluidos con alta viscosidad provocan enormes pérdidas de presión por fricción en la tubería de producción y en las líneas superficiales de flujo, esto debido a la fricción interna del fluido y a la fricción del fluido con las paredes rugosas de la tubería.



### 2.3.1.2 Desplazamiento

Como ya se mencionó, en párrafos anteriores, la bomba es de flujo positivo constante porque el flujo que pasa por la sección transversal de la cavidad es siempre constante en cualquier posición del rotor con una velocidad constante.

El desplazamiento teórico de la bomba se calcula midiendo el volumen ocupado por las cavidades en la bomba y luego multiplicando este volumen por las revoluciones del estator en cierto intervalo de tiempo.

Al volumen producido por un giro del rotor se le denomina *cilindrada* y es función de la excentricidad ( $E$ ), diámetro del rotor ( $D_{ROT}$ ), y del paso del estator ( $P_s$ ). A continuación se menciona como calcular el desplazamiento teórico proporcionado por la bomba.

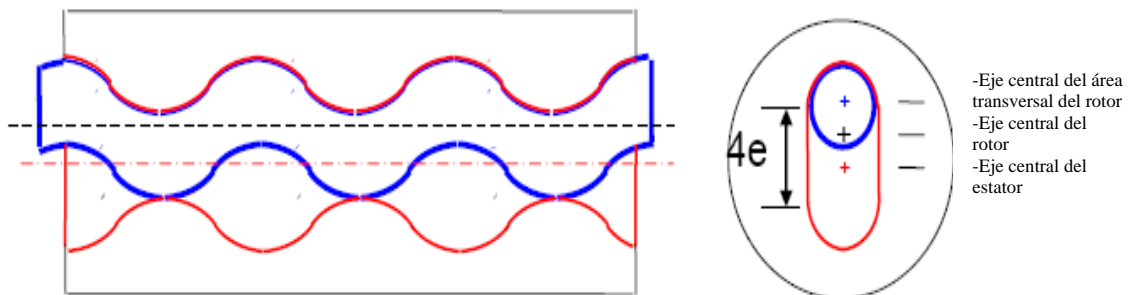
La ecuación del gasto se define como sigue:

$$Q = (A) (V) \dots \dots \dots (Ec. 2.2)$$

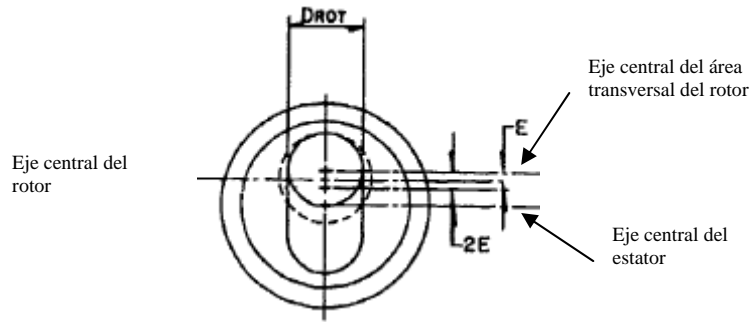
Donde:

- Q: Desplazamiento teórico, ( $m^3/s$ )
- A: Área transversal de la cavidad, ( $m^2$ )
- V: Velocidad de desplazamiento del fluido, ( $m/s$ )

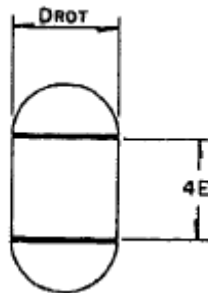
El área transversal de la cavidad (ver **figura 2.14**) puede fácilmente ser determinada si calculamos el área transversal del estator y luego le restamos el área transversal del rotor.



**Figura 2.19** Ejes principales que determinan la excentricidad ( $E$ ) de la bomba, necesaria para calcular el desplazamiento teórico de la bomba.



**Figura 2.20** Esquema que muestra la excentricidad, la cual es definida como la distancia entre el eje central del rotor y el eje central del estator; simbolizado como E.



**Figura 2.21** Esquema que muestra el área transversal del estator y la forma en que se divide en dos figuras para poder obtener el área de la cavidad.

Obteniendo las áreas del rectángulo y del círculo, que juntas forman el área transversal del estator, es posible obtener el área transversal de la cavidad si le restamos el área transversal del rotor:

$$A_{ROT} = \text{área del círculo} = \frac{\pi D_{ROT}^2}{4} \dots\dots\dots (Ec. 2.3)$$

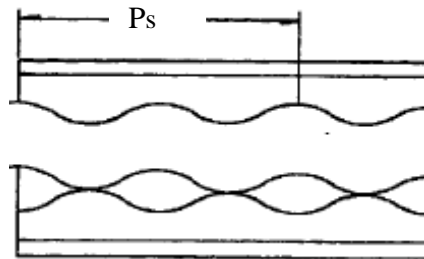
$$A_{EST} = \text{área del círculo} + \text{área del rectángulo} = \frac{\pi D_{ROT}^2}{4} + 4ED_{ROT} \dots\dots (Ec.2.4)$$

$$A_{CAV} = A_{EST} - A_{ROT} = 4ED_{ROT} \dots\dots\dots (Ec. 2.5)$$

Donde :

- $A_{CAV}$  : Área transversal de la cavidad
- $A_{EST}$  : Área transversal del estator
- $A_{ROT}$  : Área transversal del rotor
- E : Excentricidad rotor-estator
- $D_{ROT}$  : Diámetro del rotor

El resultado anterior muestra que el área transversal de la cavidad depende del tamaño del diámetro del rotor y de la excentricidad. La longitud de la cavidad es determinada por el paso del estator (**figura 2.22**).



**Figura 2.22** Paso del estator

La longitud del paso del estator determina la velocidad de movimiento del fluido a través de la bomba. Por cada giro del rotor el fluido se desplaza un paso del estator. Entre más grande sea la longitud de paso del estator, más alta será la velocidad del fluido a través de la bomba. La velocidad de flujo se determina de la siguiente manera:

$$v = c (P_s) (n) \dots \dots \dots \text{(Ec. 2.6)}$$

Donde:

- $P_s$ : Longitud de paso del estator, (m)
- $n$  : Número de revoluciones, (rpm)
- $v$  : Velocidad de flujo (m/s)
- $c$ : Constante (0.1047)

Si sustituimos la ec. 2.5 y la ec. 2.6 en la ec. 2.2, se obtiene la ecuación para calcular el desplazamiento o gasto teórico arrojado en la descarga de la bomba.

$$q_t = (4ED_{ROT}) c(P_s) (n) \dots \dots \dots \text{(Ec. 2.7)}$$

### 2.3.1.3 Requerimiento de potencia de la bomba

La rotación del rotor provoca el movimiento del fluido hacia arriba desplazándose de cavidad a cavidad. La energía requerida para girar el rotor y mover el fluido es suministrada a la bomba en forma de torque. La potencia total para activar la bomba ( $P_b$ ) es determinada por la potencia hidráulica de salida ( $P_h = \Delta P \cdot Q_t$ ), y también por la potencia mecánica ( $P_m = T_f \cdot n$ ) necesaria para poder vencer la fricción (sin diferencial de presión) entre el rotor y el estator:

$$P_b = P_h + P_m \dots \dots \dots \text{(Ec. 2.8)}$$

Por lo tanto, la potencia total requerida para manejar la bomba es:

$$P_b = C_1 \Delta P \cdot Q_t + C_2 T_f \cdot n \dots\dots\dots(\text{Ec. 2.9})$$

Donde:

- n: Velocidad de rotación [rpm]
- $Q_t$ : Gasto teórico por revolución [ $\text{m}^3/\text{dia}/\text{RPM}$  ó  $\text{bbl}/\text{dia}/\text{RPM}$ ]
- $T_f$ : Torque necesario para vencer la fricción (sin diferencial de presión) [ $\text{N}\cdot\text{m}$  ó  $\text{lb}\cdot\text{pie}$ ]
- $\Delta P$ : Presión diferencial a través de la bomba [ $\text{Kpa}$  ó  $\text{psi}$ ]
- $C_1$ : Constante (Métrico: 0.111 o inglés:  $8.97 \times 10^{-2}$ )
- $C_2$ : Constante(0.1047)

#### **2.3.1.4 Rotor**

El rotor se construye en acero tratado de alta resistencia y se somete a un revestimiento superficial (cromado) a manera de minimizar el desgaste generado por el transporte de fluidos cargados de partículas sólidas y disminuir así el coeficiente de frotamiento rotor/estator. El diámetro final del rotor es función del posible hinchamiento del elastómero ligado a la presión, a la temperatura y a los fluidos bombeados. El espesor del cromado depende del carácter abrasivo de los productos bombeados.

Los rotores fabricados con acero al carbón de alta resistencia (1040, 1050, 4120,4130, 4140) son una excelente opción para la mayoría de las aplicaciones. En aquellos casos donde estén presentes agentes corrosivos o acidificantes en alta concentración, se utiliza el acero inoxidable por su capacidad de resistencia a estos ambientes agresivos. Lamentablemente, este material es muy susceptible a la abrasión y es unas dos veces y media más costoso que el tradicional acero al carbón.

#### **2.3.1.5 Estator**

El estator consiste en un tubo de acero con un cuerpo de elastómero pegado internamente.

Para su fabricación, primero se tornea externamente una pieza de metal según la geometría helicoidal deseada, alineándola concéntricamente con el tubo de acero que previamente debe pasar por un proceso de limpieza para aplicarle en su interior una fina capa de adhesivo que permita la unión del metal con el adhesivo. Para sellar el espacio entre el tubo y el molde se utilizan unos tapones herméticos colocados a ambos extremos del tubo. Posteriormente se procede al vaciado de la mezcla de elastómero a alta presión a través del espacio anular con una temperatura, presión y gastos de inyección controlados, dependientes del tipo de elastómero, de la geometría de la bomba y de la longitud del estator. Con esto se garantiza un vaciado homogéneo. Una vez

lleno, el estator pasa a un proceso de vulcanizado para lograr la propiedades finales deseadas para el elastómero. Finalmente, se extrae el molde interno y se tornean las conexiones según las especificaciones requeridas.

Es importante que cada cierta cantidad de estatores fabricados se tome una muestra del elastómero para verificar que todas sus propiedades mecánicas estén en los rangos permitidos, ya que es precisamente el elastómero el mayor responsable de la calidad del producto final.

La forma helicoidal interna del estator está definida por los parámetros:

Ancho mínimo de la sección transversal:  $D$   
Ancho máximo de la sección transversal:  $D + 4E$   
Paso del estator:  $P_{est} = 2P_{ROT}$



**Figura 2.23** El continuo desarrollo en los materiales de construcción de la bomba de cavidades progresivas, la hacen adaptable para trabajar con amplios rangos en las condiciones del pozo.

### 2.3.2 Varilla Pulida

Es la unión directa entre la sarta de varillas y el equipo superficial, pasa a través de la caja de sellos. Generalmente, está fabricada con acero, molibdeno, manganeso y níquel, superficialmente terminada en acabado espejo, con el propósito que no dañe los sellos. Puede ser hueca o totalmente sólida.

### 2.3.3 Sarta de Varillas

Existen diversos tipos de varillas que el Sistema BCP utiliza para transmitir la energía desde la superficie hasta la bomba de fondo:

- *Varillas convencionales (sucker rods).*- Son las mismas que utiliza el sistema de bombeo mecánico, fabricadas bajo la especificación API 11B. Estas varillas están diseñadas para trabajar bajo esfuerzos alternativos, es decir; cargas de tracción. Disponible en 5/8", 3/4", 7/8", 1", y 1 1/8" de diámetro del cuerpo de la varilla y de 7.5 metros de longitud.
- *Varillas convencionales modificadas (Drive rods).*- Especialmente diseñadas para soportar el torque experimentado en la aplicación del BCP. Están suministradas con una rosca modificada para maximizar su capacidad de torque. Los diámetros más comunes son: 1", 1 1/4", y 1 1/2" de diámetro del cuerpo de la varilla y de longitud similar a las varillas convencionales.
- *Varillas huecas (Hollow rods).*- Como su nombre lo dice, son varillas huecas con tamaños similares a las varillas convencionales. Tienen una rosca que permite una conexión que por fuera se aparente tener una varilla continua y por dentro esté hueca. Estas características permiten una reducción en la fricción, entre varillas y la tubería de producción, ya que se elimina el cambio brusco de geometría en las uniones de las varillas y eso permite una mejor distribución de las cargas de rozamiento. Una de las alternativas que presenta la varilla hueca es la de inyectar por el interior de la misma un diluyente para el bombeo de crudo pesado y extrapesado.
- *Varilla continua o tubería flexible (continuous rod, coiled rod).*- Este tipo de varilla, en realidad, es una tubería continua y flexible. No tiene conexiones, como en las varillas convencionales, son tramos soldados continuamente de tubería de acero; solo tiene dos coples, una para conectarse a la bomba de fondo y otro para conectarse con el equipo superficial. La varilla continua se enrolla en un carrete para su conservación y transporte. La sarta de esta tubería puede tener una longitud de 9,450m [31,000 pies] o superior según el tamaño del carrete y los diámetros de los tubos. Los diámetros que más se utilizan, son: 13/16", 7/8", 1" y 1 1/8". Este tipo de varilla es similar a la tubería flexible que se utiliza para procesos de estimulación y perforación de pozos, sin embargo; recientemente (en 1999) se empezó a utilizar como medio de transmisión de energía a la bomba de fondo, principalmente en pozos altamente desviados (>6°/100ft). Los resultados de su aplicación fueron positivos, ya que, debido a su flexibilidad, se logró adaptar a pozos con alto grado de desviación, reduciendo de manera considerable el tiempo de paro de la producción, como una consecuencia de las fallas en las varillas. A diferencia de las varillas huecas, se tiene la ventaja de no tener constantes conexiones, que ocasionan fallas por desenroscamiento, además, el ahorro de tiempo en la conexión de las varillas es una gran ventaja que se aprecia más cuando hay una falla en la bomba de fondo y es necesario sacar toda la sarta de varillas.

## **2.3.4 Accesorios**

Con el propósito de asegurar una mejor operación del equipo, es necesario contar con algunos accesorios como:

### **2.3.4.1 Centralizadores de tubería**

Se recomienda utilizar centralizadores de tubería, por encima y por debajo de la bomba, cuando el sistema esté trabajando con altas velocidades (mayor a 350 RPM), esto para minimizar el efecto de la vibración excesiva debido al movimiento excéntrico del rotor.

También, se recomienda utilizar centralizadores de tubería en aquellos casos donde se tiene una curvatura mayor a 1°/100 pies en la sección donde será instalada la bomba, esto para permitir la correcta linealidad entre el rotor y el estator y, de esta forma, evitar una distribución de esfuerzos no homogéneos en la bomba.

### **2.3.4.2 Controladores de torque**

El controlador de torque es un dispositivo electrónico conectado entre la línea de energía eléctrica primaria y el motor eléctrico que permite medir el voltaje, amperaje y factor de potencia requeridos por este último, para conocer el torque de operación del sistema. En su configuración interna, existen programas electrónicos que permiten configurar rutinas de apagado automático, en caso de alcanzar valores de torque por encima de un límite preestablecido. El controlador de torque es solo un dispositivo electrónico que sirve para protección del sistema y no un elemento capaz de variar la frecuencia.

### **2.3.4.3 Anclas antitorque**

Debido al movimiento rotatorio del rotor, se corre el riesgo de desenroscar la tubería de producción en cualquier punto susceptible de la misma, sobre todo en aquellas aplicaciones donde eventualmente se producen incrementos del torque de fricción en la bomba, como consecuencia de producciones no continuas de producción.

Para estos casos se acostumbra instalar el ancla antitorque inmediatamente por debajo de la bomba, el cual es un dispositivo mecánico que evita la rotación de la tubería en sentido de las agujas del reloj.

La experiencia en operación de sistemas BCP, se recomienda el uso de este equipo independientemente de las condiciones de producción aunque por razones de reducción

de costos, algunos operadores no la instalan cuando se tienen aplicaciones de muy bajo gasto de producción, baja profundidad y bajo requerimiento de torque (menos de 150 lb·pie).

#### **2.3.4.4 Separadores de gas**

Se recomienda el uso de separadores de gas en aquellos casos en donde el volumen de gas libre es considerable. Existen diferentes configuraciones de separadores de gas dentro de los que destacan dos: el “poor boy” o “mosquito” cuya aplicación principal se enfoca a sistemas de bombeo mecánico, y el tipo estático cuya configuración interna fue diseñada para aplicaciones de flujo continuo, haciéndolo ideal para las BCP. Este separador tiene aletas helicoidales internamente, que fuerzan al fluido producido a girar alrededor de un eje central, permitiendo la separación de ambas fases, basado en el principio de fuerzas centrífugas. Su eficiencia está entre 55% y 75%, aunque en algunos casos puede alcanzar hasta 95%.

Como el H<sub>2</sub>S, el CO<sub>2</sub> y los aromáticos vienen generalmente relacionados con el gas libre, el uso de los separadores de gas surge como una alternativa indirecta para evitar, que estos elementos fluyan a través de la bomba.



# CAPÍTULO 3

## CAPÍTULO 3

### CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA BCP

### **3.1 INFORMACIÓN GENERAL, REQUERIDA PARA EL DISEÑO DE APAREJOS DE BCP.**

El éxito del diseño de un aparejo de Bombeo por Cavidades Progresivas (BCP), depende de la buena calidad de la información utilizada, que incluye: pruebas de producción, tipo de fluidos producidos, estado mecánico del pozo y datos complementarios que permitan asegurar el funcionamiento confiable del sistema. Por su importancia, a continuación se presentan comentarios referentes a dicha información.

#### **3.1.1 Pruebas de producción**

Los datos del comportamiento de flujo en el yacimiento y en la tubería de producción, establecen la capacidad máxima de producción del pozo y la presión de fondo fluyendo para cualquier gasto menor que el máximo. Este comportamiento se describe con las presiones: estática y de fondo fluyendo, medidas a una profundidad conocida y con el gasto correspondiente. Si no hay gas en el pozo, los niveles estático y dinámico del fluido son suficientes en lugar de las presiones.

La presión de fondo fluyendo para cualquier gasto, se determina con los datos de la curva de comportamiento de flujo, calculada mediante alguna de las formas comúnmente aceptadas:

- 1) *Línea recta de índice de productividad*, utilizada cuando no hay gas presente o cuando todo el gas se encuentra en solución a la profundidad del intervalo productor.
- 2) *Curva de comportamiento de flujo (IPR, por sus siglas en inglés)*, utilizada cuando la presión de fondo fluyendo es inferior a la de saturación, lo que implica la presencia de gas libre en el yacimiento.

La temperatura de flujo en el fondo y en la cabeza del pozo son datos necesarios, particularmente si hay gas presente. La cantidad de gas en solución y el volumen de gas libre son sensibles a la variación de temperatura y cambian continuamente durante su trayectoria por la tubería de producción.

#### **3.1.2 Tipo de fluidos producidos**

Los datos de un análisis PVT, son necesarios para predecir el comportamiento de los fluidos, desde el fondo hasta la cabeza del pozo. Si para un caso en particular no se tienen disponibles dichos datos, se pueden calcular mediante las correlaciones estándar; entonces, se requiere conocer las densidades relativas y porcentajes de líquidos y de gas que componen la mezcla que se va a bombear. Por lo tanto, las densidades relativas del

agua y del gas, los grados API, el porcentaje de agua producida y la relación gas aceite, deben ser conocidos. Estos parámetros influyen directamente sobre la demanda de potencia al motor y la viscosidad, además influye sobre las curvas de comportamiento de las bombas.

### **3.1.3 Estado mecánico del pozo**

Las dimensiones físicas del pozo son datos importantes que deben ser considerados para la selección de los componentes del Sistema BCP, sobre todo por las posibles limitaciones dimensionales que ello signifique.

La profundidad del pozo y de la zona de disparos, son datos importantes para diseñar la profundidad de colocación de la bomba. En lo que respecta a los diámetros de la tubería de producción y de revestimiento, estos deben de ser conocidos para diseñar las dimensiones de la bomba. Por otra parte, el espacio anular entre el estator y la tubería de revestimiento debe permitir el paso de eventuales herramientas de pesca o medición, así como la instalación de modelos específicos de separadores de gas.

## **3.2 FACTORES QUE AFECTAN EL DISEÑO DEL APAREJO DE BCP**

### **3.2.1 Viscosidad y densidad del aceite**

La viscosidad tiene una relación importante con la fricción dentro de la bomba e influye en forma directa en su volumen y requisitos de potencia para una presión dada de descarga.

La capacidad de bombeo por revolución se incrementa cuando aumenta la viscosidad, y se reduce cuando sube la presión. Hay que tener en cuenta que cuando las bombas de cavidades progresivas funcionan con líquidos muy viscosos, tienen capacidad casi ilimitada para aumentar la presión.

Las pérdidas de presión por fricción ocasionadas por la viscosidad, son causadas por la fricción interna del fluido.

En cuanto a las pérdidas de presión, ocasionadas por la alta viscosidad y densidad del aceite, las mismas se traducen en una presión diferencial adicional a la presión hidrostática, alcanzando, en muchos casos, rangos excesivos de levantamiento neto que afectan principalmente la presión de descarga de la bomba, y en consecuencia, la

presión diferencial a través de la misma. Por otra parte, esta presión adicional tiene su efecto sobre el torque requerido por el sistema así como también sobre la potencia total. Para el diseño, se debe tener especial cuidado en si el fluido es newtoniano o no newtoniano. Aunque la viscosidad puede estar dentro de límites razonables de bombeo cuando circula el líquido, en algunos sistemas que manejan líquidos no newtonianos puede haber problemas para el arranque y el paro.

### **3.2.2 Gas libre asociado al aceite**

La bomba de cavidad progresiva tiene la habilidad para tolerar altos porcentajes de gas libre; sin embargo, cuando la bomba opera por largos periodos de tiempo con altos contenidos de gas libre, se acelera el proceso de desgaste del elastómero, debido a que no hay suficiente capacidad de disipación del calor generado por la fricción entre el rotor y el estator.

La bomba se comporta a su más alta eficiencia cuando se bombean únicamente líquidos y aunque puede bombear gas libre, su presencia en exceso es causa de una operación ineficiente.

Si la producción del pozo tiene gas asociado, entonces entre el nivel dinámico del fluido y el fondo, existe un rango de combinaciones de líquido y gas con diferentes densidades, mismas que influyen significativamente sobre la capacidad requerida para la bomba y su profundidad de colocación.

Una gran cantidad de gas libre y en solución tiene efectos benéficos ya que disminuye el peso de la columna hidráulica en la tubería de producción y reduce la demanda de potencia al motor, pero la bomba necesita manejar un gasto mayor para compensar los requerimientos de aceite en la superficie.

Algunas formas prácticas para resolver el problema del gas libre a la profundidad de colocación de la bomba son:

- a) Colocar la bomba de manera que la presión de succión sea superior a la presión de saturación, de esta manera; no existe gas libre en la entrada de la bomba y el gasto que se maneja es simplemente la producción de aceite a condiciones superficiales (multiplicado por su factor de volumen) más el gasto de agua, si la hay.
- b) Colocar la bomba de manera que la presión de succión sea inferior a la presión de saturación. Esto tiene la ventaja de acortar la longitud de la tubería de producción, la de la sarta de varillas y en consecuencia un menor costo. Sin embargo, el gasto que la bomba maneja es igual al del aceite más el del gas libre que pasa a través de la bomba, más el gasto de agua, si la hay. Conforme la

bomba se coloca más arriba en el pozo, la cantidad de gas libre se incrementa y debe tenerse cuidado de que el flujo que llega a la succión no tenga una relación gas-líquido más alta de la que la bomba es capaz de tolerar.

Según su principio, la BCP puede bombear fluidos multifásicos (líquido + gas) con alta RGA en la admisión y puede así instalarse en los pozos por encima del nivel del punto de burbuja. En este caso, el volumen bombeado (crudo + gas) será superior al volumen de crudo producido en superficie. Si se desea conservar constante el gasto de aceite en la superficie, es necesario incrementar la velocidad de rotación, en función del aumento de la RGA.

### **3.2.3 Presencia de arena**

El Sistema BCP tiene la habilidad para producir con altas concentraciones de arena, dependiendo de un diseño y operación apropiados. Sin embargo, al producirse flujos rápidos de arena por periodos cortos de tiempo (tapones), pueden ocasionarse problemas de obstrucción y bloqueo del sistema.

La acumulación de arena debajo de la bomba y en la tubería de producción es un problema corriente. Se debe o bien a paradas de producción o bien a una velocidad de ascenso del fluido bombeado insuficiente con respecto a la velocidad de asentamiento de la arena. Los fluidos viscosos disminuyen la velocidad de sedimentación de la arena pero, conducen a un aumento de las pérdidas de presión por fricción.

Los problemas de asentamiento, tanto por encima como por debajo de la bomba, son más frecuentes en pozos direccionales u horizontales. La habilidad de un fluido para transportar la arena mejora cuando su viscosidad y velocidad aumentan.

El diseño inicial del sistema debe hacerse en función de obtener la velocidad suficiente de acarreo, aún en las condiciones más críticas de producción (menor producción posible) y a su vez, debe evitar la acumulación de arena en la entrada y salida de la bomba. Con el fin de obtener un flujo más libre de arena, se recomienda variar lentamente la velocidad de rotación de la bomba (por etapas de 20 RPM al día).

Para minimizar la acumulación de arena, es importante tener un filtro por debajo de la bomba que sea capaz de permitir un tiempo razonable de operación antes de que la arena llegue al nivel de la bomba. Por otro lado, cualquier restricción en la entrada de la bomba puede crear tendencia a formar tapones de arena por lo que se recomienda, en el caso de pozos productores de arena, diseños de entrada de bomba de diámetro constante y que nunca signifique una restricción, por el contrario, que permita el flujo libre y directo desde el fondo hasta la bomba.

Aunque es común bombear aceite con 5 a 15% de sólidos, también se ha logrado bombear con 70% de sólidos. Las propiedades de la suspensión son las que más

influyen en la velocidad de la bomba. Cuanto mayor sea el contenido de sólidos, más caballaje se requiere y menor será la velocidad. Sin embargo, la descarga por revolución del motor es constante con cualquier material.

La abrasividad de la suspensión influye en la velocidad de la bomba y se tiene menor capacidad con materiales muy abrasivos. Se debe esperar más mantenimiento de la bomba conforme incrementa la cantidad de sólidos en suspensión.

El principio de operación de la bomba de cavidad progresiva, permite arrastrar las partículas sólidas a través de las cavidades sin ningún problema; sin embargo, cuando las partículas sólidas son muy pequeñas o las líneas de sello entre el rotor y el estator no están sellando correctamente, las partículas sólidas se meten entre el rotor y el estator, provocando un rozamiento que termina desgastando las partes internas de la bomba.

La arena también influye en el desgaste entre las varillas y la tubería de producción, principalmente en pozos direccionales y horizontales. Cuando las varillas están en constante rozamiento con la tubería de producción, a causa de la desviación del pozo, la presencia de arena en el flujo de aceite provoca un desgaste extra a causa de la severa abrasión que esta provoca con los materiales en contacto.

La BCP puede bombear fluidos cargados de arena; sin embargo, hay que tomar una serie de precauciones:

- Evitar los amontonamientos de arena en la admisión, protegiendo los orificios de admisión de la bomba.
- Asegurarse de que al momento de parar la bomba no se sedimenta la arena en la tubería de producción (riesgo de dificultad en el arranque).
- En presencia de arena, las bombas se pueden equipar con rotores recubiertos con un importante espesor de cromo y un elastómero muy elástico.

### **3.2.4 Presencia de CO<sub>2</sub> y H<sub>2</sub>S**

El CO<sub>2</sub> y el H<sub>2</sub>S causan corrosión en las varillas y en la tubería de producción así como extensión de la vulcanización del elastómero, lo que provoca endurecimiento y eventual ruptura del mismo. Es práctica común utilizar inhibidores de corrosión para mitigar la corrosión.

Los elastómeros fabricados con nitrilo hidrogenado (HNBR) presentan una mayor resistencia a los hidrocarburos, al H<sub>2</sub>S y a los inhibidores de corrosión.

Existen varillas fabricadas con materiales especiales capaces de mitigar el efecto corrosivo del CO<sub>2</sub>. De acuerdo a las especificaciones API, la varilla grado D es la que resiste mejor los efectos corrosivos del CO<sub>2</sub>. Los materiales con que se fabrica este tipo de varilla son una aleación de acero de níquel cromo y molibdeno. La implementación de una varilla más resistente a la corrosión involucra un costo superior.

### **3.2.5 Presencia de aromáticos**

Los componentes aromáticos del crudo (especialmente los aceites livianos), como el benceno, el xileno, y el tolueno inducen problemas de hinchamiento de los elastómeros.

En función de la combinación: densidad del crudo / porcentaje de aromáticos, se eligen los elastómeros mejor adaptados (a función nitrilo) y se ajustan los cierres iniciales. Los fabricantes no recomiendan utilizar estatores elastoméricos, cuando existe un contenido de aromáticos (livianos) en el fluido superior al 12%. Este límite tiende a disminuir si además existe presencia de H<sub>2</sub>S y/o temperaturas altas.

### **3.2.6 Temperatura**

Se debe prestar especial atención a la temperatura a la cual se bombea el líquido del proceso, pues no debe exceder el valor máximo de diseño del fabricante de la bomba. También es necesario definir las temperaturas, máxima y mínima, esperadas en determinada aplicación para poder hacer cálculos exactos de la viscosidad y determinar la potencia requerida por la bomba.

La temperatura de flujo en el fondo y en la cabeza son datos necesarios particularmente si hay gas presente. La cantidad de gas en solución y el volumen de gas libre son sensibles a la variación de temperatura, y cambian continuamente durante su trayectoria por la tubería de producción.

La temperatura de fondo es importante para la instalación de aparejos de bombeo por cavidades progresivas, ya que los cambios de temperatura causan un comportamiento cíclico de expansión y contracción sobre el elastómero, siendo este proceso muy diferente al experimentado por el rotor. Estas diferencias en las características de expansión térmica de ambos materiales, hacen que el dimensionamiento óptimo de las partes en aplicaciones de altas temperaturas se vuelva complicado.

Las altas temperaturas afectan el espaciamiento del rotor, debido al efecto de expansión térmica sufrido por el material de la sarta de varillas. Si la tubería de producción está anclada, los cambios de temperatura provocarán que las varillas se elonguen en relación a la tubería. Por ejemplo, si la temperatura alcanza 212°F causará que una sarta de unos 3,000 pies se expanda alrededor de 3 pies más. En general, la BCP cuya implantación en

pozo no excede los 2000m, funciona a temperaturas inferiores a 110°C. No obstante, existen propuestas de elastómeros para soportar temperaturas de 160°C.

### 3.2.7 Capacidad de flujo del pozo

Es necesario conocer la aportación de fluidos por parte del pozo, para poder diseñar la colocación de la bomba y de esta manera poder optimizar la producción de aceite en la superficie y evitar que la bomba trabaje en vacío o con grandes cantidades de gas, lo cual afecta la eficiencia y el buen funcionamiento de la misma.

La capacidad de flujo del pozo, obtenida de una prueba de producción, permite diseñar la bomba asegurando que el rango de gasto en el que opere se encuentre cerca de su máxima eficiencia.

Si la capacidad de la bomba excede a la aportación del pozo, se puede alcanzar la condición de bombeo en vacío; en consecuencia, se acelera el proceso de histéresis (proceso de deformación) del elastómero, debido a que no hay suficiente capacidad de disipación del calor generado por la fricción entre el rotor y el estator.

El aporte de fluidos a un pozo depende de la presión diferencial existente entre el yacimiento y el fondo del pozo. Con una presión estática del yacimiento ( $P_{ws}$ ) fija y una presión de fondo fluyendo ( $P_{wf}$ ) variable, la diferencia entre ambas, ( $P_{ws} - P_{wf}$ ), determinará el gasto de flujo ( $Q$ ). Éste gasto de flujo incrementará conforme aumente la diferencia. Se tendrá una capacidad máxima de producción ( $Q_{max}$ ) cuando la presión de fondo fluyendo sea igual a cero.

En el caso de un líquido (agua o aceite), fluyendo en forma radial y permanente desde el yacimiento hacia el fondo del pozo, la relación entre gasto de flujo y la diferencia de presiones está determinada por la ecuación:

$$Q = IP(P_{ws} - P_{wf}) \dots \dots \dots \text{Ec. (3.1)}$$

Donde el índice de productividad (IP) es constante en el caso donde  $P_{wf} > P_{sat}$ . El IP para cualquier gasto de producción, siempre que  $P_{wf} < P_{sat}$ , se considera un comportamiento no lineal al que se conoce como comportamiento de flujo al pozo (IPR, Inflow Performance Relationship) es decir:

Si  $P_{wf} < P_{sat}$

$$IP = IPR = dQ / dP_{wf} \dots \dots \dots \text{Ec. (3.2)}$$

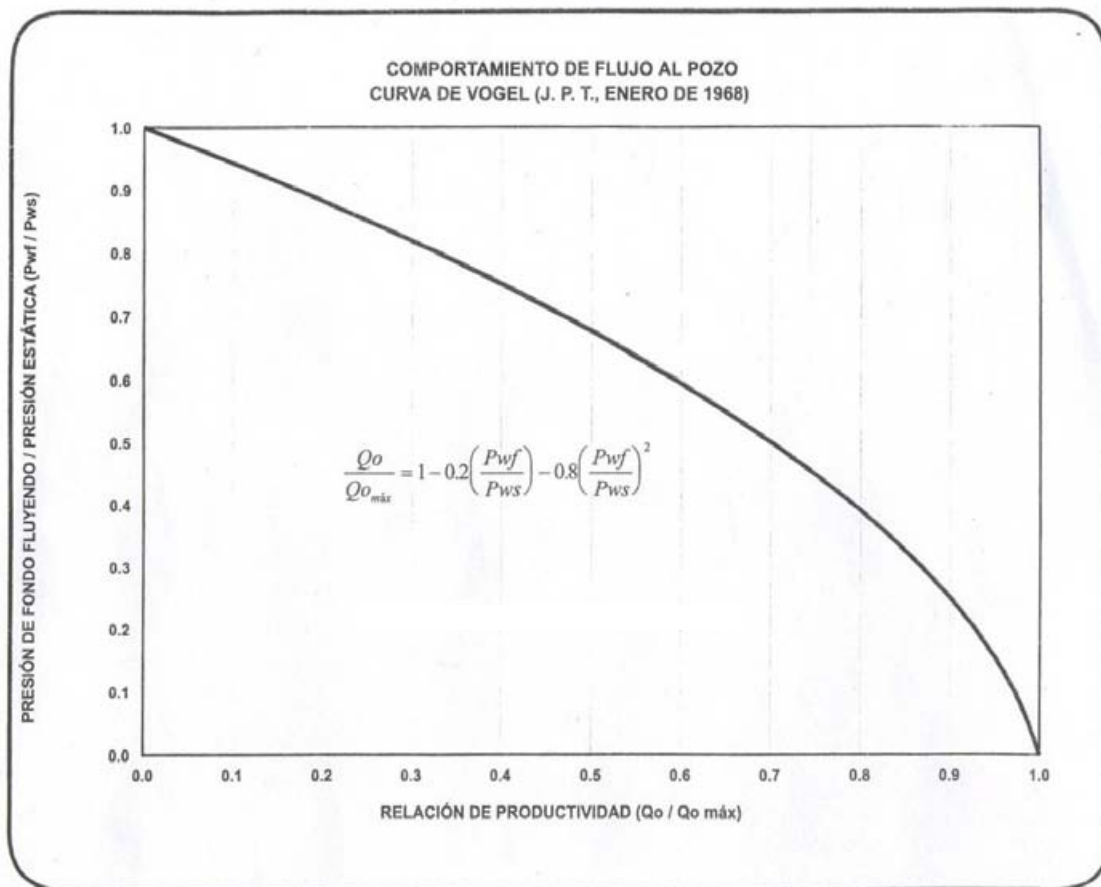
El conocimiento del índice de productividad del yacimiento, así como el nivel estático del fluido, permiten pronosticar la producción del pozo a un nivel de fluido dinámico determinado.



Como se mencionó anteriormente, existen diversos métodos de cálculo para estimar el índice de productividad, de los cuales, los más comunes son la línea recta de índice de productividad y la curva de comportamiento de flujo.

La línea recta de índice de productividad se utiliza cuando no hay gas presente o cuando todo el gas se encuentra en solución a la profundidad del intervalo productor. Este IP puede ser calculado conociendo una sola prueba fluyente de producción y la  $P_{ws}$  del yacimiento. En la **ecuación 3.1**, se puede observar que el IP, para este caso, es la pendiente de la recta.

La curva de comportamiento de flujo (IPR, **figura 3.1**), se utiliza cuando  $P_{wf} < P_{sat}$ . La ecuación para obtener esta curva fue formulada por Vogel; la ecuación fue hecha por aproximación estadística de numerosas pruebas de diferentes tipos de fluidos a diversas condiciones de producción. Es simple de calcular y arroja resultados bastantes cercanos a los reales. Para su cálculo, es necesario conocer una prueba fluyente, la presión estática y la presión de burbujeo.

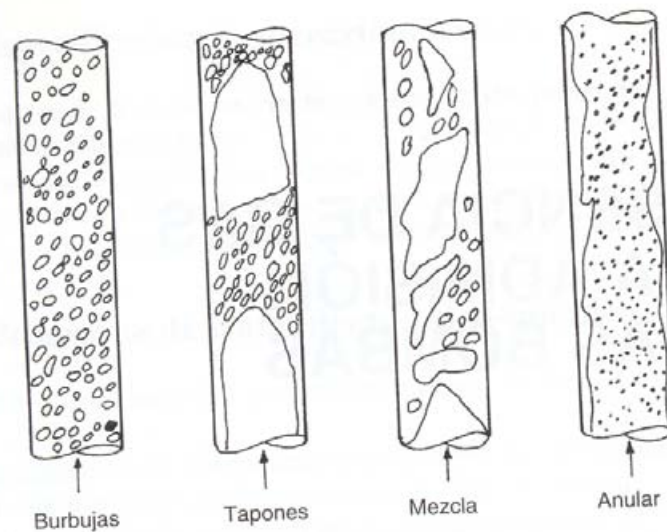


**Figura 3.1** Comportamiento de flujo al pozo. Curva de Vogel.

### 3.2.8 Geometría de flujo

El estado mecánico del pozo es parte de esta geometría, que incluye el diámetro de la tubería de producción mismo que está relacionado con el tamaño de la bomba. Dicho diámetro se selecciona para manejar apropiadamente el gasto que se desea producir, ya que influye sobre las pérdidas de presión desde la bomba hasta la superficie.

Existen diversas geometrías de flujo que se pueden presentar a través de la tubería de producción (antes de llegar a la bomba). La geometría de flujo depende de varios factores, como lo son las características de los fluidos y de la tubería de producción.



**Figura 3.2** Tipos de flujo a través de la tubería de producción (antes de entrar a la bomba).  
Flujo en tuberías verticales.

Las bombas de cavidades progresivas son capaces de bombear mezclas de aceite y gas sin mucha dificultad, pero dado que se trata de bombas volumétricas, todo volumen de gas bombeado disminuye la producción de crudo. En un flujo de dos fases a través de la tubería de producción se pueden presentar las siguientes geometrías:

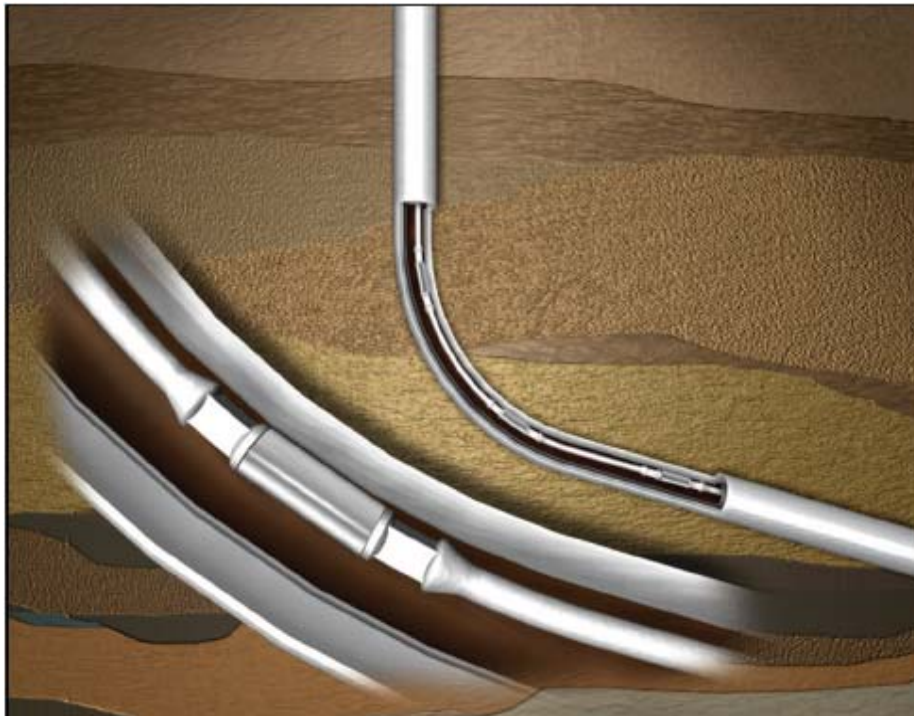
- *Flujo permanente y homogéneo ( burbujas de gas dispersas en el aceite).*\_ Para un gasto determinado, conviene crear la presión de sumergencia más elevada posible a manera de entregar en la admisión una baja RGA.
- *Flujo estratificado (superposición de gas y aceite).*- Una admisión de fluidos muy variable es susceptible de crear un deterioro en el equipo de bombeo.
- *Flujo intermitente (bolsas de gas sobremontando una película líquida o tapones líquidos con burbujas de gas).*- De igual manera que en el flujo estratificado,

una admisión variable de fluidos es susceptible de crear un deterioro en el equipo de bombeo.

### 3.2.9 Pozos desviados

El Sistema BCP puede operar en pozos verticales, desviados y horizontales; sin embargo el sistema trabaja con mayor eficiencia en pozos verticales.

En un pozo desviado, las varillas se asientan en la tubería de producción provocando un desgaste entre ambos elementos, el cual se acentúa conforme incrementa la desviación del pozo (**figura 3.3**); este es el principal problema de operar el sistema en pozos desviados. Una de las alternativas para minimizar el efecto del desgaste tubería – varilla, es utilizar centralizadores en las varillas. Recientemente se ha utilizado como otra alternativa el uso de la varilla continua con resultados positivos en su operación. En el siguiente capítulo se analizará el comportamiento de la varilla continua y la varilla convencional en un pozo desviado.



**Figura 3.3.** El Sistema BCP puede operar en pozos desviados con la limitante de que habrá puntos en donde la tubería de producción y la sarta de varillas estén en contacto permanente, provocando un desgaste entre ambos elementos.

Otro problema que se presenta en los pozos horizontales o fuertemente desviados es que, en numerosos casos, el crudo y el gas constituyen un flujo de tipo estratificado. Una admisión de fluidos muy variable es susceptible de generar una deterioración del equipamiento de bombeo.

### 3.3 CONDICIONES OPERACIONALES DE LA BOMBA

La elección del modelo de bomba se basa en el gasto e incremento de presión en la descarga, el diámetro y longitud de la tubería de producción y de los sistemas de accionado y motorizado.

Los ensayos en banco permiten determinar los rendimientos de las bombas en condiciones similares a las del pozo. Sin embargo, de acuerdo a los resultados, se pueden efectuar ensayos adicionales con rotores de diámetros diferentes. Los elastómeros se prueban en laboratorio simulando las condiciones del pozo con el fin de evaluar el hinchamiento y otras características fisicoquímicas.

#### 3.3.1 Capacidad de desplazamiento y levantamiento de la bomba

Los criterios más importantes, en la selección de la bomba, son el gasto y su capacidad de levantamiento. El desplazamiento teórico lo define el tamaño y la velocidad de rotación de la bomba. La capacidad de levantamiento es, generalmente, una carga y da el límite máximo de carga que la bomba es capaz de levantar. Cuando se diseña una BCP el cálculo de la carga dinámica total debería ser menor que la capacidad de levantamiento de la bomba.

El gasto teórico entregado por la bomba es función del volumen de las cavidades y de la velocidad de rotación del rotor. El gasto de aceite que entrega la bomba en la descarga es diferente al gasto de aceite que llega a la superficie esto, entre otros factores, se debe a que existe cierta cantidad de gas que se encuentra disuelto en el aceite y que se separa conforme va llegando a la superficie, a causa de las variaciones de presión y temperatura; por lo tanto, el gasto de líquido calculado en la descarga de la bomba, será menor al llegar a la superficie.

Como el área transversal para el flujo del fluido es constante en cualquier parte de la bomba, el gasto teórico  $q_t$ , en la descarga se calcula con la **ecuación 2.7**, del capítulo anterior, es decir:

$$q_t = A_c \cdot v = 4ED_{ROT} nP_s$$

Donde:

- $q_t$  : Gasto teórico entregado por la bomba
- $A_c$  : Área transversal de la cavidad
- $v$  : Velocidad del fluido en la bomba
- $D_{ROT}$  : Diámetro del rotor
- $E$  : Excentricidad existente entre el centro del estator y el centro del rotor
- $P_s$  : Paso del estator

El gasto real  $q_a$ , en la descarga, implica que hay pérdidas de flujo a través de la bomba debidas al resbalamiento o slip a lo largo de la bomba (ver el apartado 2.3.1, de la descripción de la bomba); entonces, el gasto real se define como:

$$q_a = q_t - q_s \dots \dots \dots (\text{Ec. 3.3})$$

Donde:

$q_a$ : Gasto real de la bomba (B/D)

$q_s$ : Gasto debido al slip o resbalamiento (B/D)

Debido a la complejidad en su obtención, el gasto debido al resbalamiento ( $q_s$ ), en la bomba, es proporcionado por el fabricante a través del catálogo de las curvas de rendimiento de la bomba, estas curvas de rendimiento son hechas con datos de extensivas pruebas de laboratorio. Aún no hay un modelo general para calcular el slip para una bomba de cavidades progresivas en particular.

A lo largo de la bomba existe un gradiente de presión, la presión se va incrementando desde la succión hasta la descarga. El gradiente de presión es dependiente de las propiedades del fluido bombeado. Los líquidos casi incomprensibles, como el agua, generan gradientes de presión lineales, mientras que los fluidos con alto contenido de gas tienen gradientes de presión que aumentan casi exponencialmente desde la admisión hasta la descarga.

El incremento de presión que genera una BCP es función del número de cavidades formadas entre el rotor y el estator y del incremento de presión desarrollado en una cavidad elemental, el cual depende de:

- La holgura entre el rotor y el estator. El diámetro del rotor es ligeramente superior al diámetro menor del estator.
- Las propiedades del fluido bombeado (con fluidos viscosos los incrementos de presión son más elevados).
- Los valores que determinan el perfil geométrico de la bomba: diámetro y paso del rotor, excentricidad.
- La composición química, así como también, las propiedades mecánicas y el espesor del elastómero.

De acuerdo a lo anterior, para una primera aproximación del incremento de presión generado por la bomba, se elige un valor de referencia del incremento de presión,  $\delta P$ , para una cavidad, del orden de 29 a 43 lb/pg<sup>2</sup>.

Con el fin de responder a incrementos de presión elevados, las BCP están constituidas de un gran número de cavidades. El incremento total de presión se evalúa entonces a:

$$\Delta P = \delta P(2n_p - 1) \dots\dots\dots(\text{Ec. 3.4})$$

Donde  $n_p$  representa el número de pasos,  $P_s$ .

La capacidad de levantamiento, se puede determinar basándose en:

- El nivel dinámico del fluido en el pozo
- El nivel de posicionamiento de la bomba
- La densidad del fluido bombeado
- Las pérdidas de carga por fricción a lo largo de la tubería de producción
- La presión en la cabeza del pozo

Al momento de seleccionar la bomba hay que tomar en cuenta el levantamiento neto requerido por el sistema para una determinada condición de producción. El levantamiento neto se define como:

$$\Delta P_{\text{neto}} = P_{\text{descarga}} - P_{\text{entrada}} \dots\dots\dots(\text{Ec. 3.5})$$

Donde:

- $\Delta P_{\text{neto}}$  : Levantamiento neto requerido
- $P_{\text{descarga}}$  : Presión de descarga de la bomba
- $P_{\text{entrada}}$  : Presión en la entrada de la bomba

La presión en la entrada de la bomba es función de la energía de aporte del yacimiento (IPR), reflejada por las medidas de nivel de fluido y presiones en el espacio anular. En caso de existir componentes adicionales en el sistema, antes de la entrada de los fluidos a la bomba, las pérdidas de presión ocurridas por el flujo a través de estos elementos deben tomarse en cuenta. Un estimado de esta presión de entrada puede definirse como:

$$P_{\text{entrada}} = P_{\text{CTR}} + P_{\text{gas}} + P_{\text{liquido}} - P_{\text{aux}} \dots\dots\dots(\text{Ec. 3.6})$$

Donde:

- $P_{\text{entrada}}$  : Presión de entrada a la bomba
- $P_{\text{CTR}}$  : Presión en la cabeza de la tubería de revestimiento
- $P_{\text{gas}}$  : Presión equivalente a la columna hidrostática de gas
- $P_{\text{liquido}}$  : Presión equivalente a la columna hidrostática de líquido
- $P_{\text{aux}}$  : Presión equivalente a las pérdidas en equipos auxiliares

La presión de descarga de la bomba, será función de los requerimientos de energía necesarios para hacer fluir una cantidad determinada de fluidos a través de la tubería de producción, desde el fondo hasta la superficie. Es decir, la presión en la descarga de la bomba es función de la presión de superficie, la presión equivalente de la columna hidrostática de fluidos contenida en la tubería de producción, y las pérdidas de presión debido a las restricciones de flujo.

La presión de descarga se puede calcular como:

$$P_{\text{descarga}} = P_{\text{CTP}} + P_{\text{columna}} + P_{\text{fricción}} \dots\dots\dots(\text{Ec. 3.7})$$

Donde:

- $P_{\text{descarga}}$  : Presión de descarga de la bomba
- $P_{\text{CTP}}$  : Presión en la cabeza de la tubería de producción
- $P_{\text{columna}}$  : Presión de la columna hidrostática de los fluidos en la TP
- $P_{\text{fricción}}$  : Pérdidas de presión por fricción en la TP

En las **ecuaciones 3.6 y 3.7**, se hace referencia a condiciones de flujo monofásico. Para pozos que producen con RGA's mayores a  $22 \text{ m}^3/\text{m}^3$ , debe tomarse en cuenta el comportamiento multifásico del fluido (líquido + gas) tanto para la columna del anular, como para la columna de la tubería de producción. En estos casos, la densidad del fluido varía considerablemente en función de la profundidad, ya que es una función de la presión y la temperatura.

Los volúmenes de gas libre, gas en solución, aceite y agua son variables ya que todos ellos, en mayor o menor grado, son fluidos compresibles. Por tanto, la utilización de las **ecuaciones 3.6 y 3.7**, podría resultar en una eventual sobre-estimación de las presiones, lo cual traería como consecuencia la selección de equipos sobre-dimensionados.

Es recomendable utilizar correlaciones apropiadas de flujo multifásico y, de esta forma, obtener resultados aproximados al comportamiento real de la densidad, la viscosidad y otras propiedades PVT de los fluidos del yacimiento en condiciones dinámicas.

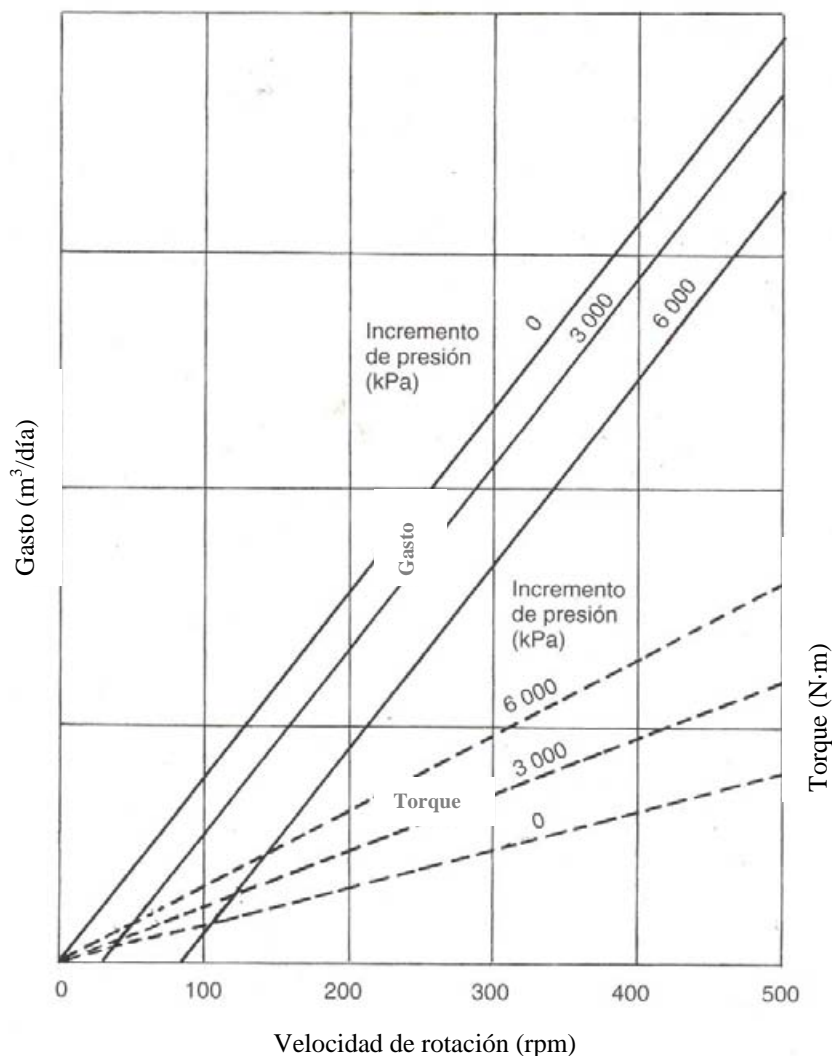
Después de establecer el gasto y la presión que se requieren en la superficie, se procede a seleccionar la bomba que cumpla con los requisitos para lograr la producción pronosticada.

Los fabricantes de bombas no fabrican una bomba para un caso particular de producción, sino que ofrecen bombas con amplios rangos de operación, en donde el ingeniero adecuará la bomba a manera de satisfacer las condiciones de producción del pozo. En las **tablas 4 y 5** (en el **Apéndice**) se muestran ejemplos de cómo ofrecen los fabricantes sus bombas.

### 3.3.2 Velocidad de rotación

La velocidad óptima de la bomba está condicionada por su verticalidad o inclinación, por su posición en el pozo y por la viscosidad del fluido bombeado. En todo caso, es preferible elegir una velocidad de rotación baja para acrecentar el tiempo de vida de la bomba.

El gasto de la bomba es proporcional a la velocidad de rotación. Sin embargo, es necesario considerar un gasto de fuga inicial (slip) que es función del incremento de presión solicitado a la bomba. En consecuencia, existe una velocidad de rotación mínima antes de que la bomba empiece a producir. La **figura 3.4** muestra la variación del gasto y del torque en función de la velocidad de rotación para un tipo de bomba.



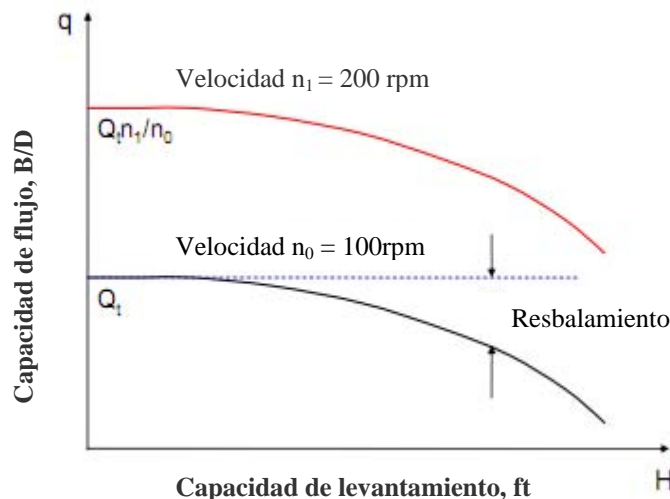
**Figura 3.4** Curvas de rendimiento de una bomba de cavidades progresivas.

En los casos particulares de producción de crudos pesados, se recomienda operar con la velocidad más baja posible para acrecentar la vida de la bomba, de la sarta de varillas,



de la tubería de producción y del equipo en superficie. Hay que tomar en cuenta las pérdidas de carga por fricción y el incremento de la densidad debido a la presencia de arena.

El objetivo de diseñar la velocidad de rotación, es encontrar una velocidad que haga producir el pozo a un gasto de aceite deseado. Para obtener un alto gasto de producción, la selección de una bomba de gran tamaño evitará una alta velocidad de rotación.



**Figura 3.5** Capacidad de desplazamiento Vs capacidad de levantamiento en una BCP. A esta gráfica se le conoce comúnmente como curva de rendimiento de una BCP.

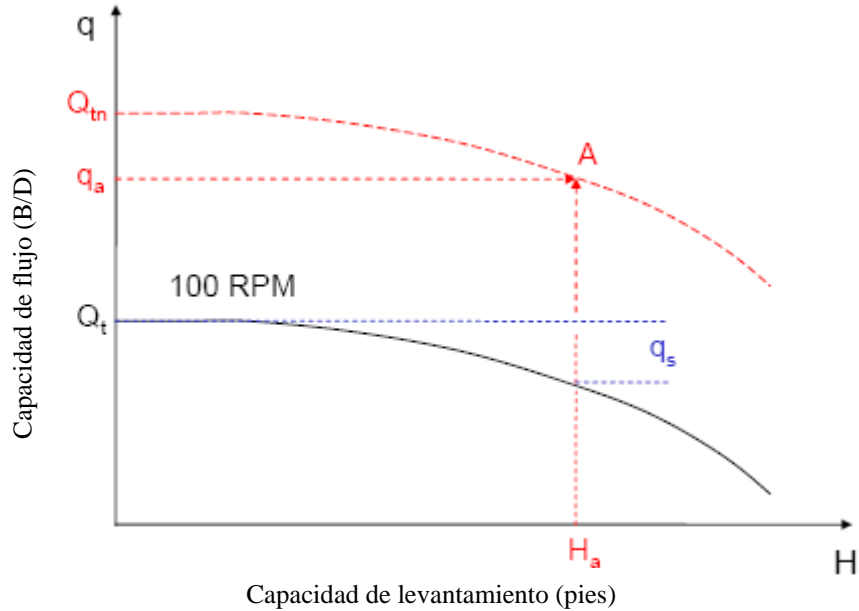
El resbalamiento,  $q_s$ , varía con la estructura de una BCP y con la diferencial de presión que esta genera. El slip no cambia con la velocidad de rotación. Usualmente el slip en una BCP viene de datos de extensas pruebas proporcionados por los fabricantes.

Un método gráfico para diseñar la velocidad de rotación de una BCP es como se muestra en la **figura 3.6**. Se traza una línea vertical sobre el eje horizontal (capacidad de levantamiento) en el punto  $H_a$ , que es la carga dinámica total calculada, posteriormente se traza una línea horizontal sobre el eje vertical (gasto), en el punto del gasto total en la descarga (líquido + gas),  $q_a$ . El punto A, en la gráfica, es la intersección de las dos líneas trazadas. Desplazar la curva de rendimiento de la bomba a 100 RPM hacia arriba o hacia abajo verticalmente hasta que esta toque el punto A. Con una presión diferencial igual a cero se puede encontrar el gasto teórico,  $Q_{tn}$ , de la nueva curva. La velocidad solución de la bomba es:

$$n = \frac{100Q_{tn}}{Q_t} \dots\dots\dots(\text{Ec. 3.8})$$

Donde:

- n: Velocidad de rotación requerida por la bomba (RPM)
- $Q_{tn}$ : Gasto teórico a la presión diferencial igual a cero (B/D)
- $Q_t$ : Gasto teórico a 100 RPM (B/D)



**Figura 3.6** Diseño gráfico de la velocidad de rotación de una BCP.

### 3.3.3 Eficiencia volumétrica de la bomba.

Teóricamente, el desplazamiento es una línea recta (**figura 3.5**). En la práctica, se produce un pequeño retorno. El retorno, (resbalamiento o slip), es directamente proporcional a la presión de descarga e inversamente proporcional a la viscosidad del líquido. El retorno no varía con la velocidad de la bomba.

La eficiencia volumétrica de una BCP esta definida como la relación entre el gasto real y el gasto teórico. Una eficiencia del 100% representa que no hay resbalamiento o slip.

$$E_v = \frac{q_a}{q_t} = 1 - \frac{q_s}{q_t} \dots\dots\dots \text{(Ec. 3.9)}$$

El gasto teórico implica que el fluido dentro de las cavidades es desplazado completamente. Sin embargo, cada vez que se aplica una diferencial de presión, siempre habrá una cantidad de líquido que regresa de la descarga a la succión, a través de las líneas que existen entre el rotor y el elastómero (líneas de sello). Esto, como se había mencionado anteriormente, es debido a que los sellos tienden a separarse por las presiones en las cavidades.

El resbalamiento depende del tipo de bomba, del ajuste entre el rotor y el estator, la viscosidad del fluido y la diferencial de presión. La longitud de la bomba también afecta al resbalamiento. Una bomba larga tiene espacios largos, lo que implica un alto resbalamiento.

### 3.3.4 Torque y potencia requeridos por la bomba

Las bombas de cavidades progresivas son bombas rotativas que utilizan el torque o par resistente, para suministrar energía al rotor y mover los fluidos; el torque que se aplica a la bomba es, por una parte, durante el bombeo y otra durante el arranque:

*Torque operacional:*

El torque operacional consta de dos componentes: el torque hidráulico (torque necesario para vencer la presión diferencial), y el torque por fricción (torque necesario para vencer la fricción mecánica entre el rotor y el estator.

La rotación del rotor fuerza la transferencia del fluido desde la entrada hacia la descarga de la bomba, provocando una presión diferencial. La energía necesaria para realizar esta acción necesita un torque suficiente del rotor y varillas de accionamiento. Este torque depende de:

- La potencia hidráulica de la bomba (directamente proporcional al incremento de presión);
- La calidad del cromado del rotor
- La naturaleza del elastómero, propiedades lubricantes del fluido bombeado;
- La longitud de la bomba.

Una ecuación práctica permite evaluar el torque operacional,  $T_{op}$ , es la siguiente:

$$T_{op} = 1.63 \cdot V \cdot \Delta P \cdot 10^{-5} \cdot \eta^{-1} \dots\dots\dots \text{(Ec. 3.10)}$$

Donde:

- $T_{op}$ : Torque operacional, daN·m,(da, es la abreviación al prefijo deca)
- $V$ : Volumen de fluido en una revolución del rotor (cilindrada de la bomba),  $\text{cm}^3$
- $\Delta P$ : Incremento de presión en la bomba, kPa
- $\eta$ : Eficiencia de la bomba, (para la evaluación  $\eta = 0.7$ )

*Torque de arranque:*

Es el torque inicial necesario para poder arrancar la bomba. Es a menudo superior al torque operacional. Igualmente el motor de superficie y las varillas de accionamiento deben ser capaces de suministrar el torque inicial de arranque. Es necesario prever un coeficiente de seguridad. Este torque debe ser inicialmente medido y registrado.

En el caso de un pozo desviado, la fricción generada entre las varillas y la tubería de producción, produce un torque adicional. Este torque, se tiene que sumar al torque total y así poder calcular la potencia total requerida por el sistema.

### **3.4 IDENTIFICACIÓN DE LAS BCP**

Las bombas de cavidades progresivas, accionadas por varillas desde la superficie, se identifican de acuerdo a códigos. No todos los fabricantes utilizan el mismo código para nombrar a sus bombas; sin embargo, la mayoría de los fabricantes utilizan el desplazamiento teórico y la capacidad de levantamiento para nombrar a sus diferentes tipos de BCP.

A continuación se nombra un código establecido por la norma ISO CD 15136, para la identificación de las bombas. Algunos fabricantes utilizan códigos más extensos en donde se puede identificar el tipo de cabezal, de motor, de la bomba, las varillas, etc.

#### **3.4.1 Clave del estator**

Se puede identificar un tipo de estator con la siguiente clave:

vvv/ hh/Lr/cc/eee

En donde:

vvv: Es el gasto en m<sup>3</sup>/día a 100 RPM  
hh: Es el incremento de presión máximo de la bomba (en Mpa)  
Lr: Es el número de lóbulos del rotor  
cc: Es el número de cavidades  
eee: Es la clave del fabricante del elastómero

#### **3.4.2 Clave del rotor**

Según la norma ISO CD 15136, la cabeza del rotor es identificable con la siguiente clave:

vvv/hh/yyy

En donde:

vvv: Es el gasto en m<sup>3</sup>/día a 100 RPM

hh: Es el incremento de presión máximo de la bomba (en Mpa)

yyy: Es la longitud del rotor sobrepasando la base del elastómero, cuando la cabeza del rotor esta situada en la parte superior del elastómero.

### 3.5 CRITERIOS DE PRODUCCIÓN

El cálculo de la producción de aceite en la superficie utilizando el sistema de Bombeo por Cavidades Progresivas (Sistema BCP) depende de muchos factores, que necesitan ser determinados con un análisis completo del pozo y del sistema tal como tipo bomba, tipo de varillas, perfiles de presión, etc.

La selección de la bomba está condicionada a su posición en el pozo, es decir:

- Al nivel de instalación (función del nivel dinámico y del punto de burbuja);
- Al incremento de presión admisible de la bomba (función de la altura de columna a evacuar, de las pérdidas de carga debidas a la fricción originada por la viscosidad del fluido y de la presión en la cabeza del pozo);
- A la abrasión de la arena disuelta en el aceite.

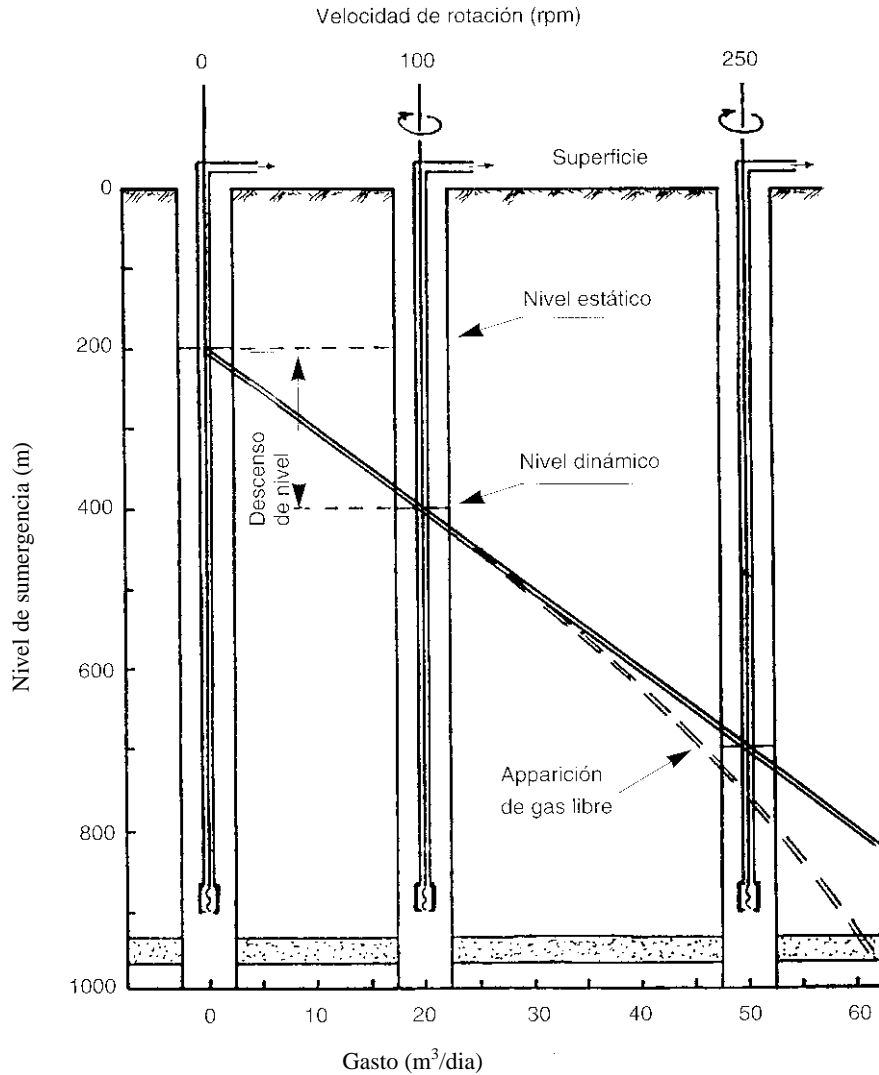
#### 3.5.1 Determinación del nivel de instalación de la bomba

##### 3.5.1.1 Posición con respecto al nivel dinámico (o nivel de sumergencia)

A pesar de su característica de autocebado, una sumergencia suficiente (unos 80m) debe mantenerse por debajo de la bomba, ya que si accidentalmente la bomba empieza a trabajar en seco, el estator de la bomba se dañaría gravemente.

Así pues, es necesario afinar el nivel de sumergencia con respecto a la bomba (medida Sonolog o captador de presión de fondo) y adaptar la velocidad de rotación de la bomba a un gasto que permita mantener el nivel predeterminado.

En la **figura 3.7** se ilustra la influencia de la velocidad de rotación sobre el nivel de sumergencia.



**Figura 3.7** Influencia de la velocidad de rotación sobre el nivel de sumergencia.

En la **figura 3.7** se muestra que la variación del nivel dinámico es proporcional al gasto de la bomba y en consecuencia a la velocidad de rotación. Sin embargo, cuando el nivel de la bomba se sitúa por encima del punto de burbuja, la presencia de gas libre no permite conservar esta proporcionalidad.

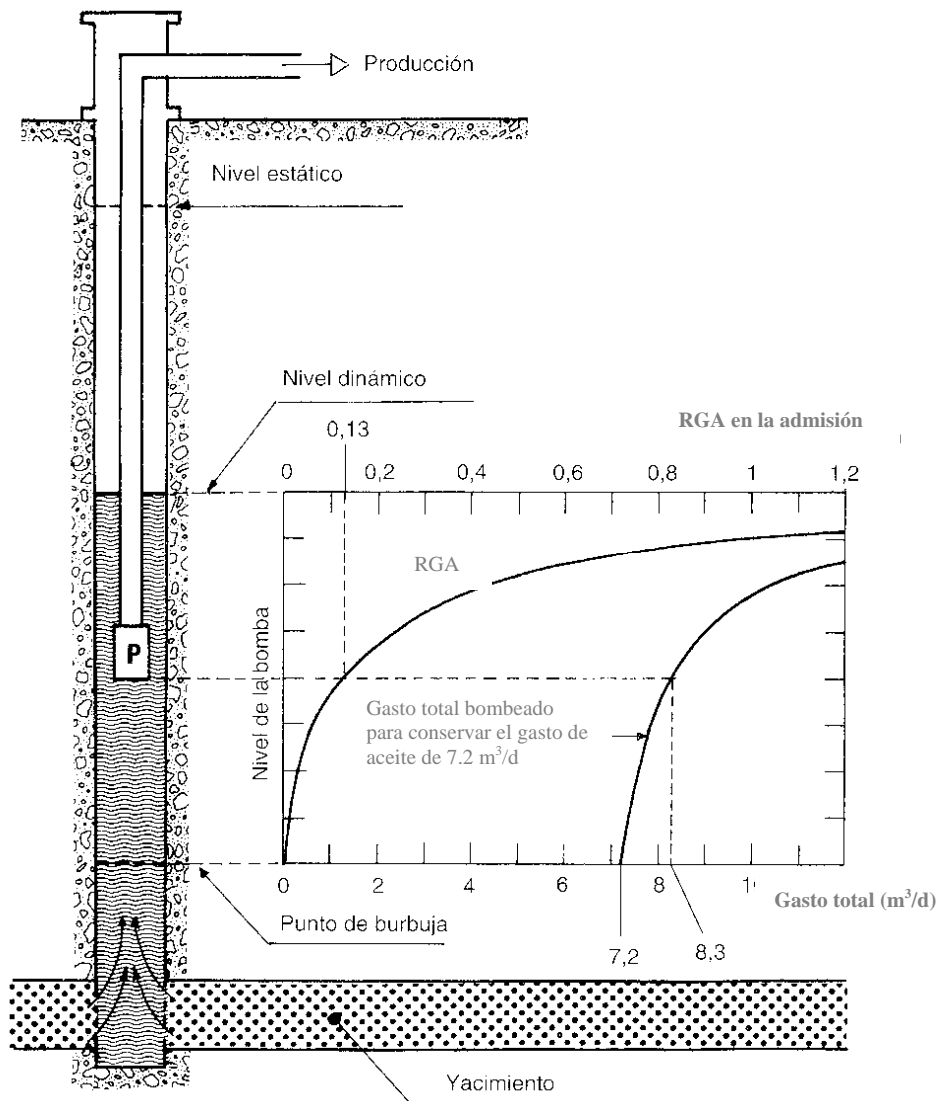
En el caso en que fuera posible descender la bomba por debajo de la zona de disparos, por una parte, se excluye todo peligro de girar en vacío y por otra parte, habrá separación natural del gas, lo que determina un buen rendimiento de la bomba.

### 3.5.2 Posición de la bomba con respecto al nivel dinámico y del punto de burbuja

A manera de generar una máxima eficiencia de la bomba, es siempre preferible colocarla por debajo del nivel del punto de burbuja. Sin embargo, en ciertas

circunstancias (limitación de las pérdidas de carga en la tubería de producción, alta temperatura, perfil del pozo, etc) se puede pensar en colocar la bomba por encima de este punto crítico.

En la **figura 3.8** se muestra una representación de la evolución de las condiciones de bombeo en función de la RGA y de la influencia de la posición de la bomba respecto al nivel dinámico y al punto de burbuja. Si se desea conservar el mismo gasto de crudo fuera cual fuese el nivel de la bomba, es necesario en este caso incrementar la velocidad de rotación, en función del aumento de la RGA. Por ejemplo, la **figura 3.8** muestra que con una  $RGA = 0$ , el gasto de crudo es de unos  $7.2 \text{ m}^3/\text{día}$ . Pero, si la bomba está posicionada a un nivel superior, por ejemplo a una  $RGA = 0.13$ , como lo indica la figura, es entonces necesario hacer girar la bomba a una velocidad superior. Se buscará entonces un gasto: crudo + gas de  $8.3 \text{ m}^3/\text{día}$  para conservar la misma producción de crudo de  $7.2 \text{ m}^3/\text{día}$ .



**Figura 3.8** Incidencia sobre el gasto del posicionado de una BCP en un pozo de crudo conteniendo gas.

### 3.5.3 Evaluación del incremento de presión mínimo de la bomba

Es la suma de:

- La presión generada por la altura de la columna a evacuar (entre el suelo y el nivel de sumergencia);
- Las pérdidas de carga por fricción a lo largo de la tubería de producción (importantes cuando el fluido viscoso es bombeado);
- La presión exigida en la cabeza del pozo.

La bomba seleccionada debe ser capaz de generar un incremento de presión superior a la suma de los tres valores arriba mencionados.

#### 3.5.3.1 Presión generada por la altura de columna a evacuar

Esta presión es función de la altura de columna a evacuar y de la densidad del fluido. Cabe mencionar que las densidades de los fluidos pueden ser diferentes en el anular y en el interior de la tubería de producción (influencia del gas incluido en el crudo).

#### 3.5.3.2 Pérdidas de carga generadas por fricción

Estas pérdidas, se evalúan utilizando las ecuaciones que condicionan normalmente los fluidos de perforación y teniendo en cuenta un aumento de la viscosidad entre el fondo y la superficie debido a una disminución de la temperatura ambiente a lo largo de la tubería de producción. A continuación se presenta una correlación para calcular las pérdidas de presión generadas por la viscosidad; esta ecuación supone flujo anular concéntrico y no toma en cuenta el régimen de flujo, laminar o turbulento:

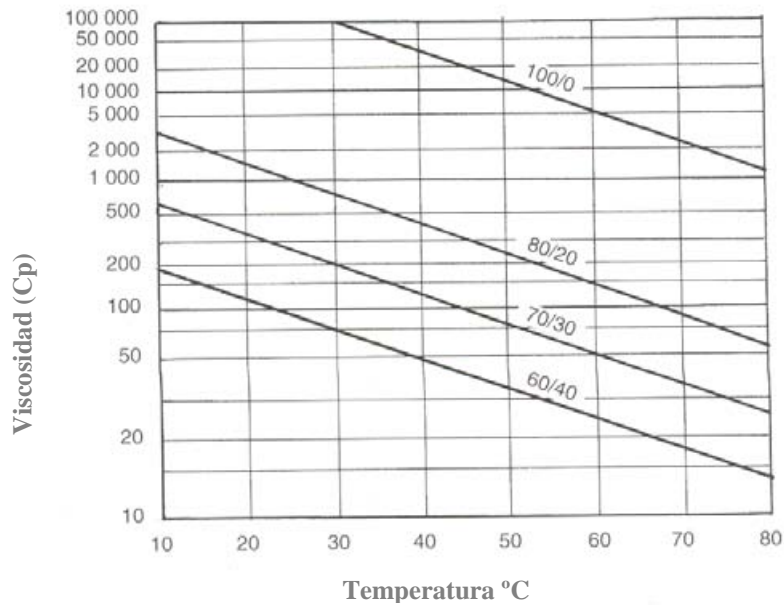
$$\Delta P_f = \frac{7.05 \times 10^{-4}}{(D+d)(D-d)^3} \times Q \times \mu_f \times L \times \frac{1}{\ln \frac{\mu_s}{\mu_f}} \left( \frac{\mu_s}{\mu_f} - 1 \right) \dots\dots\dots (\text{Ec. 3.11})$$

Donde:

- $\Delta P_f$ : Pérdida de carga por fricción, (bar)
- $D$ : Diámetro interior de la tubería de producción, (cm)
- $d$ : Diámetro de la varilla de accionamiento, (cm)
- $Q$ : Gasto bombeado, (m<sup>3</sup>/día)
- $\mu_f$ : Viscosidad del fluido a la temperatura de admisión, (cp)
- $\mu_s$ : Viscosidad del fluido en la superficie, (cp)
- $L$ : Longitud de la tubería de producción, (m)



En la **figura 3.9**, relativa a la influencia de la dilución del queroseno sobre la viscosidad, se muestra que una variación de 20°C en el pozo divide por 5 el valor de la viscosidad y en consecuencia las pérdidas de cargas por fricción. Es fundamental pues, conocer bien las características del producto bombeado.



**Figura 3.9** Crudo pesado diluido con queroseno. Variación de la viscosidad en función de la temperatura y de la relación crudo pesado/queroseno. 80/20: leer 80% crudo pesado/20% queroseno.

Un método gráfico, sencillo, para calcular las pérdidas de presión en el anular: tubería de producción-varillas de accionamiento, se muestra en el **Apéndice A-IV**.

### 3.5.3.3 Presión en la cabeza del pozo

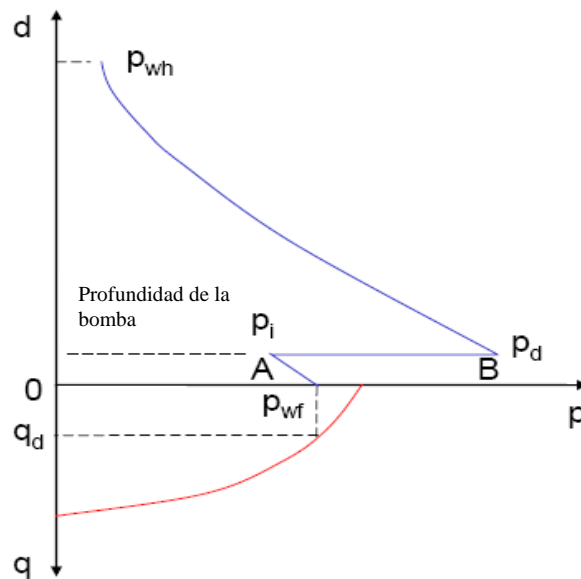
La presión en la cabeza del pozo depende de las características de la red de superficie:

- Longitud y diámetro de los conductos;
- Viscosidad del fluido transportado;
- Gasto en superficie.

## 3.6 PERFIL DE PRESIÓN

Como se muestra en la **figura 3.10**, el perfil de presión lo conforman las presiones en la zona de disparos ( $P_{wf}$ ), en la entrada de la bomba ( $P_i$ ), en la descarga de la bomba ( $P_d$ ), y en la cabeza del pozo ( $P_{wh}$ ). La presión diferencial a través de una BCP, es la

diferencia de presiones de los puntos A y B. Para diferentes gastos de producción, el perfil de presión y la presión diferencial son diferentes.



**Figura 3.10** Perfil de presión típico de un pozo bombeado a un cierto gasto de producción.

La curva de presión en la **figura 3.10** puede ser determinada antes de seleccionar la BCP para un gasto de producción deseado. Por lo tanto, el perfil de presión en un pozo de bombeo, es para encontrar una bomba adecuada para satisfacer la presión diferencial requerida. El método es también la base del buen funcionamiento de todo sistema artificial.

El método de análisis nodal, puede ser utilizado para obtener la curva del perfil de presión antes de la selección de la bomba. El nodo es colocado a la profundidad de colocación de la bomba. El flujo de fluidos antes del nodo (*inflow*), es desde el yacimiento hasta la zona de disparos y luego desde la zona de disparos hasta la entrada de la bomba. La dirección de cálculo es desde el yacimiento hasta la entrada de la bomba. La salida de los fluidos del nodo (*outflow*) es desde la descarga de la bomba hasta la cabeza del pozo. La dirección de cálculo es desde la cabeza del pozo, bajando, hasta la descarga de la bomba.

Como se observa en la **figura 3.10**, para un gasto de producción deseado (gasto de aceite a las condiciones estándar),  $q_d$ , uno puede obtener la presión de fondo fluyendo,  $p_{wf}$ , desde la curva de comportamiento de flujo (IPR, por sus siglas en inglés) del yacimiento. Así desde la presión de fondo fluyendo y la temperatura (temperatura del yacimiento) en el fondo del pozo, se puede calcular la presión y temperatura en cualquier lugar entre el fondo del pozo y la entrada de la bomba utilizando correlaciones de flujo multifásico. Las propiedades del fluido, así como la cantidad de agua producida en el flujo total, la RGA, la presión en el punto de burbuja, la densidad del aceite, gas y

agua, son variables conocidas para el cálculo. Además de la presión y la temperatura, la densidad del fluido, el gasto de líquido y el gasto de gas libre también son calculados.

El comportamiento de la curva de flujo a la salida de la bomba, **en la figura 3.10**, se calcula desde la cabeza del pozo (conocidas la presión y la temperatura) hasta la descarga de la bomba utilizando correlaciones de flujo multifásico. Las presiones, temperaturas, gastos de fluido (líquido + gas), y densidades del fluido, se calculan a lo largo del pozo. Se puede notar que las propiedades del fluido pueden ser diferentes de aquellas donde el fluido fluye hacia la entrada de la bomba ya que cierta cantidad de gas puede ser separada y dirigirse hacia el espacio anular entre la TP y la TR.

Una vez que la presión diferencial a través de la bomba ha sido determinada, se puede convertir esta presión en unidades de carga dividiendo dicha presión por el promedio de la densidad del fluido entre la entrada y la descarga de la bomba. La carga calculada y el gasto de fluido total en la entrada de la bomba, son utilizados para diseñar la velocidad de rotación de la BCP.

# CAPÍTULO 4

## CAPÍTULO 4

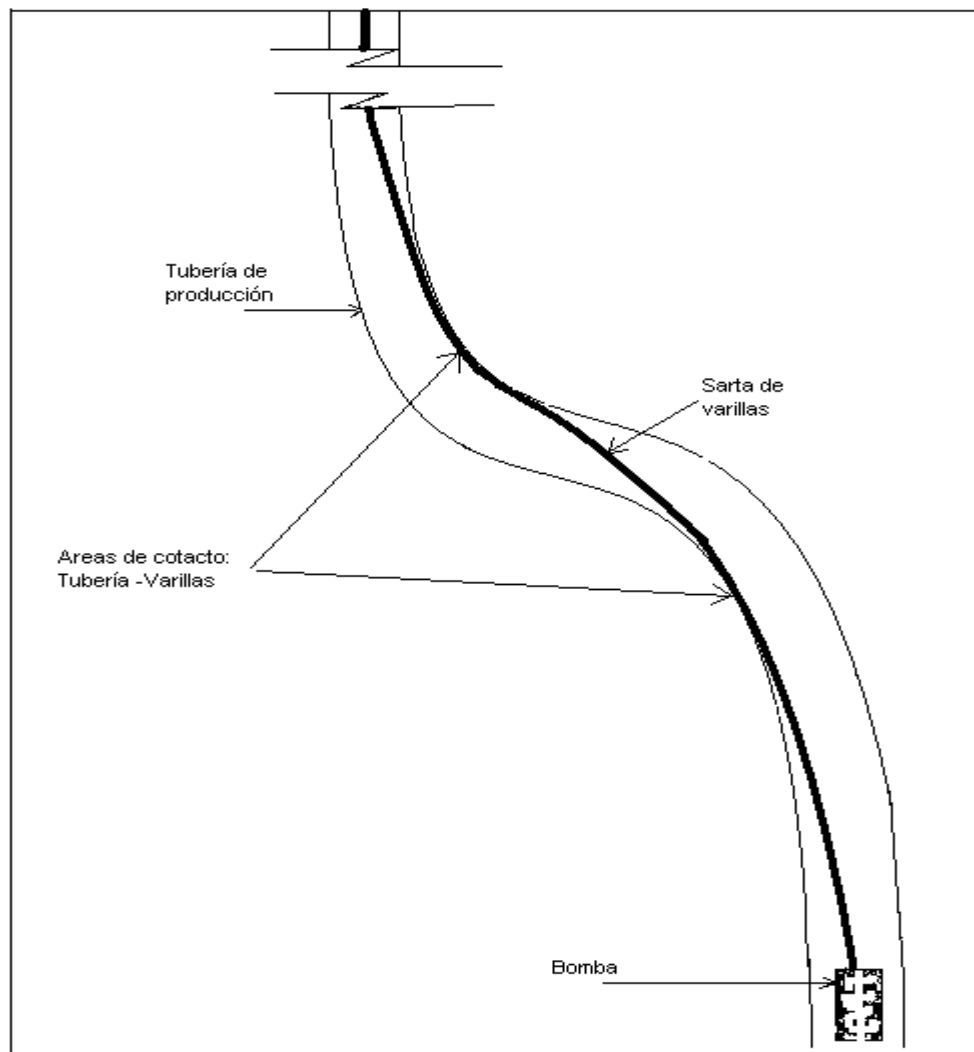
### APLICACIÓN DEL BCP A POZOS DESVIADOS

#### APLICACIÓN DEL BCP A POZOS DESVIADOS

La aplicación del Sistema BCP a pozos desviados u horizontales tiene la desventaja de ser sensible a los problemas de desgaste a causa del contacto permanente entre la tubería de producción (TP) y las varillas de accionamiento, **figura 4.1**. Sin una protección eficaz, el desgaste conduce a perforaciones en la tubería de producción, varillas rotas, pérdidas de producción y reparaciones de equipamientos de pozo.

La tasa de desgaste, tanto de las varillas como de la TP, será función directa de las características del material de cada uno (especialmente de la dureza), las propiedades del fluido (contenido de abrasivos), las cargas de contacto en cada punto de la tubería y lógicamente, de la geometría del pozo.

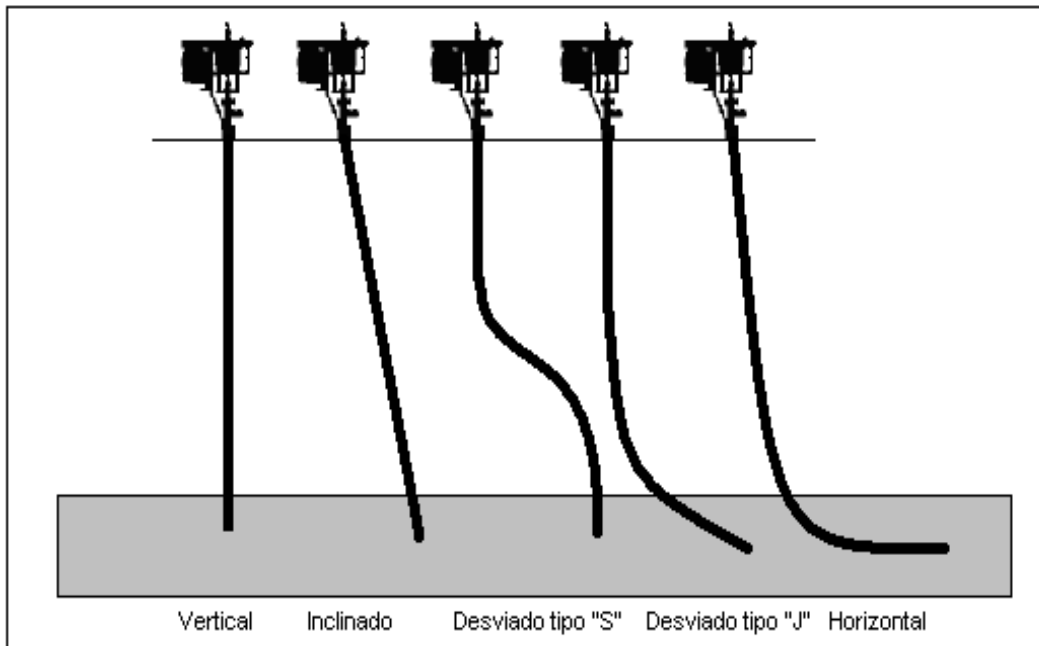
En estudios realizados por el Centre For Energy Research Inc (C-FER) de Edmonton, Canada, la tasa de desgaste de la tubería incrementa exponencialmente con respecto a la producción de arena contenida en el fluido producido, y linealmente con respecto a las cargas de contacto distribuidas.



**Figura 4.1** Posición de la sarta de varillas con respecto a la tubería de producción en un pozo desviado. Nótese que existe un contacto entre ambos elementos debido a la curvatura del pozo.

El desgaste, entre las varillas y la tubería de producción, depende de:

- La magnitud de la desviación del pozo;
- La velocidad de giro de la sarta de varillas;
- Los fluidos producidos (presencia eventual de arena);
- La carga de aplicación de las varillas sobre la tubería de producción.



**Figura 4.2** Diferentes geometrías de pozos.

Siendo el desgaste de las varillas uno de los problemas más frecuentes en el Sistema BCP, se han fabricado diferentes tipos de varillas y accesorios para minimizar el problema.

Las varillas más comunes utilizadas por el Sistema BCP, son las varillas succionadoras o sucker rods, utilizadas también en el bombeo mecánico. Las varillas succionadoras fueron diseñadas originalmente para trabajar bajo esfuerzos alternativos, y no para esfuerzos de torsión (torque).

Otro tipo de varillas utilizadas, por el Sistema BCP, son las varillas huecas (hollow rod), que pueden ser del mismo tamaño que las varillas succionadoras, pero sus conexiones son internas, aparentando ser una varilla continua desde la superficie hasta el fondo; también, existe la varilla continua, la cual es fabricada de manera continua y es hueca por dentro, a diferencia de la sarta de varillas huecas, esta solo tiene dos conexiones: una en la superficie con el eje del cabezal y otra con el rotor.



a) Cople de una varilla hueca

b) Varilla convencional (sucker rod)



c) varilla continua enrollada

**Figura 4.3** Los fabricantes de varillas realizan innovaciones para reducir los problemas ocasionados por el contacto entre las varillas y la TP a) Cople de una varilla hueca. b) Varilla succionadora, la más común. c) varilla continua, utilizada recientemente.

Las sucker rods son las varillas más utilizadas debido a que ya se utilizaban antes con el sistema de bombeo mecánico, que es el más utilizado hasta ahora, y que eran la única opción cuando empezó a operar el Sistema BCP. Sin embargo, estas varillas no estaban diseñadas para soportar el desgaste con la TP ni los esfuerzos provocados por el torque (requerido en una BCP) por lo que se fueron realizando modificaciones en las conexiones y se reforzaron con materiales más resistentes. También se crearon accesorios para minimizar el desgaste en las conexiones. Las varillas huecas y la varilla continua son innovaciones utilizadas recientemente para minimizar el problema del desgaste entre la sarta de varillas y la tubería de producción.

En la selección de el tipo de sarta de varillas, no solo se debe hacer un enfoque en el tipo que mejor se adapte a las condiciones del pozo, sino también, la sarta que ofrezca un menor costo de producción en el tiempo que se pretenda utilizar el sistema de bombeo por cavidades progresivas (BCP).

A continuación se analizará el comportamiento de la varilla convencional, o varilla succionadora (sucker rod), y la varilla continua aplicadas en pozos desviados. La varilla hueca viene siendo una mezcla de los dos tipos y no será comentada en este trabajo.

#### **4.1 SISTEMA DE BCP CON VARILLA CONVENCIONAL (SUCKER ROD).**

Las varillas comúnmente utilizadas en el sistema artificial de bombeo por cavidades progresivas, son las varillas succionadoras, las cuales, son el mismo tipo de varillas que utiliza el bombeo mecánico. Este tipo de varillas son fabricadas bajo especificaciones de la norma API 11B, la cual define las dimensiones y tolerancias para trabajar solamente bajo cargas de tracción. Así, se puede decir que no han sido desarrolladas para trabajar bajo esfuerzos de torción.

Estas varillas miden 7.6m (25 pies) de longitud y algunas de sus características son las siguientes:

<b>Diámetro nominal (pulgadas)</b>	<b>Diámetro nominal (mm)</b>	<b>Sección de las varillas (cm<sup>2</sup>)</b>	<b>Peso en el aire (Kg/m)</b>
3/4	19.0	2.85	2.37
7/8	22.2	3.88	3.17
1	25.4	5.07	4.20
1 1/8	28.6	6.41	5.36

Las varillas más comúnmente utilizadas presentan las resistencias a la tracción siguientes:

<b>Grado</b>	<b>Mínimo (en psi)</b>	<b>Máximo (en psi)</b>
C	89,925	115,017
D	115,017	139,964





**Figura 4.4** Las varillas convencionales han sido desarrolladas para trabajar bajo esfuerzos de tensión alternados (bombeo mecánico) y no bajo esfuerzos de torsión (BCP).

#### 4.1.1 Esfuerzos que actúan sobre la sarta de varillas en un pozo vertical

Los esfuerzos en las varillas de accionamiento están ocasionados por:

- *El peso propio de las varillas  $F_p$ :*

Para el cálculo del peso propio de las varillas en operación, se deberá tener en cuenta el principio del empuje de Arquímedes generado por el fluido contenido en la tubería de producción.

- *Empuje ejercido por el incremento de presión en la bomba (carga axial)  $F_b$ :*

El incremento de presión generado por la bomba, provoca una fuerza de tracción sobre la varilla de accionamiento. Esta fuerza debe ser soportada por el tope del sistema motor posicionado en la cabeza del pozo.

Según el modelo de bomba seleccionado, la carga axial se puede calcular de la siguiente manera:

$$F_b = \Delta P \cdot A_{\text{eff}} - P_d \cdot A_{\text{rod}} \dots \dots \dots (\text{Ec. 4.1})$$

Donde:

$$\Delta P = P_d - P_i \dots \dots \dots (\text{Ec4.2})$$

El área efectiva,  $A_{eff}$ , es algo compleja de obtener en la bomba BCP, a continuación se presenta uno de los métodos más exactos para calcular este parámetro:

$$A_{eff} = N_s \cdot A_{flow} + A_{ROTOR} \dots \dots \dots (\text{Ec. 4.3})$$

Para una bomba de lóbulo simple (1:2),  $N_s = 2$ , entonces:

$$A_{eff} = 8ED + \frac{\pi}{4} D^2 \dots \dots \dots (\text{Ec. 4.4})$$

De la nomenclatura anterior:

- $F_b$ : Fuerza o carga axial (N)
- $\Delta P$ : Presión diferencial (Pa)
- $P_d$ : Presión en la descarga de la bomba (Pa)
- $P_i$ : Presión en la entrada de la bomba (Pa)
- $A_{eff}$ : Área efectiva de la sección transversal de la bomba ( $m^2$ )
- $A_{flow}$ : Área del estator abierta al flujo ( $m^2$ )
- $A_{ROD}$ : Área de la sección transversal de la varilla en la cima del rotor ( $m^2$ )
- $E$ : Excentricidad del rotor (m)
- $D$ : Diámetro menor del rotor (m)

➤ *Esfuerzos de flexión:*

Los pozos normalmente no son rectos, tienen desviaciones. Estas desviaciones de la vertical con mayor o menor grado de severidad tienen influencia en la magnitud del torque operacional sobre la sarta. Son una función directa de la magnitud del esfuerzo y sobre todo del radio de curvatura. La magnitud es muy difícil de predecir ya que normalmente la existencia de estas irregularidades se desconoce, al menos en su magnitud real.

➤ *Torque resistente mecánico  $T_{op}$ :*

El torque resistente mecánico operacional  $T_{op}$  se definió en el capítulo 3, (**Ec. 3.10**):

$$T_{op} = 1.63 \cdot V \cdot \Delta P \cdot 10^{-5} \cdot \eta^{-1}$$

Donde:

- $T_{op}$ : Torque operacional, daN·m, (da, es la abreviación al prefijo deca)
- $V$ : Volumen de fluido en una revolución del rotor (cilindrada de la bomba),  $cm^3$
- $\Delta P$ : Incremento de presión en la bomba, kPa
- $\eta$ : Eficiencia de la bomba, (para la evaluación  $\eta = 0.7$ )

➤ *Torque resistente mecánico debido a la viscosidad del fluido en la tubería de producción  $T\mu$ :*

$$T\mu = 0.65 \times 10^{-8} \cdot \mu_f \cdot L \cdot n \cdot \left( \frac{d^3}{D-d} \right) \cdot \left( \frac{1}{\ln \frac{\mu_s}{\mu_f}} \right) \cdot \left( \frac{\mu_s}{\mu_f} - 1 \right) \dots \dots \dots (\text{Ec. 4.5})$$

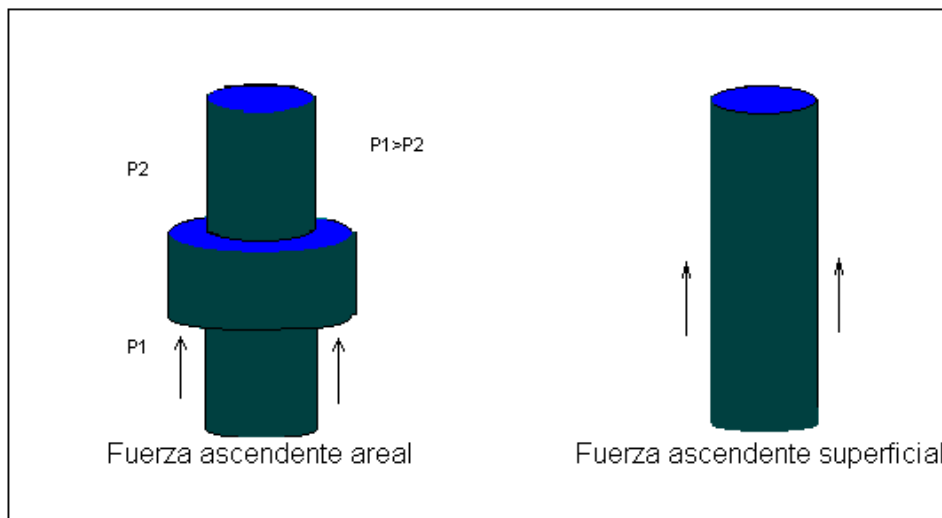
Donde:

- $T\mu$ : Torque resistente inducido por la viscosidad (en daN·m)
- $\mu_f$ : Viscosidad del fluido en la admisión (en cp)
- $\mu_s$ : Viscosidad del fluido en superficie (en cp)
- L: Longitud de la tubería de producción (en m)
- n: Velocidad de rotación (en rpm)
- d: Diámetro de la varilla (en cm)
- D: Diámetro interior de la tubería de producción (en cm)

➤ *Fuerzas ascendentes de flujo  $F_a$ :*

Estas fuerzas están dirigidas en la dirección del flujo; actúan sobre los coples ( fuerzas ascendentes areales) y sobre el cuerpo de varillas (fuerzas ascendentes superficiales). Al actuar sobre la sarta de varillas, estas fuerzas reducen significativamente la carga de tensión de la misma. **Figura 4.5.**

Como en el caso de las pérdidas de presión a lo largo de la TP, el efecto de las fuerzas ascendentes dependerá básicamente del área transversal de flujo, la viscosidad del fluido y el gasto de flujo. La viscosidad será el parámetro más crítico. Los cambios en el área de flujo incrementarán los valores de las fuerzas ascendentes.



**Figura 4.5** Fuerzas ascendentes de flujo.

La magnitud de la fuerza ascendente areal puede ser calculada como:

$$F_{\text{areal}} = C \cdot P_{\Delta c} \cdot (D_c^2 - D_v^2) \dots \dots \dots (\text{Ec. 4.6})$$

Donde:

- $F_{\text{areal}}$ : Fuerza ascendente areal (N o lbs)
- $P_{\Delta c}$ : Presión diferencial a través de los coples (Kpa o psi)
- $D_c$ : Diámetro externo de lo coples (mm o pulgadas)
- $D_v$ : Diámetro externo del cuerpo de varillas (mm o pulgadas)
- $C$ : Constante (métrico:  $7.854 \times 10^{-4}$ , inglés: 0.7854)

En cuanto a las fuerzas ascendentes superficiales, éstas se producen por la fricción entre el fluido en movimiento y la cara externa tanto del cuerpo de la varilla, como de los coples y demás accesorios. La magnitud de esta fuerza puede calcularse como:

$$F_{\text{sup}} = CLQ\mu D_v \cdot \left[ \frac{\ln \frac{D_v}{D_t}}{(D_t^4 - D_v^4) \left( \ln \frac{D_v}{D_t} \right) + (D_t^2 - D_v^2)^2} \right] \left[ D_v + \frac{D_t^2 - D_v^2}{2D_v \ln \frac{D_v}{D_t}} \right] \dots \dots \dots (\text{Ec. 4.7})$$

Donde:

- $F_{\text{sup}}$ : Fuerza ascendente superficial
- $L$ : Longitud de la sarta (metros o pies)
- $Q$ : Gasto ( $\text{m}^3/\text{día}$  o bbl/día)
- $\mu$ : Viscosidad del fluido (centipoise)
- $D_v$ : Diámetro externo de varillas y/o accesorios (milímetros o pulgadas)
- $D_t$ : Diámetro interno de la tubería (milímetros o pulgadas)
- $C$ : Constante (métrico: 0.3704, inglés:  $6.242 \times 10^{-6}$ )

De lo anterior, las varillas de accionamiento están sometidas a :

- Una tracción  $F$  generada por su propio peso  $F_p$  en el fluido, un empuje  $F_b$  hacia abajo debido al incremento de presión de la bomba, y a las fuerzas ascendentes de flujo  $F_{af}$ .

$$F = F_p + F_b + \Sigma F_{af} \dots \dots \dots (\text{Ec. 4.8})$$

- A una torsión  $T$  generada por los torques resistentes:

$$T = T_{op} + T_{\mu} \dots\dots\dots(\text{Ec. 4.9})$$

El esfuerzo total  $\sigma_t$  que actúa sobre la sarta de varillas es la resultante de los valores obtenidos por el torque y la tracción o carga axial sobre la sarta de varillas, es decir:

$$\sigma_t = \left( \frac{C_1 \cdot F^2}{\pi^2 \cdot D_v^4} + \frac{C_2 \cdot T^2}{\pi^2 \cdot D_v^6} \right)^{1/2} \dots\dots\dots(\text{Ec. 4.10})$$

Donde:

- $\sigma_t$ : Esfuerzo resultante (en MPa o Kpsi)
- $D_v$ : Diámetro de las varillas (en mm o pulgadas)
- F: Tensión a la tracción o carga axial (en N o lb)
- T: Torque total (en N·m o lb·pie)
- $C_1$ : Constante (métrico: 16.0, inglés:  $3.594 \times 10^{-6}$ )
- $C_2$ : Constante (métrico:  $7.680 \times 10^8$ , inglés: 0.1106)

#### 4.1.2 Cargas de contacto que actúan sobre la sarta en pozos desviados

La magnitud de la carga de contacto de la varilla sobre la tubería de producción depende en primer lugar de la curvatura del pozo y del peso de la varilla de accionamiento. En el caso de la varilla convencional, las fuerzas de contacto se concentran a nivel de los coples o centralizadores colocados. La experiencia ha mostrado que el desgaste aumenta linealmente con la fuerza (carga) de contacto.

La *carga de contacto* es definida como la fuerza ejercida sobre la sarta de varillas por los efectos del contacto entre la sarta de varillas y la tubería de producción (TP). La carga de contacto depende del tipo de sarta de varillas (convencional o continua), de la geometría del pozo, grado de desviación, tensión de la sarta de varillas, y distribución del contacto entre la sarta de varillas y la TP. Las cargas de contacto consisten de las cargas inducidas por la gravedad y aquellas inducidas por la curvatura.

$$F_{\text{cont(std)}} = F_{\text{grav (conv)}} + F_{\text{curv (conv)}} \dots\dots\dots(\text{Ec. 4.11})$$

Donde:

- $F_{\text{cont(std)}}$ : Carga de contacto neta sobre el cople (N o lb)
- $F_{\text{grav (conv)}}$ : Cargas de contacto inducidas por gravedad (N o lbs)
- $F_{\text{curv (conv)}}$ : Cargas de contacto inducidas por curvatura (N o lbs)

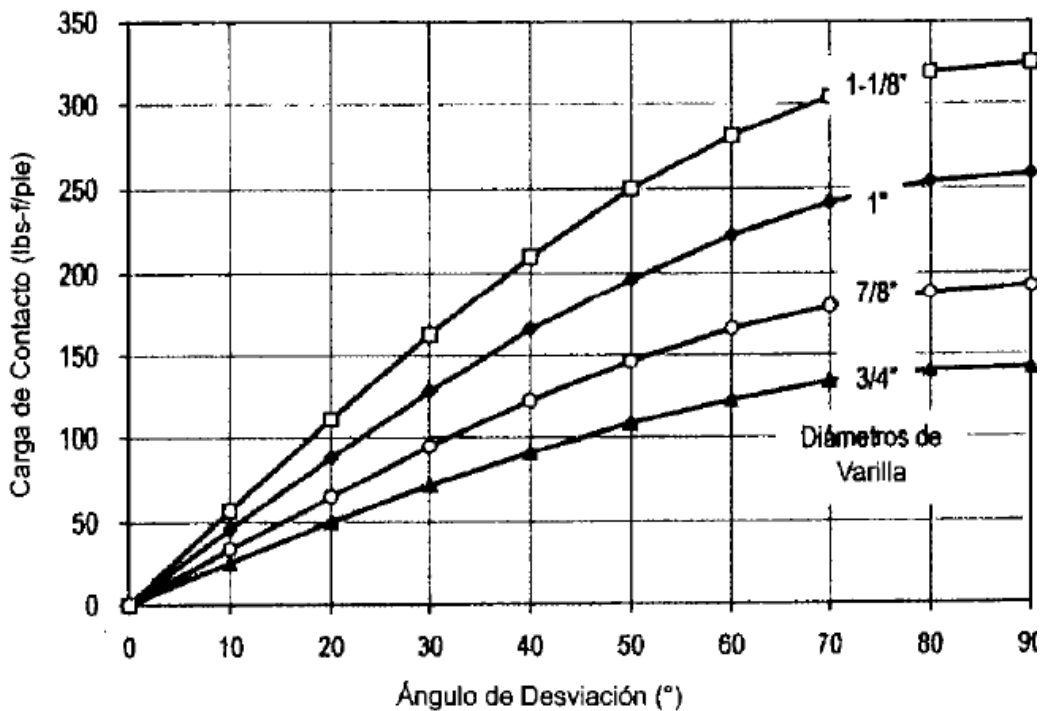
Las cargas de contacto inducidas por la gravedad dependen del ángulo del pozo y la tensión de la sarta. En algunos campos, la sarta de varillas de 1 pulgada; con resistencia a la tensión grado D, varía entre 7,000 y 10,000 libras.

$$F_{\text{grav (conv)}} = CW_r L_{cs} \text{sen}\theta \dots \dots \dots (\text{Ec. 4.12})$$

Donde:

- $W_r$ : Peso unitario de las varillas ( Kg/m o lb/pie)
- $L_{cs}$ : Espaciamiento entre los coples (metros o pies)
- $\theta$ : Ángulo de desviación del pozo (rad)
- C: constante (métrico: 9.81, inglés: 1.0)

En la **figura 4.6** se muestra una comparación de la magnitud de las cargas de contacto inducidas por gravedad en varillas convencionales en función del ángulo de curvatura y para diferentes diámetros de varilla.



**Figura 4.6** Cargas de contacto inducidas por gravedad en varillas convencionales.

Las cargas de contacto inducidas por la curvatura dependen esencialmente de la curvatura del pozo:

$$F_{\text{curv (conv)}} = C \cdot F_{\text{sarta}} L_{cs} C_{\text{pozo}} \dots \dots \dots (\text{Ec. 4.13})$$

Donde:

- $F_{\text{sarta}}$ : Tensión de la sarta de varillas (N o lb)
- $L_{cs}$ : Espaciamiento entre los coples (metros o pies)
- $C_{\text{pozo}}$ : Curvatura del pozo (°/30metros o °/100pies)
- C: Constante ( $\pi/180^\circ$ )

En la figura 4.7 se muestran las cargas inducidas por efecto de tensión/curvatura presente en las varillas convencionales.

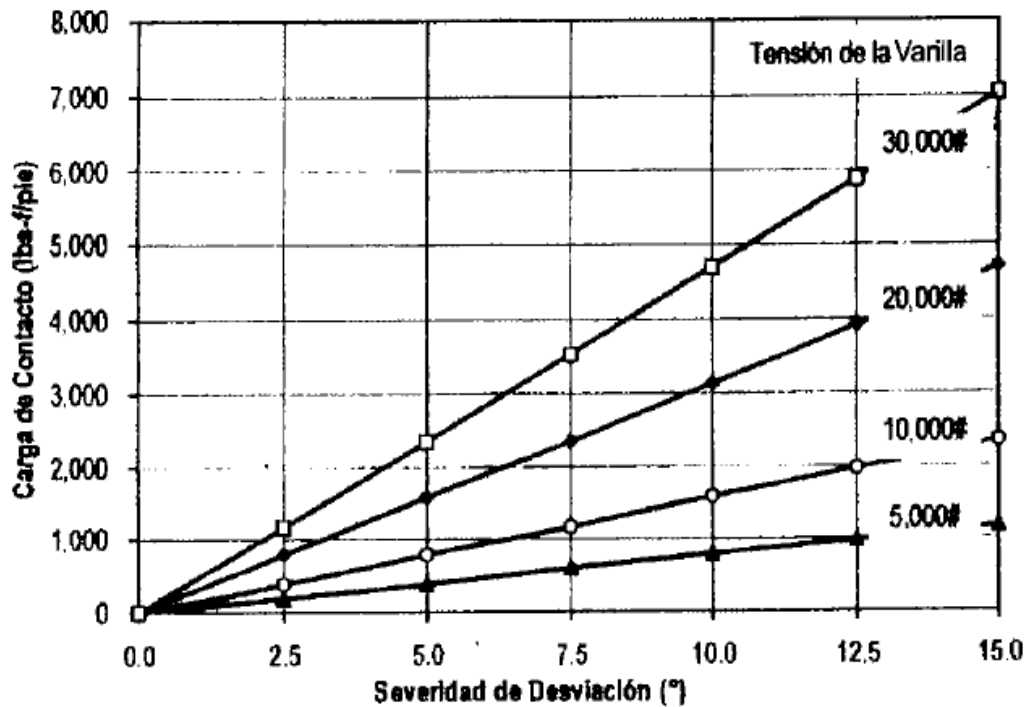


Figura 4.7 Cargas de contacto inducidas por tensión-curvatura en varillas convencionales.

La componente de la curvatura tiende a ser más grande que el correspondiente componente de la gravedad; por tanto, entre más grande sea el cambio del ángulo, más grande tenderá a ser la carga de contacto.

Si bien los centralizadores colocados en la sarta de varillas reducen el área de contacto de la TP con los acoplamientos (y así el desgaste con la TP), éstos mantienen la misma carga de contacto.

#### 4.1.3 Protección contra el desgaste tubería – varillas

Aparte de los problemas ligados a los esfuerzos en las varillas, generados por la carga axial, el torque resistente y la viscosidad del crudo, es también importante evitar los frotamientos de los acoplamientos de dos varillas sucesivas contra la pared interna de la tubería de producción (couplings), en particular en los pozos desviados.

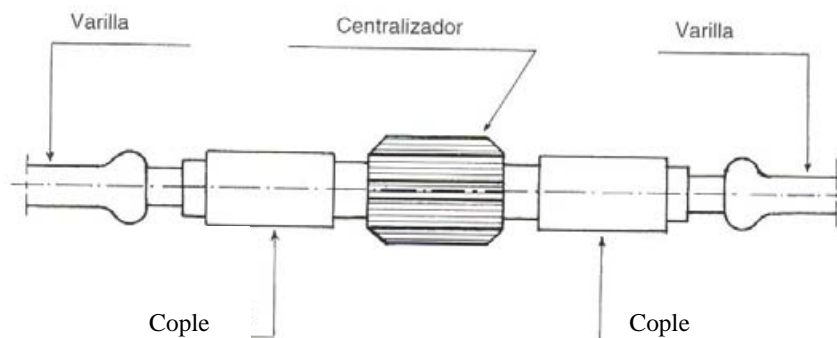
Un aumento de los rendimientos de las bombas necesita la utilización de una protección eficaz contra los desgastes por frotamiento.

En general, en los pozos fuertemente desviados, la varilla de accionamiento se apoya contra una generatriz de la tubería de producción y genera una concentración del

esfuerzo a nivel de las conexiones entre varillas. Una alternativa para minimizar el desgaste tubería-varillas es la utilización de centralizadores.

Los centralizadores son dispositivos que contrarrestan el desgaste entre la tubería de producción y las varillas de accionamiento. Estos dispositivos centralizan la sarta de varillas (para separarla de la tubería). Existen dos tipos de centralizadores:

- *Centralizadores de varillas estáticos:* Este tipo de centralizadores permanecen estáticos en relación a la tubería de producción, siendo esto posible gracias a su configuración hueca. Se coloca en el enlace de dos varillas y se comporta como un cojinete. En efecto, como indicado en la **figura 4.8**, el eje del centralizador es solidario de las varillas mientras que las aletas derechas del centralizador se apoyan contra la tubería de producción, favoreciendo el guiado y la estabilidad en giro de la varilla de accionamiento. Según este principio de funcionamiento, no hay contacto rotativo entre varillas y tubería.
- *Centralizadores de varillas rotativos:* Estos centralizadores son de una sola pieza y moldeados a la varilla, por tanto giran con el resto de la sarta de varillas. Son similares a los utilizados en el bombeo por péndulo (bombeo mecánico), no es lo suficientemente eficaz, a causa de su concepción no prevista para funcionar en rotación. Son generadores de un aumento del torque resistente mecánico y el desgaste de sus aletas es rápido.



**Figura 4.8** Centralizador estático de varilla de accionamiento.

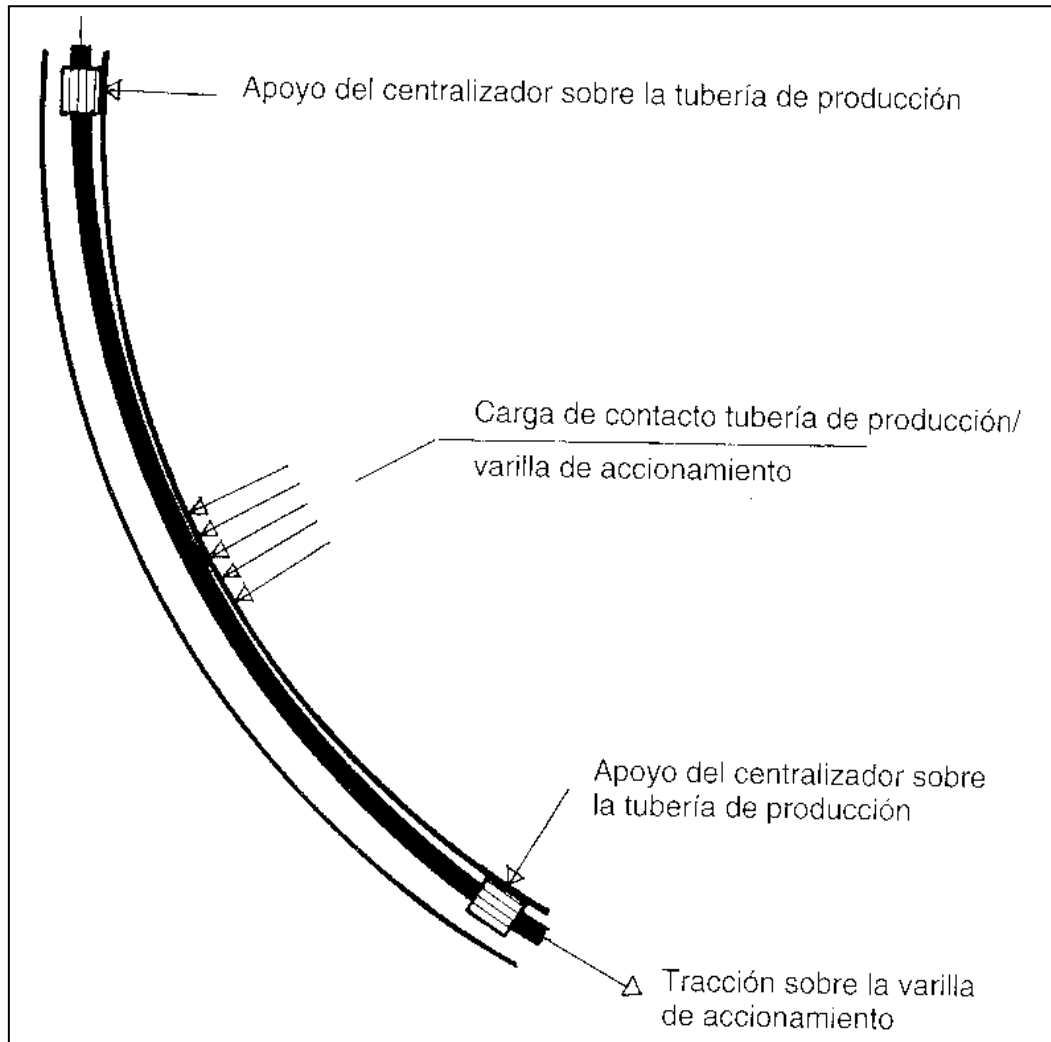
Como ya se había mencionado, la varilla convencional está sometida a un esfuerzo de tracción que origina un apoyo de la varilla contra la parte interior de la tubería de producción. Los centralizadores se dimensionan de forma a evitar todo contacto entre dos conexiones de las varillas.

Cada distribuidor de BCP posee un programa de cálculo que permite determinar la colocación de los centralizadores sobre la sarta de varillas en función de:

- El diámetro de la tubería de producción



- El diámetro de la varilla de accionamiento
- El esfuerzo de tracción sobre la varilla de accionamiento
- El perfil del pozo y de los radios de curvatura
- La velocidad de giro
- Las características fisico-químicas del fluido bombeado

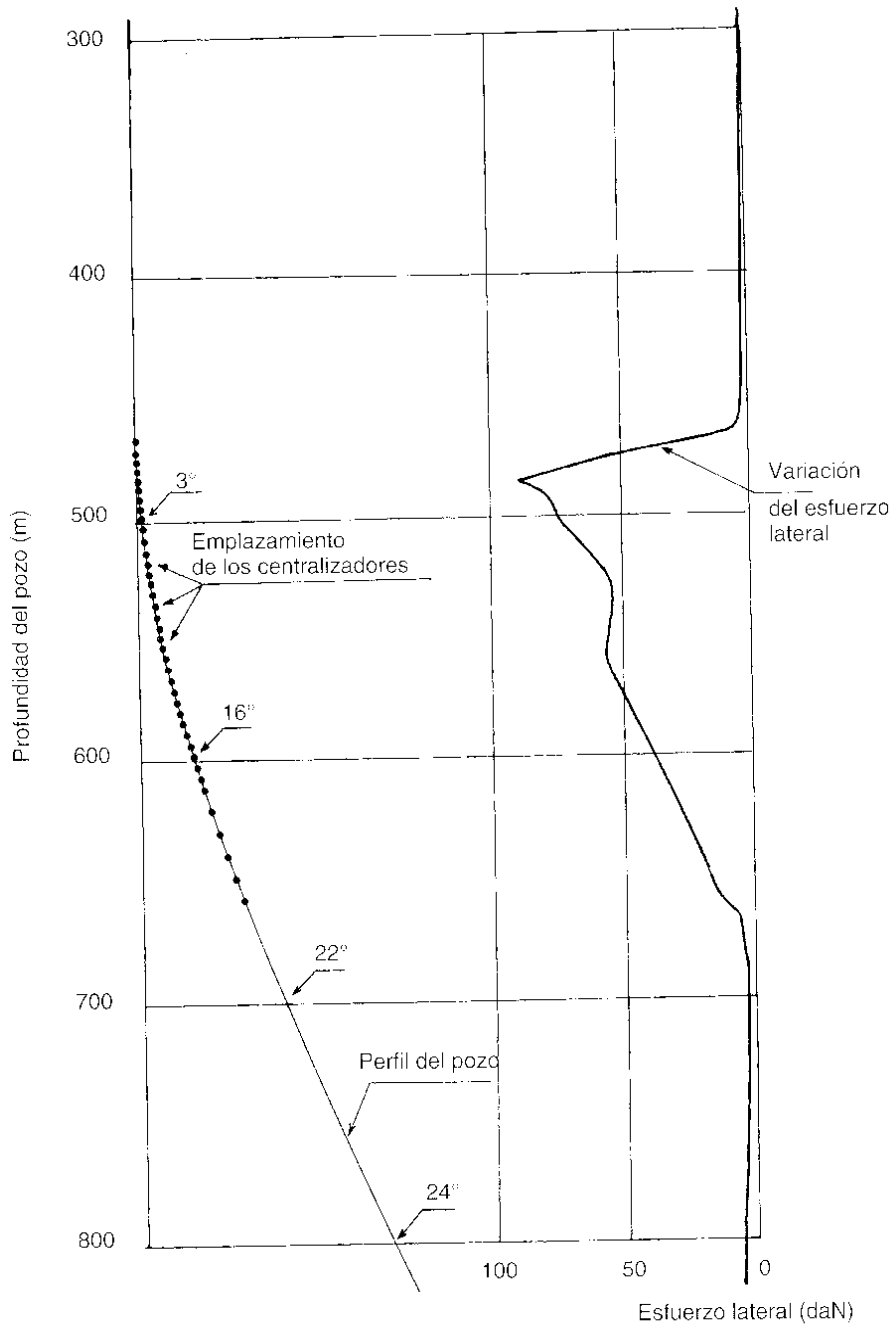


**Figura 4.9** Geometría de contactos entre la tubería de producción y la varilla de accionamiento.

En un pozo vertical, cinco centralizadores pueden ser suficientes, pero en un pozo fuertemente desviado, se puede colocar un centralizador entre cada varilla e incluso colocar varillas cortas (*pony rods*) para aumentar el número de centralizadores.

A manera de asegurar niveles de desgaste razonables de los centralizadores, es necesario limitar el esfuerzo de aplicación del centralizador contra la pared interna de la tubería de producción. En caso de presencia ligera de arena la carga de contacto centralizador/tubería de producción no debe exceder 500N. Si el nivel de arena aumenta, es necesario disminuir este valor.

La **figura 4.10** representa el reparto de centralizadores a lo largo de la sarta de varillas, en función de los esfuerzos aplicados sobre la tubería de producción en un pozo equipado de una BCP.



**Figura 4.10** Este gráfico pone en evidencia que los esfuerzos laterales son muy importantes en el origen de la desviación y acaban siendo relativamente bajos cuando el ángulo de desviación es casi constante.

#### 4.1.4 Comportamiento del flujo en el anular: varillas- tubería de producción

Los coples y centralizadores ocasionan restricciones al flujo provocando pérdidas de presión, **figura 4.11**. Durante el flujo de los fluidos desde la descarga hasta la

superficie, existen pérdidas de carga por fricción a lo largo del anular, entre la tubería de producción y la sarta de varillas. Las conexiones entre las varillas (coples) y los centralizadores reducen el área del flujo en el anular lo que ocasiona incrementos extras de presión.



**Figura 4.11** Los coples y centralizadores son restricciones del flujo. Estas restricciones provocan grandes pérdidas de presión a lo largo de la tubería de producción.

Para reducir las pérdidas de presión a causa de las restricciones en los coples y centralizadores, una alternativa es aumentar el área transversal de flujo (por ejemplo, utilizar tuberías de mayor diámetro); o también inyectar algún fluido diluyente desde el fondo de la tubería para reducir la viscosidad y la densidad del fluido.

Para calcular las pérdidas de presión por efecto de fricción y restricción de área entre la tubería y las varillas se han propuesto diversas correlaciones. A continuación se presentan dos correlaciones que pueden ser utilizadas (aparte de la **ecuación 3.11**, en el capítulo 3).

Régimen laminar para flujo anular :

$$P_{fricción (laminar)} = \frac{C_1 \cdot Q \cdot L \cdot \mu}{(D_t - D_v)^2 \cdot (D_t^2 - D_v^2)} \dots\dots\dots(\text{Ec. 4.14})$$

Régimen turbulento para flujo anular:

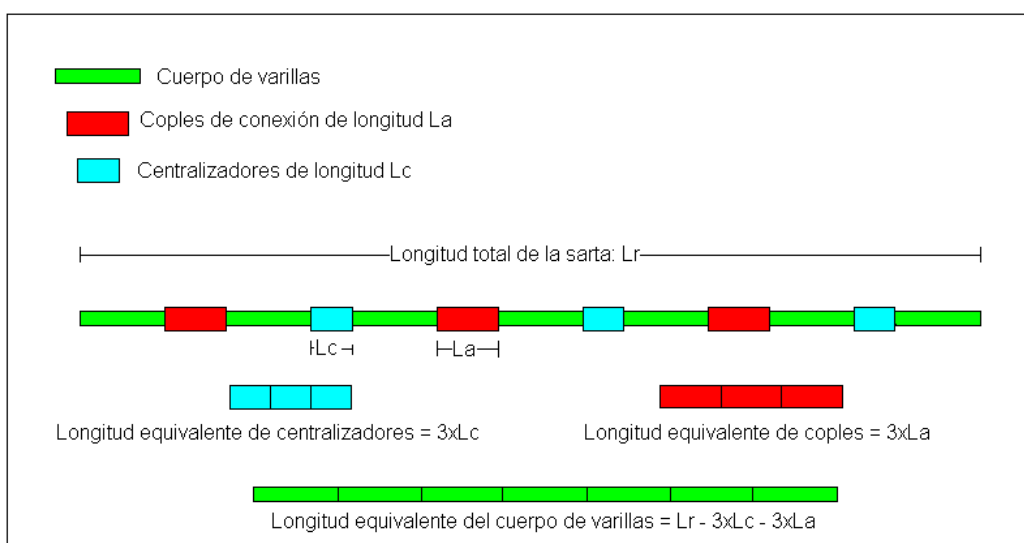
$$P_{fricción(turbulento)} = \frac{C_2 \cdot Q^{1.8} \cdot L \cdot \mu^{0.2} \cdot \rho^{0.8}}{(D_t - D_v)^{1.2} \cdot (D_t^2 - D_v^2)^{1.8}} \dots\dots\dots(\text{Ec. 4.15})$$

Donde:

$P_{\text{fricción (laminar)}}$ :	Pérdidas de presión por fricción en régimen laminar (Kpa o psi)
$P_{\text{fricción (turbulento)}}$ :	Pérdidas de presión por fricción en régimen turbulento (Kpa o psi)
$Q$ :	Gasto ( $\text{m}^3/\text{día}$ o $\text{bbl}/\text{día}$ )
$L$ :	Longitud de la tubería (metros o pies)
$D\mu$ :	Viscosidad del fluido (centipoises)
$Dp$ :	Densidad del fluido ( $\text{kg}/\text{m}^3$ o $\text{lb}/\text{pie}^3$ )
$D_v$ :	Diámetro externo de las varillas (milímetros o pulgadas)
$D_t$ :	Diámetro interno de la tubería de producción (milímetros o pulgadas)
$C_1$ :	Constante (métrico: 471.6 o inglés: $7.96 \times 10^{-6}$ )
$C_2$ :	Constante (métrico: 16.1 o inglés: $4.317 \times 10^{-8}$ )

Las ecuaciones anteriores, (**Ecuaciones 4.14 y 4.15**), suponen que los fluidos son newtonianos y que la sarta de varillas se ubica sobre el eje vertical de la tubería de producción, es decir, supone un flujo anular concéntrico. Esto no es del todo cierto por lo que se tenderá a arrojar valores con cierto porcentaje de error.

A manera de simplificar los cálculos, usualmente se utilizan longitudes equivalentes de cada uno de los componentes que conforman la sarta de varillas. Así, tomando el número total de coples presentes, se forma un cilindro de longitud igual a la suma de la longitud de cada cople y de diámetro igual al de éstos. Lo mismo se hace con cualquier otro componente. La diferencia de la longitud total de la sarta y las longitudes equivalentes de los coples y centralizadores, será la longitud equivalente del cuerpo de varillas. Una vez realizado esto, se procederá a calcular las pérdidas por fricción en cada sección; la suma de los resultados en cada sección será el valor de la caída total de presión por fricción a lo largo de la tubería de producción. Este procedimiento se presenta en forma gráfica en la **figura 4.12**.



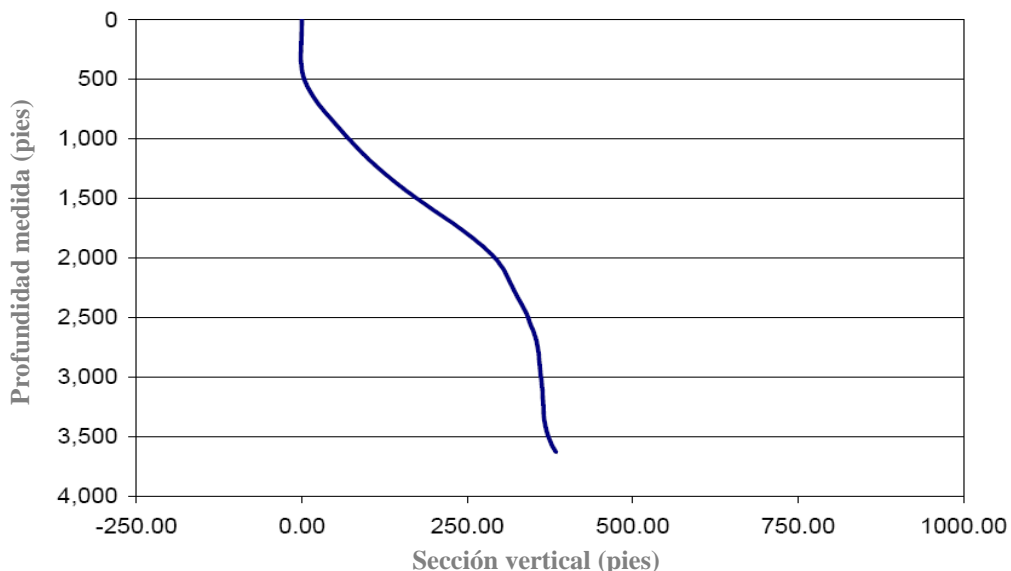
**Figura 4.12** Representación gráfica de la forma de obtener las longitudes equivalentes de los componentes de una sarta de varillas.

En el **Apéndice A-IV**, se presenta un método gráfico para obtener, de manera simplificada, las pérdidas de presión por fricción, para flujo de aceite en el anular: tubería-varillas.

#### 4.1.5 Distribución de fallas en las varillas

En un estudio, en el campo Guando, en Tolima, Colombia, operado por Petrobrás, se aplicó el Sistema BCP a pozos desviados, **figura 4.13**. Las principales fallas en las varillas se clasificaron de acuerdo al lugar donde ocurrió la pérdida de continuidad de la sarta, es decir:

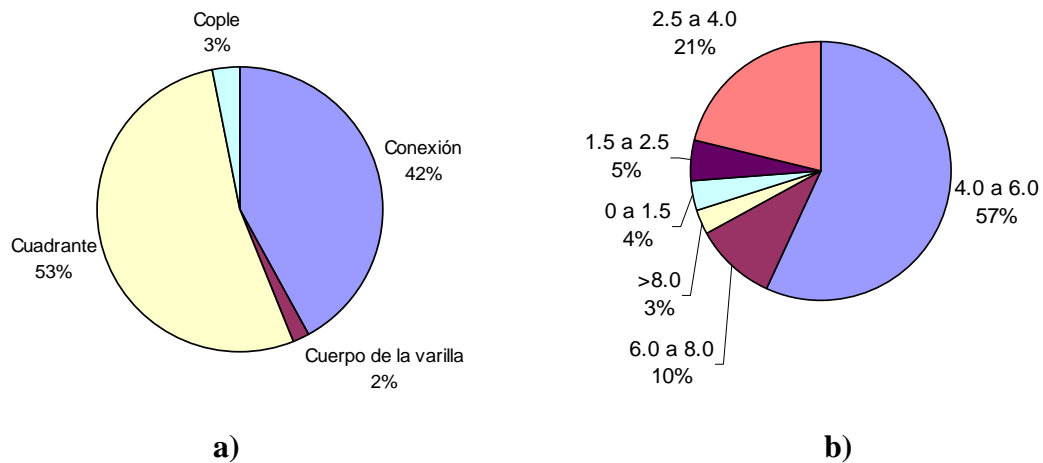
- Desconexión de coples y centralizadores
- Ruptura en el cuadrante de la varilla (*upset*)
- Ruptura en el cuerpo de la varilla



**Figura 4.13** Vista vertical de un pozo típico del Campo Guando en Tolima, Colombia

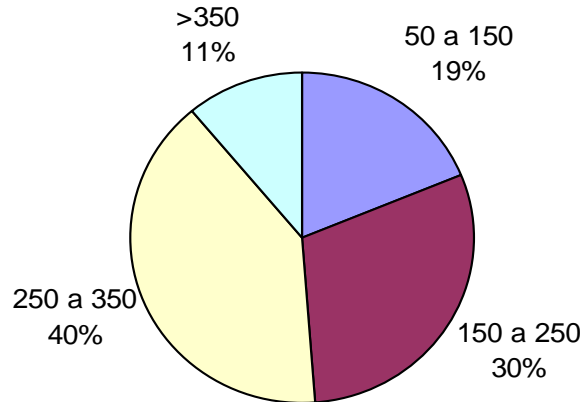
El estudio arrojó que las fallas ocurridas en el cuadrante de la varilla, representaron 53% del total de fallas en la sarta, 42% fueron en la conexión (**figura 4.14a**). Estos datos se obtuvieron de 34 pozos.

Para determinar las causas de las fallas en la sarta de varillas, se estudiaron los efectos de la configuración del pozo. Todas las fallas en el cuadrante de la varilla se relacionaron con la configuración del pozo, en donde se estaba expuesto a las cargas de contacto. De las fallas ocurridas en el cuadrante, 57% ocurrieron en los puntos donde la severidad de curvatura estaba entre 4°/100 pies y 6°/100pies, mientras que un 21% de estas fallas ocurrieron entre los 2.5°/100 pies y 4°/100 pies. En la **figura 4.14b**) se muestra la distribución de fallas por severidad de curvatura.



**Figura 4.14 a)** Distribución de fallas en las varillas convencionales. **b)** Distribución de fallas en el cuadrante de la varilla (upset) por severidad de curvatura (°/100 pies). Datos de pozos desviados en el campo Guando en Tolima, Colombia.

La **figura 4.15** muestra la distribución de fallas en el cuadrante de la varilla por cargas de contacto. Se muestra que 40% de las fallas ocurrieron en los puntos donde la carga de contacto estaba entre 250 y 350 lbs, 30% donde las cargas de contacto estaban entre 150 y 250 lbs, 19% donde las cargas de contacto estaban entre 50 y 150 lbs y 11% donde las cargas de contacto excedieron 350 lbs. Fallas en el cuadrante de la varilla no ocurrieron en puntos con cargas de contacto menores de 50 lbs.



**Figura 4.15** Distribución de fallas en el cuadrante de la varilla convencional, por cargas de contacto, en lb/pg<sup>2</sup>.

## 4.2 SISTEMA DE BCP CON VARILLA CONTINUA

La varilla continua se empezó a utilizar recientemente como una posible solución a los constantes problemas que se tienen con la varilla convencional. Actualmente se tiene poca experiencia con la operación de este tipo de varilla; sin embargo, hay artículos donde se muestran mejores resultados en la utilización de la varilla continua que con la varilla convencional; algunos de estos resultados son:

- Disminución en los requerimientos de potencia: Esto debido a la ausencia de coples, los cuales restringen parcialmente el flujo de fluidos provocando un incremento en la presión diferencial requerido por la bomba; es decir, sin coples en la varilla, los requerimientos de potencia decrecerán a causa de la disminución en la presión diferencial que la bomba debe superar.
- Mayor flexibilidad: Por sus características, la varilla continua es ideal en aplicaciones con pozos horizontales o altamente desviados debido a su gran capacidad flexible.
- Reducción en el desgaste varilla-tubería, principalmente en pozos desviados: La aplicación de la varilla continua en pozos desviados reduce las cargas de contacto, ya que éstas están concentradas a lo largo del tramo de varilla en contacto y no solo sobre los coples. Como el desgaste es función de las cargas de contacto, si es menor la carga, el desgaste será más lento.
- Mayor capacidad de transmisión del torque: En comparación con la varilla convencional, la varilla continua tiene mayor momento inercial por la misma cantidad de acero, por lo que se puede incrementar el gasto con menores posibilidades de fallas en la varilla.
- Reducción en tiempos de operación: Se tiene una mayor velocidad en el cambio de la bomba (solo tiene dos conexiones) o en la limpieza del pozo, ya que con el mismo equipo, de varilla continua, se pueden realizar estas operaciones.
- Mayor duración: la implementación de la varilla continua ha extendido el tiempo entre fallas y por consiguiente a reducido los tiempos de inactividad del sistema a causa de las intervenciones al pozo.

La aplicación de la varilla continua a pozos desviados tiene como principal objetivo reducir el problema del desgaste, así como la reducción de las pérdidas de producción a causa del tiempo en que el sistema está inactivo, debido a las reparaciones, principalmente por fallas en la sarta de varillas. La principal desventaja que se tiene en la implementación de esta varilla es su elevado costo económico comparado con el costo de la varilla convencional.

La varilla continua es fabricada como una sola pieza con solo dos coples; uno en el fondo, conectado al rotor, y otro en la superficie. Está disponible en diámetros de 13/16" (20.6 mm), 7/8" (22.2 mm), 1" (25.4 mm), y 1 1/8" (28.6 mm); en grados de acero de 1536M (Carbón), 4120M (Cromo-Molibdeno) y 4330M (Níquel-Cromo-Molibdeno). La varilla es enrollada en un carrete para su conservación y transporte. Las sargas pueden tener una longitud de 9,000 metros o superior, según el tamaño del carrete y los diámetros de la varilla.

El transporte y las operaciones para la varilla continua son similares a los realizados con la tubería flexible, utilizada en los trabajos de perforación, reparación y mantenimiento a pozos. **Figura 4.16.**



**Figura 4.16** La varilla continua es enrollada en carretes y es introducida al pozo de manera similar a la tubería flexible.

#### **4.2.1 Esfuerzos que actúan sobre la varilla en un pozo vertical**

A excepción de las fuerzas ascendentes de flujo, los esfuerzos sobre la varilla continua son los mismos que actúan sobre la varilla convencional. Como la varilla continua no tiene coples, las fuerzas ascendentes de flujo actúan solo en la superficie de la varilla (fuerza ascendente superficial, **figura 4.5**) y se calculan con la **ecuación 4.4**.

#### **4.2.2 Cargas de contacto que actúan sobre la varilla en pozos desviados**

La varilla continua tiene la particularidad de ser flexible y adaptarse longitudinalmente a la pared interna de la tubería de producción, por muy severa que se a la curvatura del pozo. Con esto se logra distribuir la carga equitativamente a lo largo de toda la sección de contacto, como se muestra en la **figura 4.17**. Las fuerzas de contacto, en una varilla



continua, se reparten sobre una gran distancia y son por consiguiente mucho más débiles por unidad de longitud.



**Figura 4.17** Las cargas de contacto que con la varilla convencional estaban concentradas sobre los coples, o centralizadores, en la varilla continua estas cargas se concentran a lo largo de la sección que está en contacto con la tubería.

Las cargas de contacto en la varilla continua se calculan con las siguientes ecuaciones:

$$F_{\text{cont(cont)}} = F_{\text{grav (cont)}} + F_{\text{curv (cont)}} \dots \dots \dots (\text{Ec.4.16})$$

$$F_{\text{grav (cont)}} = C \cdot W_r \cdot \text{sen} \theta \dots \dots \dots (\text{Ec. 4.17})$$

$$F_{\text{curv (cont)}} = F_{\text{sarta}} \cdot C_{\text{pozo}} \dots \dots \dots (\text{Ec. 4.18})$$

Donde:

- $F_{\text{cont(cont)}}:$  Carga neta de contacto, en varilla continua (N/m o lbs/pie)
- $F_{\text{grav (cont)}}:$  Cargas de contacto inducidas por gravedad (N/m o lbs/pie)
- $F_{\text{curv (cont)}}:$  Cargas de contacto inducidas por curvatura (N/m o lbs/pie)
- $W_r:$  Peso unitario de la varilla ( Kg/m o lb/pie)
- $\theta:$  Ángulo de desviación del pozo (rad)
- $C:$  Constante (métrico: 9.81, inglés: 1.0)
- $F_{\text{sarta}}:$  Tensión de la sarta de varillas (N o lb)
- $C_{\text{pozo}}:$  Curvatura del pozo (°/30metros o °/100pies)

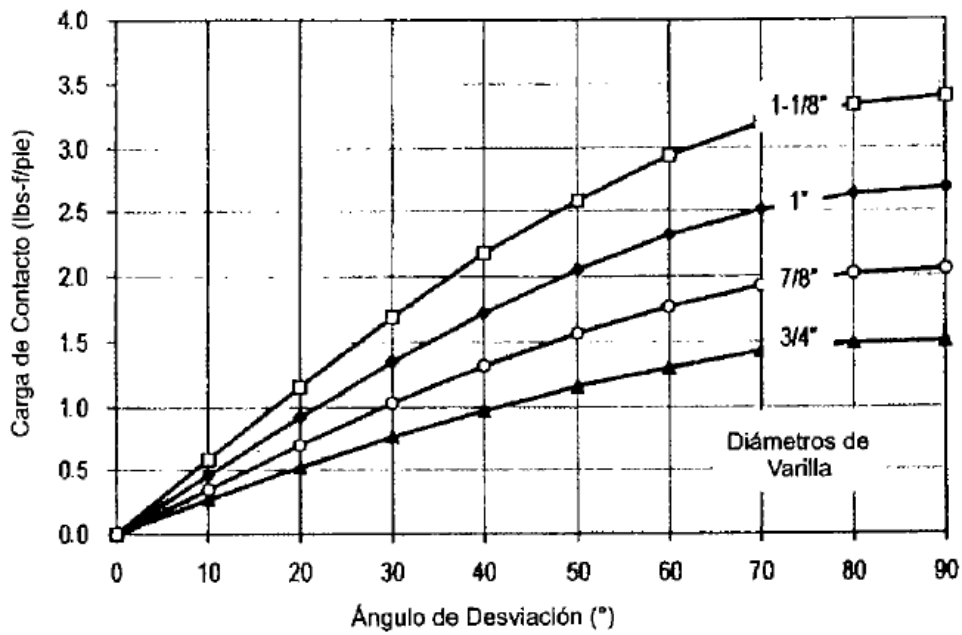


Figura 4.18 Cargas de contacto inducidas por gravedad en la varilla continua

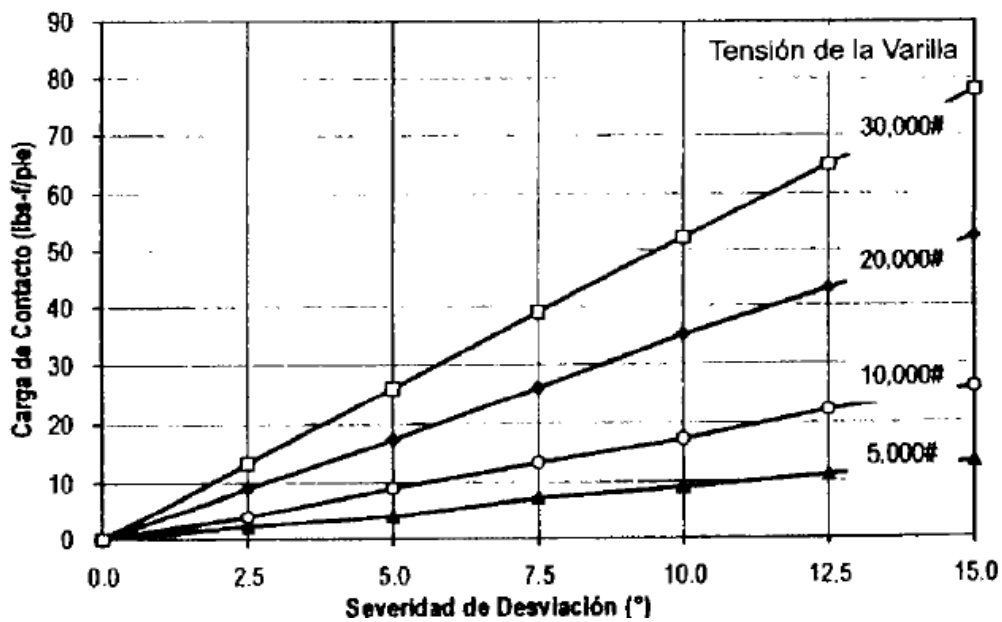


Figura 4.19 Cargas de contacto inducidas por tensión-curvatura en la varilla continua

Para establecer un parámetro de comparación de las cargas de contacto, de la varilla convencional con las de la varilla continua, se puede usar la ecuación 4.19, para lo cual debe normalizarse la carga neta de contacto en el caso de la varilla convencional.

$$F_{cont (dist)} = \frac{C \cdot F_{cont (std)}}{L_{lb}} \dots\dots\dots (Ec. 4.19)$$

Donde:

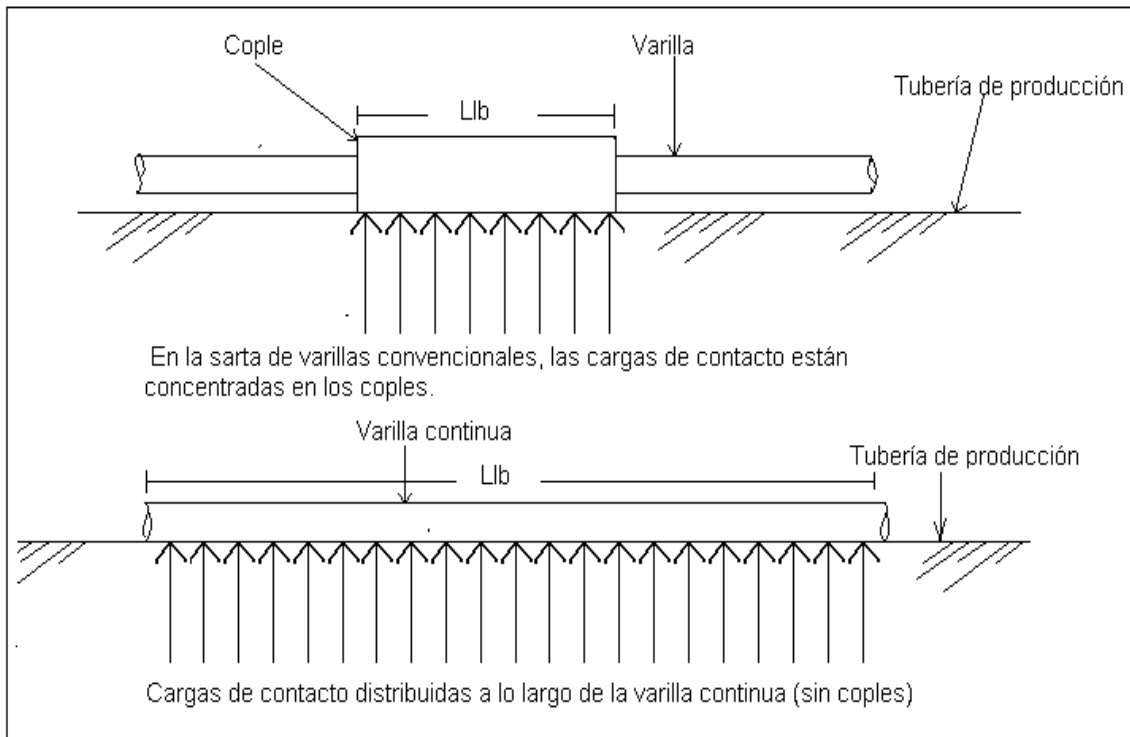
$F_{\text{cont (dist)}}$ : Carga de contacto distribuida normalizada (N/m o lb/pie)

$F_{\text{cont (std)}}$ : Carga de contacto neta sobre el cople, en la varilla convencional (N o lb)

$L_{\text{lb}}$ : Longitud del cople (centímetros o pulgadas)

C: Constante (métrico:  $1.0 \times 10^2$  o inglés: 12.0)

La **ecuación 4.19** calcula las cargas de contacto distribuidas en los coples o centralizadores para así poder comparar estas cargas con las cargas de contacto distribuidas en la varilla continua.



**Figura 4.20** Representación gráfica de la distribución de cargas de contacto en varillas convencionales y en varilla continua.

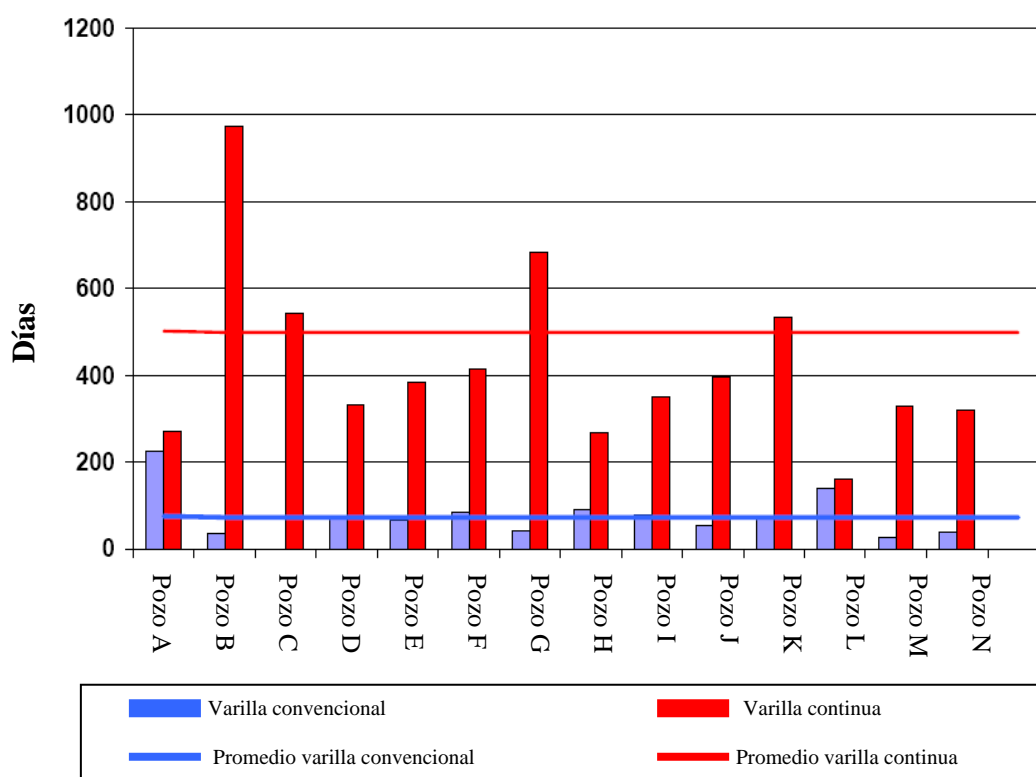
En la varilla continua las cargas de contacto se distribuyen a lo largo de una gran distancia, **figura 4.20**, mientras que en la varilla convencional, estas fuerzas se distribuyen solo en los coples o centralizadores que están en contacto.

A manera de mostrar el impacto de la varilla continua en pozos con cierta desviación, pueden compararse las magnitudes obtenidas para distintos diámetros de varilla (**figuras 4.6 y 4.18**) y para diferentes tensiones de varillas (**figuras 4.7 y 4.19**). Se puede observar que en el caso de varillas convencionales, los esfuerzos son aproximadamente 100 veces mayores que en los de varilla continua, presentándose esta última como una excelente opción en aplicaciones de pozos con alta severidad de desviación.

#### 4.2.3 Distribución de fallas en la varilla continua

A diferencia de la varilla convencional, la varilla continua no tiene fallas por desenroscamiento o rotura en las conexiones; pero si presenta fallas por fatiga y tensión al igual que con la varilla convencional.

En un estudio realizado en el campo Guando, en Tolima, Colombia, operado por Petrobrás<sup>12</sup>, se compararon las cantidades de fallas que habían tenido ambos tipos de varillas (convencional y continua) en aplicaciones con pozos desviados. Los resultados arrojaron que los tiempos entre intervenciones a los pozos se extendieron con la implementación de la varilla continua, a causa de la disminución en el número de fallas, como se muestra en la **figura 4.21**.



**Figura 4.21** Tiempo promedio entre fallas en ambos tipos de varillas (convencional y continua).

### 4.3 DESGASTE DE LA TUBERÍA DE PRODUCCIÓN

La experiencia ha mostrado que el desgaste aumenta linealmente con la fuerza de contacto. Este desgaste, del equipo de producción, es consecuencia del efecto rotativo continuo de las varillas sobre la tubería de producción.

Para el cálculo de la tasa de desgaste, el Centre For Energy Research Inc. (C-FER) de Edmonton, Canada, estableció una correlación empírica:

$$W_t = C \cdot X \cdot 10^{0.075Y \cdot S} \cdot F_{\text{cont (dist)}} \dots \dots \dots (\text{Ec. 4.20})$$

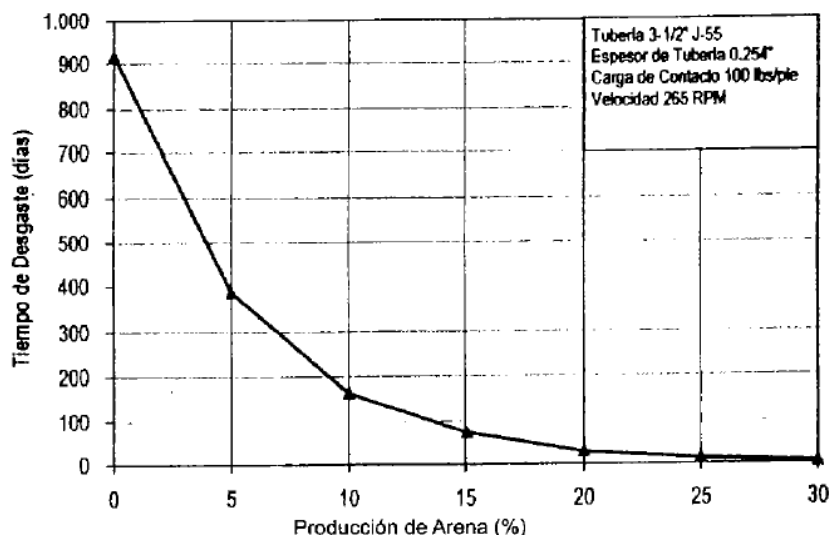
Donde:

- $W_t$ : Tasa de desgaste de la tubería (milímetros/Mmrevs o pulgadas/Mmrevs)  
 $X, Y$ : Coeficientes de desgaste del material  
 $S$ : Contenido de arena (%)  
 $F_{cont (dist)}$ : Carga de contacto distribuida (N/m o lb/pie)  
 $C$ : Constante (métrico:  $1.9548 \times 10^{-5}$  o inglés:  $7.2845 \times 10^{-3}$ )

Los coeficiente X y Y de desgaste del material, se determinaron en función de la susceptibilidad del mismo al desgaste por fricción. De allí se obtuvo que en el caso del acero ambos coeficientes tienen un valor de 1, mientras que el poliuretano (material utilizado en varillas de fibra de vidrio, centralizadores estáticos y otros accesorios) es de  $X = 0.75$  y  $Y = 0.90$ . Para otros materiales, el valor de estas variables debe ser determinado en referencia al acero.

Como se puede observar, en la **ecuación 4.20**, la tasa de desgaste de la tubería incrementa exponencialmente con respecto a la producción de arena contenida en el fluido producido, y linealmente con respecto a las cargas de contacto distribuidas. En cuanto al desgaste de los coples o cuerpo de varilla, generalmente sucede a un tiempo mucho mayor que en el caso de la tubería, debido a que el material de estos elementos es de mayor dureza (más de 20Rc) que el de la tubería de producción (entre 4 y 15 Rc).

En la **figura 4.22** se muestra un comportamiento del tiempo de desgaste en función de la producción de arena para una aplicación donde se utiliza una tubería de 3 1/2" clase J-55 con una carga neta de contacto calculada de 2500lb/pie. Nótese la tendencia exponencial de la curva resultante con el incremento de producción de arena.



**Figura 4.22** Con la producción de arena se disminuye el tiempo de desgaste de la tubería de producción.

#### 4.4 ANÁLISIS ECONÓMICO DE LAS VARILLAS (CONVENCIONAL Y CONTINUA)

Los costos de la sarta de varillas varía de acuerdo a la tecnología utilizada, resistencia de los materiales, y de la longitud de la sarta. En el caso de la tubería continua, los precios en el mercado son más caros que la varilla convencional, esto se debe, principalmente, a que la tubería continua es una tecnología reciente en aplicaciones para BCP. Los precios de la varilla convencional son menores debido a que ya se había utilizado en aplicaciones para bombeo mecánico y, por así decirlo, no son tecnología nueva.

Como la varilla continua es una tecnología “nueva”, existe poca experiencia en su utilización y pocos son los fabricantes de la misma, por esta razón sus precios son más elevados, pero conforme se vaya teniendo experiencia, y su aplicación se expanda, los precios podrían llegar a reducirse o por lo menos, se podría saber con mayor certeza si es conveniente invertir en esta tecnología.

Los coples en la varilla convencional generan grandes pérdidas de presión en el flujo de los fluidos a través de la tubería de producción. La potencia para elevar a los fluidos hasta la superficie (potencia hidráulica) normalmente está en el rango de 80%-90% de la potencia total requerida por la bomba. Si se compara con la varilla continua, esta no tiene coples; por lo tanto, no hay pérdidas de presión por causa de estos, lo que provoca que se requiera de una menor potencia hidráulica para elevar a los fluidos. Al reducir los requerimientos de potencia, se reducen, por consiguiente, los costos de operación.

En los costos de producción del Sistema BCP los precios iniciales de las varillas no siempre reflejan los costos verdaderos de producción en cierto intervalo de tiempo ya que, digamos en un año, se pueden tener siete u ocho fallas en la sarta de varillas, lo que provoca un incremento de egresos a causa de los costos en las reparaciones además de pérdidas de producción a causa de la inactividad del sistema (downtime).

De la experiencia que se tiene en pozos desviados, las varillas convencionales presentan más fallas que la varilla continua en cierto intervalo de tiempo. Entonces, los costos elevados de la varilla continua se pueden compensar a largo plazo con la disminución en los costos de producción.

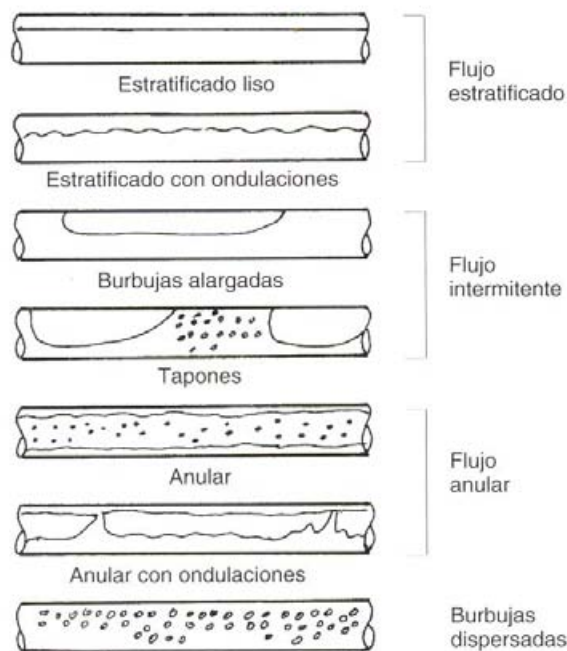
#### **4.5 COMPORTAMIENTO DEL GAS EN LA ADMISIÓN DE LA BOMBA**

En apartados anteriores ya se mencionó que las bombas de cavidades progresivas son capaces de bombear mezclas de crudo y gas sin dificultad alguna; pero, dado que se trata de bombas volumétricas, todo volumen de gas comprimido disminuye la producción de crudo. Es por esta razón que en este segmento se pretende analizar el comportamiento del gas en la admisión de la bomba, en pozos desviados.

En el caso de un pozo vertical o poco desviado, es de buen sentido colocar la bomba por debajo del punto de burbuja que corresponde en numerosos casos al nivel de la zona productora. Hay separación casi automática a nivel de la zona productora: el gas sube a la superficie mientras que el crudo fluye hacia abajo de manera a ser absorbido por la bomba.

En un pozo fuertemente desviado u horizontal la bomba se encuentra generalmente por encima de la zona de producción. Está entonces sometida en su admisión a un flujo bifásico. La colocación de un separador de gas estático, tendría una baja eficiencia ya que la diferencia de nivel entre la entrada y la salida del separador es pequeña. Además, en el caso en que el nivel dinámico del flujo es bajo con respecto a la parte inclinada del pozo, la colocación de la bomba y del separador es prácticamente imposible en una zona demasiado inclinada.

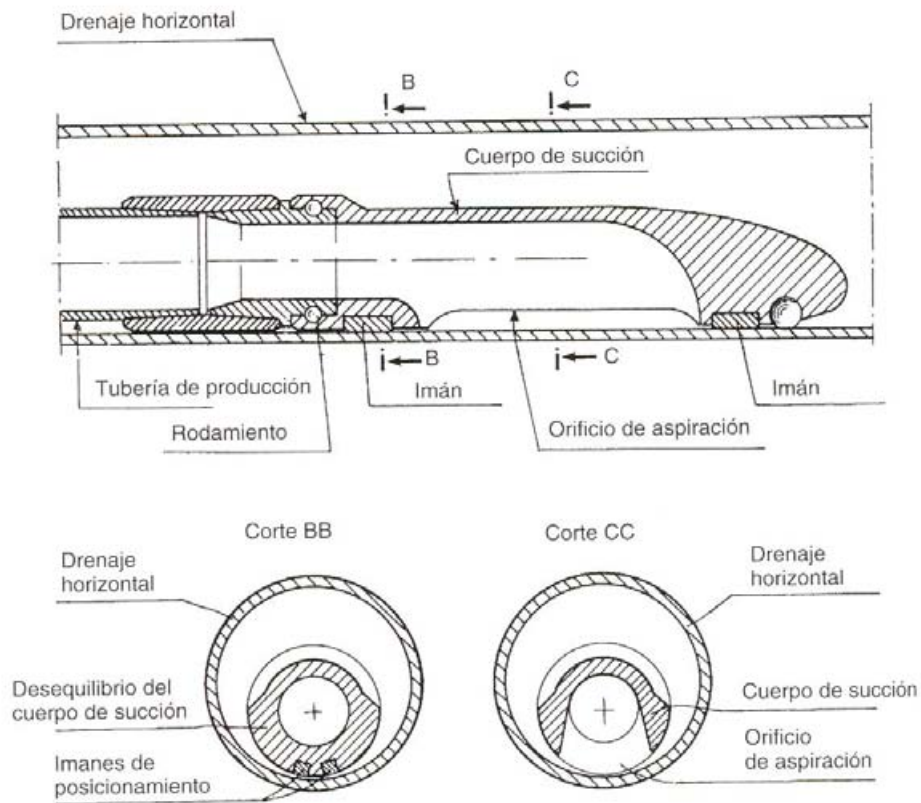
En numerosos casos, el crudo y el gas constituyen un flujo estratificado en un pozo horizontal (**figura 4.23**). Sería entonces eficaz extraer el crudo producido en el yacimiento a lo largo de la parte inferior de la tubería de producción.



**Figura 4.23** Flujo en los drenajes horizontales

Para poder producir en tales condiciones, la bomba se sitúa a menudo en la parte desviada del pozo, pero por debajo del nivel dinámico, prolongada por una tubería de producción hasta donde se localiza el aceite. A la extremidad de esta tubería de producción:

- Se coloca un orificio de extracción de forma lateral con respecto a los otros medios de extracción y según una única dirección;
- Se orienta la dirección del orificio de manera que esté sensiblemente enfrente de la parte inferior de la tubería de producción. Un dispositivo original comportando imanes se ha concebido a este efecto. La **figura 4.24** esquematiza este dispositivo.



**Figura 4.25** Sistema separador de gas para pozos horizontales



## CONCLUSIONES

La bomba de cavidades progresivas es una excelente opción para bombear aceites pesados (menores a 18° API), también es posible bombear fluidos con altos contenidos de arena y gas, aunque esto implica una reducción en la eficiencia de la bomba además de un daño progresivo del elastómero.

Por su simplicidad (solo dos partes: rotor y estator) es fácil de transportar y de dar mantenimiento. Con un adecuado diseño, en el pozo de bombeo, el costo de inversión es menor comparado con el sistema de bombeo mecánico y el sistema de bombeo electrosumergible.

Por ser una bomba rotacional de desplazamiento positivo el gasto es uniforme, sin pulsaciones, y es proporcional a la velocidad de rotación, lo que facilita su medición.

Operar el sistema en pozos desviados complica el diseño, ya que se necesitan accesorios adicionales para evitar el desgaste entre la sarta de varillas y la tubería de producción.

Se presentan varios problemas al operar este sistema en pozos desviados, los principales son: el desgaste entre las varillas y la tubería de producción y la presencia de gas en la entrada de la bomba.

Existen varias alternativas para minimizar el desgaste entre la tubería de producción y las varillas de accionamiento de la bomba. Una de estas es utilizar centralizadores, ya sea estáticos o dinámicos, para evitar que las cargas de contacto se concentren en los coples de las varillas y existan problemas serios de desgaste.

Otra alternativa para evitar el desgaste, es utilizar la varilla continua, la cual al no tener coples distribuye las fuerzas de contacto a lo largo de toda la sección en contacto con la tubería de producción. De esta manera se reducen las fuerzas de contacto y por consiguiente el desgaste entre ambos elementos; sin embargo, la varilla continua es más débil por unidad de longitud ya que tiene mayor área en contacto.

Las fuerzas de contacto en una varilla continua se reparten sobre una gran distancia. En el caso de la varilla convencional estas fuerzas se concentran sobre los coples o centralizadores. Como el desgaste es directamente proporcional a las fuerzas de contacto, es posible saber, al menos en forma teórica, que las cargas aplicadas sobre la varilla convencional son mayores que en la varilla continua.

La varilla continua ofrece otras ventajas como lo es la flexibilidad para operar en pozos altamente desviados u horizontales, realizar limpiezas al pozo o hacer algún tipo de

“pesca” con el mismo equipo de varilla continua, se reducen las pérdidas de presión, y en consecuencia los requerimientos de potencia, debido a la ausencia de coples ya que estos son restricciones al flujo.

## **RECOMENDACIONES**

El uso de la varilla continua ofrece numerosas ventajas sobre la varilla convencional, sin embargo se debe tener en cuenta que el costo de la varilla continua es mayor que el costo de la sarta de varillas convencionales. Por la poca experiencia que se tiene con este sistema, aún no es posible hacer una afirmación de que tipo de varilla (convencional o continua) es la mejor alternativa para minimizar los costos de operación en aplicaciones a pozos desviados a lo largo de la explotación del pozo.

Es recomendable verificar los recursos que se tienen disponibles y, en el caso de un pozo desviado, revisar la experiencia que se tiene en la utilización de la varilla continua y la varilla convencional para poder hacer un diseño que contenga los costos de operación a corto y a largo plazo. Por ejemplo, como el costo inicial de la varilla continua es mayor que el de la sarta de varillas convencionales, es necesario saber cuanto tiempo se pretende utilizar el sistema (BCP), de acuerdo a esto, podría ser que el costo inicial de la varilla continua, a largo plazo pueda generar menores costos de producción que en el caso de la varilla convencional.

Se debe tener especial atención en la producción de fluidos con altos contenidos de arena, ya que esta tiene gran influencia sobre el desgaste, principalmente en aplicaciones con pozos desviados.

En pozos altamente desviados u horizontales, el flujo tiende a ser estratificado, lo que trae como consecuencia bombear con fluidos multifásicos; en estos casos, es recomendable extraer el aceite por la parte inferior de la tubería de producción.

Los resultados teóricos tienden a tener mayor credibilidad cuando son soportados con datos reales de campo.

## APÉNDICE

### **A-I Comparación de las varillas, convencional y continua, en aplicaciones con BCP, a través de un simulador .**

A través de un software independiente, el Centre For Energy Research Inc. (C-FER) de Edmonton, Canada, realizó algunas pruebas en pozos con bombeo por cavidades progresivas, para hacer una comparación entre la varilla continua y la varilla convencional.

Algunos datos que arrojaba el software incluían la predicción de la presión hidrostática, pérdidas de flujo, presión en la descarga de la bomba, presión diferencial de la bomba, presión en la entrada de la bomba, carga dinámica total, carga en la varilla pulida, torque en la varilla pulida, potencia del motor primario, máxima carga en las varillas y máxima tasa de desgaste de la tubería de producción.

A continuación se observan algunos parámetros de 3 pozos de aceite a los que se les hizo una prueba con el software de predicción de C-FER con la intención de comparar ambos tipos de varillas. Las condiciones de operación fueron las mismas para ambos tipos de varillas así como el tipo de bomba, de TP, y de TR, para cada caso.

## Pozo # 1

Resultados de la simulación:

Parámetros de la simulación	Resultados de la simulación	
	Varilla convencional (sucker rod) 1 pg, grado D, de cuello reducido	Varilla continua (coiled rod) 1pg, grado D
<b>Condiciones de operación</b>		
Velocidad de la bomba:	120 RPM	120 RPM
Eficiencia de la bomba:	85.0%	85.0%
Gasto:	10.2 m <sup>3</sup> /día	10.2 m <sup>3</sup> /día
Viscosidad:	15,000.0 cp	15,000.0 cp
Contenido de arena:	0.0%	0.0%
Densidad del fluido:	970 kg/m <sup>3</sup>	970 kg/m <sup>3</sup>
Presión en la cabeza de la tubería de producción:	15 lb/pg <sup>2</sup>	15 lb/pg <sup>2</sup>
Presión en la cabeza de la tubería de revestimiento:	15 lb/pg <sup>2</sup>	15 lb/pg <sup>2</sup>
Nivel del fluido (medido desde superficie):	490 Vm	490 Vm
<b>Resumen de las condiciones obtenidas de la simulación</b>		
Presión hidrostática:	685 lb/pg <sup>2</sup>	685 lb/pg <sup>2</sup>
Pérdidas de flujo:	1842 lb/pg <sup>2</sup>	598 lb/pg <sup>2</sup>
Presión en la descarga de la bomba:	2542 lb/pg <sup>2</sup>	1298 lb/pg <sup>2</sup>
Diferencial de presión generada por la bomba:	2513 lb/pg <sup>2</sup>	1269 lb/pg <sup>2</sup>
Presión en la entrada de la bomba:	29 lb/pg <sup>2</sup>	29 lb/pg <sup>2</sup>
Presión con que está operando la bomba, respecto a su capacidad máxima de levantamiento:	147.2 %Max	74.3 %Max
Carga sobre la varilla pulida:	8560.1 lb	6816.5 lb
Torque ejercido sobre la varilla pulida:	316.7 lb-pie	230.3 lb-pie
Potencia en la cabeza del pozo :	7.24 hp	5.27 hp
Potencia entregada por el motor primario:	N/A hp	N/A hp
Elongación de la sarta:	12.64 cm	10.64 cm
Rotación de la sarta:	9.28 vueltas	6.81 vueltas
Máxima carga sobre la sarta de varillas		
Localización:	0 mKB	3 mKB
Carga (% de rendimiento):	39.2%	25.8%
Máxima tasa de desgaste de la tubería		
Localización:	0 mKB	0 mKB
Tasa de desgaste:	0.0%	0.0%
Advertencias del simulador:	La bomba BCP se encuentra sobrepresionada (está operando al 147%).	No hay mensaje de advertencia
<b>Configuración del equipo</b>		
Fabricante de la bomba (modelo):	Highland/Corod (12-H-10)	
Tipo de tubería de producción:	73.0 mm x 9.67 kg/m (EUE)	
Tipo de tubería de revestimiento:	139.7 mm x 23.07 kg/m	

## Pozo # 2

Resultados de la simulación:

Parámetros de la simulación	Resultados de la simulación	
	Varilla convencional (sucker rod) 1 pg, grado D, de cuello reducido	Varilla continua (coiled rod) 1pg, grado D
<b>Condiciones de operación</b>		
Velocidad de la bomba:	150 RPM	150 RPM
Eficiencia de la bomba:	90.0%	90.0%
Gasto:	41.9 m <sup>3</sup> /día	41.9 m <sup>3</sup> /día
Viscosidad:	3,000.0 cp	3,000.0 cp
Contenido de arena:	0.0%	0.0%
Densidad del fluido:	980 kg/m <sup>3</sup>	980 kg/m <sup>3</sup>
Presión en la cabeza de la tubería de producción:	50 lb/pg <sup>2</sup>	50 lb/pg <sup>2</sup>
Presión en la cabeza de la tubería de revestimiento:	50 lb/pg <sup>2</sup>	50 lb/pg <sup>2</sup>
Nivel del fluido (medido desde superficie):	900 Vm	900 Vm
<b>Resumen de las condiciones obtenidas de la simulación</b>		
Presión hidrostática:	1380 lb/pg <sup>2</sup>	1380 lb/pg <sup>2</sup>
Pérdidas de flujo:	3017 lb/pg <sup>2</sup>	981 lb/pg <sup>2</sup>
Presión en la descarga de la bomba:	4448 lb/pg <sup>2</sup>	2411 lb/pg <sup>2</sup>
Diferencial de presión generada por la bomba:	4258 lb/pg <sup>2</sup>	2222 lb/pg <sup>2</sup>
Presión en la entrada de la bomba:	189 lb/pg <sup>2</sup>	189 lb/pg <sup>2</sup>
Presión con que está operando la bomba, respecto a su capacidad máxima de levantamiento:	166.3 %Max	86.7 %Max
Carga sobre la varilla pulida:	23335.6 lb	16817.1 lb
Torque ejercido sobre la varilla pulida:	884.3 lb-pie	521.5 lb-pie
Potencia en la cabeza del pozo :	25.27 hp	14.91 hp
Potencia entregada por el motor primario:	N/A hp	N/A hp
Elongación de la sarta:	75.69 cm	55.26 cm
Rotación de la sarta:	56.57 vueltas	33.62 vueltas
Máxima carga sobre la sarta de varillas		
Localización:	0 mKB	0 mKB
Carga (% de rendimiento):	109.1%	59.2%
Máxima tasa de desgaste de la tubería		
Localización:	0 mKB	0 mKB
Tasa de desgaste:	0.0%	0.0%
Advertencias del simulador:	Bomba BCP sobrepresionada. Esfuerzo en la sarta sobrepasa capacidad	Alta presión diferencial en la bomba (87% de su capacidad)
<b>Configuración del equipo</b>		
Fabricante de la bomba (modelo):	Highland/Corod (18-N-31)	
Tipo de tubería de producción:	73.0 mm x 9.67 kg/m (EUE)	
Tipo de tubería de revestimiento:	177.8 mm x 34.23 kg/m	

### Pozo # 3

Resultados de la simulación:

Parámetros de la simulación	Resultados de la simulación	
	Varilla convencional (sucker rod) 1 pg, grado D, de cuello reducido	Varilla continua (coiled rod) 1 pg, grado D
<b>Condiciones de operación</b>		
Velocidad de la bomba:	400 RPM	400 RPM
Eficiencia de la bomba:	90.0%	90.0%
Gasto:	396 m <sup>3</sup> /dia	396 m <sup>3</sup> /dia
Viscosidad:	3.0 cp	3.0 cp
Contenido de arena:	0.0%	0.0%
Densidad del fluido:	980 kg/m <sup>3</sup>	980 kg/m <sup>3</sup>
Presión en la cabeza de la tubería de producción:	50 lb/pg <sup>2</sup>	50 lb/pg <sup>2</sup>
Presión en la cabeza de la tubería de revestimiento:	50 lb/pg <sup>2</sup>	50 lb/pg <sup>2</sup>
Nivel del fluido (medido desde superficie):	600 Vm	600 Vm
<b>Resumen de las condiciones obtenidas de la simulación</b>		
Presión hidrostática:	1377 lb/pg <sup>2</sup>	1377 lb/pg <sup>2</sup>
Pérdidas de flujo:	277 lb/pg <sup>2</sup>	175 lb/pg <sup>2</sup>
Presión en la descarga de la bomba:	1704 lb/pg <sup>2</sup>	1602 lb/pg <sup>2</sup>
Diferencial de presión generada por la bomba:	1097 lb/pg <sup>2</sup>	995 lb/pg <sup>2</sup>
Presión en la entrada de la bomba:	608 lb/pg <sup>2</sup>	608 lb/pg <sup>2</sup>
Presión con que está operando la bomba, respecto a su capacidad máxima de levantamiento:	96.3% Max	87.4% Max
Carga sobre la varilla pulida:	13621.2 lb	12480.6 lb
Torque ejercido sobre la varilla pulida:	788.1 lb-pie	725.1 lb-pie
Potencia en la cabeza del pozo :	60.07 hp	55.26 hp
Potencia entregada por el motor primario:	N/A hp	N/A hp
Elongación de la sarta:	32.88 cm	34.2 cm
Rotación de la sarta:	51.24 vueltas	47.74 vueltas
Máxima carga sobre la sarta de varillas		
Localización:	-1 mKB	-1 mKB
Carga (% de rendimiento):	94.7%	74.8%
Máxima tasa de desgaste de la tubería		
Localización:	0 mKB	0 mKB
Tasa de desgaste:	0.0%	0.0%
Advertencias del simulador:	Alta presión diferencial en la bomba y alto esfuerzo en las varillas	Alta presión diferencial en la bomba y alto esfuerzo en la varilla
<b>Configuración del equipo</b>		
Fabricante de la bomba (modelo):	Highland/Corod (18-H-110)	
Tipo de tubería de producción:	73.0 mm x 9.67 kg/m (EUE)	
Tipo de tubería de revestimiento:	177.8 mm x 34.23 kg/m	

Como se puede apreciar, los resultados de los 3 pozos son similares. Analizando los resultados en el pozo #1 se puede observar que para el caso donde se consideró varilla convencional de 1 pulgada, grado D, con coples de diámetro pequeño, la presión diferencial en la bomba fue de 17,300 kpa (2,513 lb/pg<sup>2</sup>), con pérdidas totales de presión durante el flujo de 12,700 kpa (1,842 lb/pg<sup>2</sup>). La capacidad de levantamiento de la bomba (pump pressure loading) indica que la BCP está trabajando arriba de su capacidad máxima con 47.2%, el torque en la varilla pulida es de 316.7 lb-pie desarrollando una potencia de 7.24 hp en la cabeza del pozo.

En el mismo pozo, pero ahora con los datos obtenidos de la aplicación con la varilla continua (de una pulgada, grado D), arrojó una presión diferencial en la bomba de 8,800 kpa (1,269 lb/pg<sup>2</sup>), con pérdidas de presión totales en el flujo de 4,100 kpa (598 lb/pg<sup>2</sup>). La capacidad de levantamiento de la bomba indica que la bomba está trabajando al 74.3% de su capacidad máxima, el torque en la varilla pulida es de 230.3 lb-pie, desarrollando una potencia de 5.27 hp en la cabeza del pozo. Comparada con el caso anterior, se puede observar una gran diferencia en cuanto a la presión diferencial desarrollada por la bomba.

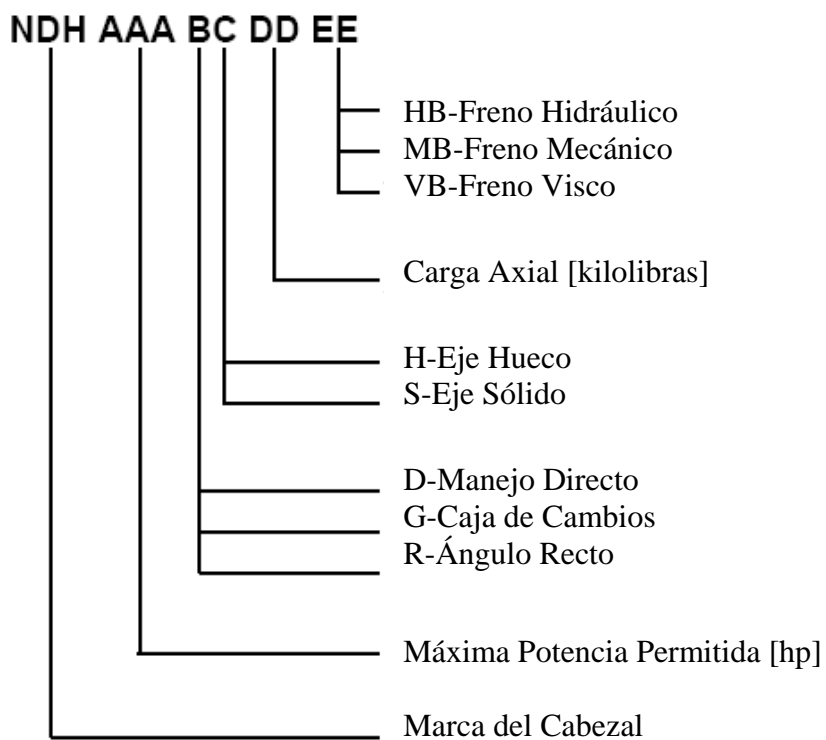
De acuerdo a los resultados de las pruebas, con la varilla convencional es más probable que suceda una falla prematura en la bomba o bien, que resulte más caro el levantamiento de los fluidos a la superficie. La potencia neta en la varilla pulida es 27% menor con la varilla continua en relación con varilla convencional.

De acuerdo a los datos de las diferentes pruebas, la varilla continua puede ayudar a reducir los costos de operación en los sistemas BCP. Debido a la ausencia de coples, es posible reducir de manera considerable las pérdidas totales por fricción en el flujo de los fluidos hacia la superficie, en pozos de aceite pesado y en pozos con alta producción de aceite. Conforme las pérdidas de presión se incrementen, la carga dinámica total en la bomba aumenta provocando fallas en la sarta de varillas y/o en la bomba; por tanto, disminuyendo las pérdidas de presión por fricción se reducen los costos de mantenimiento. También, cuando se reducen las pérdidas de presión por fricción, se reduce la potencia requerida por la bomba.

Los resultados de estas pruebas tienden a tener mayor credibilidad cuando son soportados con datos actualizados de campo, hay que tomar en cuenta que los datos provienen de un simulador para diseño de pozos con Sistema BCP y que los resultados arrojados necesitan ser comparados con datos reales.

## A-II Tablas para la selección de cabezales y poleas para variación de la velocidad

La nomenclatura que se utiliza en las tablas, para la selección del tipo de cabezal es la siguiente:





Modelo del cabezal	Velocidad del motor eléctrico	Diámetro de las poleas [mm]		Velocidad de la bomba [rpm]
		Motor	Cabezal	
<b>NDH 010DH5</b> <b>NDH 030DH9</b>	1170 rpm 6 polos 60 HZ	93	670	162
		107		187
		124		217
		140		244
		163		285
		185		323
		214		374
		270		441
	880 rpm 8 polos 60 HZ	107	670	141
		124		163
		140		184
		163		214
		185		243
		214		281
	1470 rpm 4 polos 50 HZ	85	670	186
		93		204
		107		235
		124		272
		140		307
		163		358
	970 rpm 6 polos 50 HZ	93	670	135
		107		155
		124		180
		140		203
		163		236
		185		268
		214		310
		240		347
<b>NDH 020DH20</b> Únicamente para motores 132 S/M o 160 M/L (representan el estándar, otras combinaciones son posibles para investigación)	1170 rpm 6 polos 60 HZ	117	670	206
		137		241
		158		278
		180		317
	880 rpm 8 polos 60 HZ	117	670	155
		137		181
		158		209
		180		238
	970 rpm 6 polos 50 HZ	117	670	171
		137		200
		158		231
		180		263
	740 rpm 8 polos 50 HZ	117	670	129
		137		151
		158		175
		180		199

**Tabla 1** Cabezales de rotación tipos 10DH5, 30DH9,20DH20. Selección de poleas y velocidad.

Modelo del cabezal	Velocidad del motor eléctrico	Diámetro de las poleas [mm]		Velocidad de la bomba [rpm]
		Motor	Cabezal	
<b>NDH060GH20</b> Relación de reducción de engranajes 1:5.16	1770 rpm 4 Polos 60 HZ	130	400	111
		140	400	120
		163	400	140
		185	400	159
		214	400	184
		130	214	208
		130	185	241
		130	163	274
		130	140	319
		140	130	369
	1170 rpm 6 Polos 60 HZ	140	400	80
		185	400	106
		214	400	122
		223	400	127
		140	223	144
		140	214	150
		140	185	173
		185	223	190
		185	214	198
		214	223	219
		223	214	238
		214	185	265
		223	185	276
		185	140	302
	1470 rpm 4 Polos 50 HZ	214	140	350
		223	140	364
		140	400	100
		163	400	116
		185	400	132
		223	400	159
		140	223	179
		163	223	208
		185	223	236
		223	240	265
	970 rpm 6 Polos 50 HZ	240	223	307
		223	185	343
		240	185	370
		185	400	88
		214	400	102
		240	400	114
		280	400	133
		223	280	151
		223	240	176
		223	214	198
223	185	229		
280	214	248		
400	280	271		
400	240	317		
400	214	355		

**Tabla 2** Cabezal de rotación tipo GH20. Selección de poleas y velocidad.

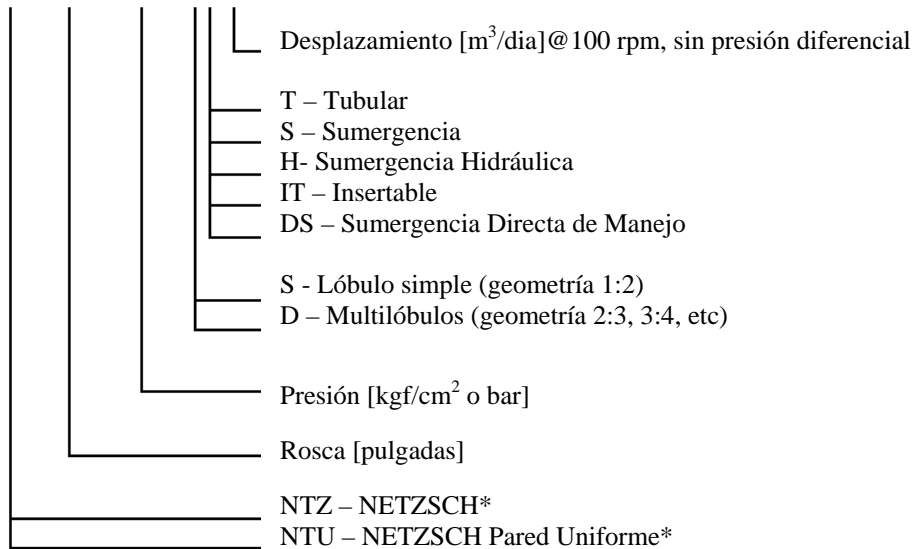
Modelo del cabezal	Velocidad del motor eléctrico	Diámetro de las poleas [mm]		Velocidad de la bomba [rpm]
		Motor	Cabezal	
<b>NDH030RH9</b> <b>NDH030RH20</b> Relación de reducción de engranajes 1:4.75	1770 rpm 4 Polos 60HZ	124	475	106
		140	475	119
		163	475	139
		185	475	158
		223	475	190
		124	223	225
		140	223	254
		163	223	296
		185	223	336
		140	163	347
	1170 rpm 6 Polos 60 HZ	185	560	88
		223	560	106
		240	560	115
		280	560	134
		163	280	156
		163	240	182
		185	240	206
		163	185	236
		223	240	248
		240	223	288
	1470 rpm 4 Polos 50 HZ	223	185	322
		240	185	347
		140	475	99
		163	475	115
		185	475	131
		223	475	158
		240	475	170
		140	240	196
		140	223	211
		163	223	246
	970 rpm 6 Polos 50 HZ	185	223	279
		223	240	312
		240	223	362
		185	475	86
		223	475	104
		240	475	112
		140	240	129
		163	240	151
		185	240	171
		185	223	184
		223	240	206
		240	223	239
223	185	267		
223	163	303		
223	140	353		

**Tabla 3** Cabezales de rotación tipos: RH9 Y RH20. Selección de poleas y velocidad.

**A-III** Tablas para la selección del modelo y capacidad de la bomba

A continuación se presentan algunos ejemplos de tablas para la selección del modelo y capacidad de las bombas BCP de acuerdo al fabricante. La nomenclatura que se utiliza es la que se presenta a continuación:

**AAA BBB\*CCC DD E**



\* Características de la bomba de acuerdo a cada fabricante

Bomba BCP de lóbulo simple (geometría 1:2)					
Modelo estándar de bomba	Modelo de bomba -Tipo pared regular	Diámetro externo del estator. Tamaños nominales	Máxima presión diferencial	Desplazamiento nominal de la bomba	Máxima velocidad
		[pg]	[kg/cm <sup>2</sup> ]-[PSI]	[m <sup>3</sup> /d]-[bbl/d] a 100 rpm	[rpm]
ST0.2		1.66"	240-3413	0.2-1.3	3000
ST0.8			240-3413	0.8-5	
ST1.1			240-3413	1.1-7	
ST1.6		2 3/8"	240-3413	1.6-10	1400
ST3.2			240-3413	3.2-20	
ST4.0			240-3413	4.0-25	
ST6.2			240-3413	6.2-39	
ST4.0		2 7/8"	240-3413	4.0-25	1000
ST7.0			240-3413	7.0-44	
ST10			240-3413	10-63	
	ST10		150-2134	10-63	
ST14			240-3413	14-88	
ST16.4		3 1/2"	240-3413	16.4-103	650
ST25			240-3413	25-157	
ST33		4"	240-3413	33-208	600
ST62			150-2134	62-390	
ST78			150-2134	78-491	
	ST98	5"	150-2134	98-617	350
ST145		5 1/2"	150-2134	145-912	

**Tabla 4** para la selección del modelo y capacidad de la bomba de lóbulo simple

<b>Bomba BCP multilóbulos (geometría 2:3)</b>					
Modelo estándar de bomba	Modelo de bomba -Tipo pared regular	Diámetro externo del estator. Tamaños nominales	Máxima presión diferencial	Desplazamiento nominal de la bomba	Máxima velocidad
		[pg]	[kg/cm <sup>2</sup> ]-[PSI]	[m <sup>3</sup> /d]-[bbl/d] a 100 rpm	[rpm]
DT4.6		1.66"	240-3413	4.6-29	1400
DT14		2 3/8"	240-3413	14-88	700
DT16		2 7/8"	240-3413	16-101	500
DT20			240-3413	20-126	
DT25			240-3413	25-157	
DT32			240-3413	32-201	
DT33			3 1/2"	300-4287	
DT40		200-2845		40-252	
	DT40	150-2134		40-252	
DT50		240-3413		50-314	350
DT66		240-3413	66-415		
DT83		200-2845	88-532		
	DT83	200-2845	83-522		
DT110		150-2134	110-692		
DT142		120-1707	142-893		
DT74		4 1/2"	240-3413	74-465	
DT150			150-2134	150-943	215
DT138		5"	200-2845	138-868	
DT170			180-2580	170-1069	
DT226			120-1707	226-1421	

**Tabla 5** para la selección del modelo y capacidad de la bomba multilóbulos

#### A-IV Curvas para calcular las pérdidas de presión por fricción

Las pérdidas de presión por fricción, de acuerdo al gasto deseado en la superficie, se pueden obtener de la siguiente manera:

- 1.- Entrar con un gasto en el eje de las abscisas y subir verticalmente hasta cruzar la curva con el tamaño del diámetro de la varilla seleccionada;
- 2.- Trazar una línea horizontal, a partir de la intersección, para encontrar el factor de fricción, el cual está dado en unidades de presión [kg/cm<sup>2</sup>], profundidad del equipo [m], y viscosidad del fluido [cP]: [(kg/cm<sup>2</sup> /m/cP)];
- 3.- Para encontrar las pérdidas totales por fricción, multiplicar el factor de fricción, obtenido en el paso 2, por la profundidad de la bomba [m] y por la viscosidad del fluido [cP]. Las pérdidas de presión calculadas están dadas en [kg/cm<sup>2</sup>].

Las presentes tablas están hechas para diferentes diámetros de tubería de producción (2 3/8", 2 7/8", 3 1/2", 4", 4 1/2") y para diferentes diámetros de varilla de succión de tipo convencional (sucker rods), como por ejemplo (5/8", 3/4", 7/8", 1", etc).

**Ejemplo :** Estimar las pérdidas de presión por fricción en un sistema de bombeo por cavidades progresivas. Se tiene una tubería de producción de 3 1/2" y se está operando con una sarta de varillas de 1 1/8". Las condiciones de operación son las siguientes:

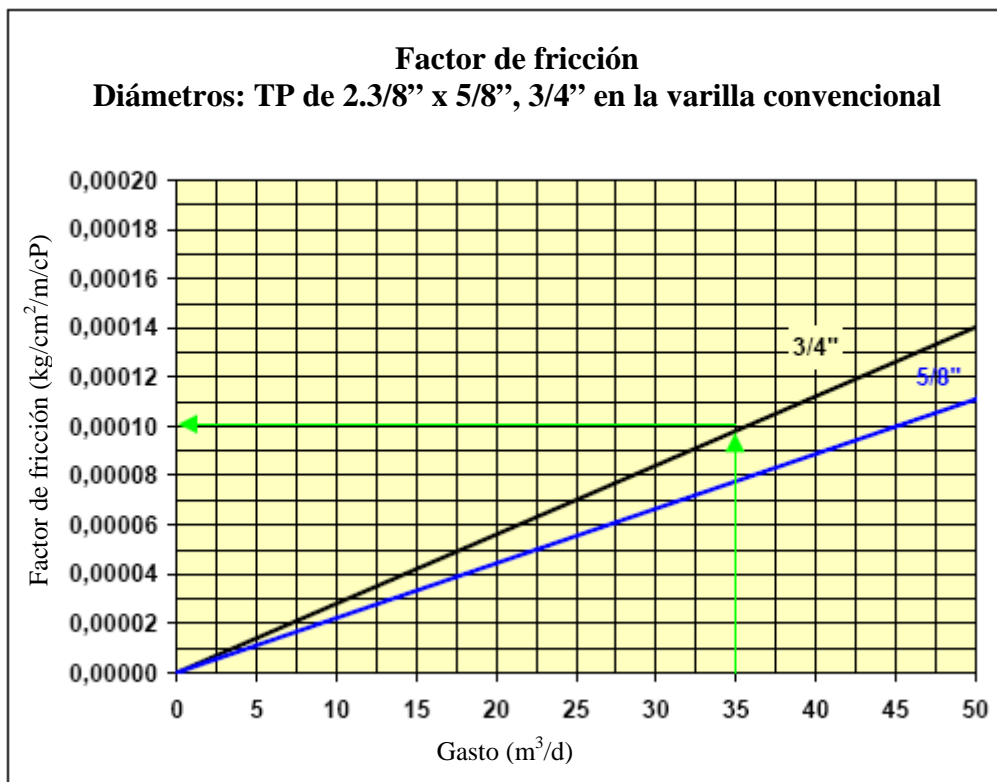
Profundidad de la bomba: 1000[m]  
 Gasto: 90[m<sup>3</sup>/D]  
 Viscosidad del fluido: 210[cp]

Solución:

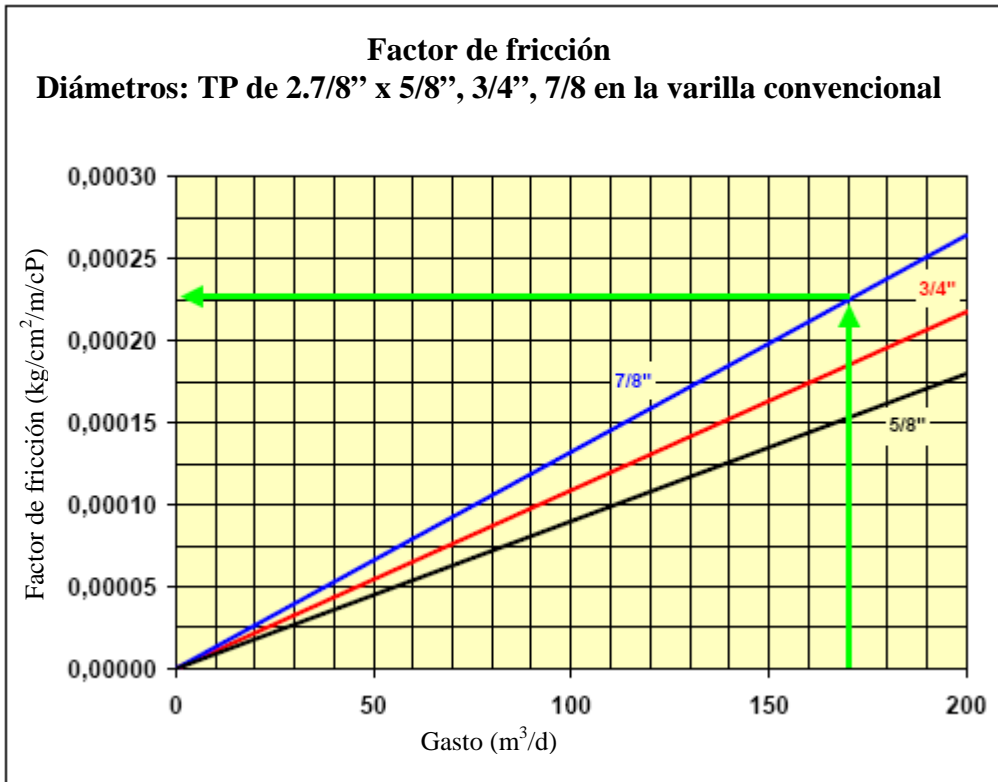
De la **gráfica 3**, para 90 m<sup>3</sup>/D, el factor de fricción es igual a 0.000050 [(kg/cm<sup>2</sup> /m/cP)]. Entonces, las pérdidas totales de presión por fricción son:

$$P_{\text{fricción}} = 0.000050 \text{ [(kg/cm}^2 \text{ /m/cP)]} \times 1000\text{[m]} \times 210 \text{ [cP]}$$

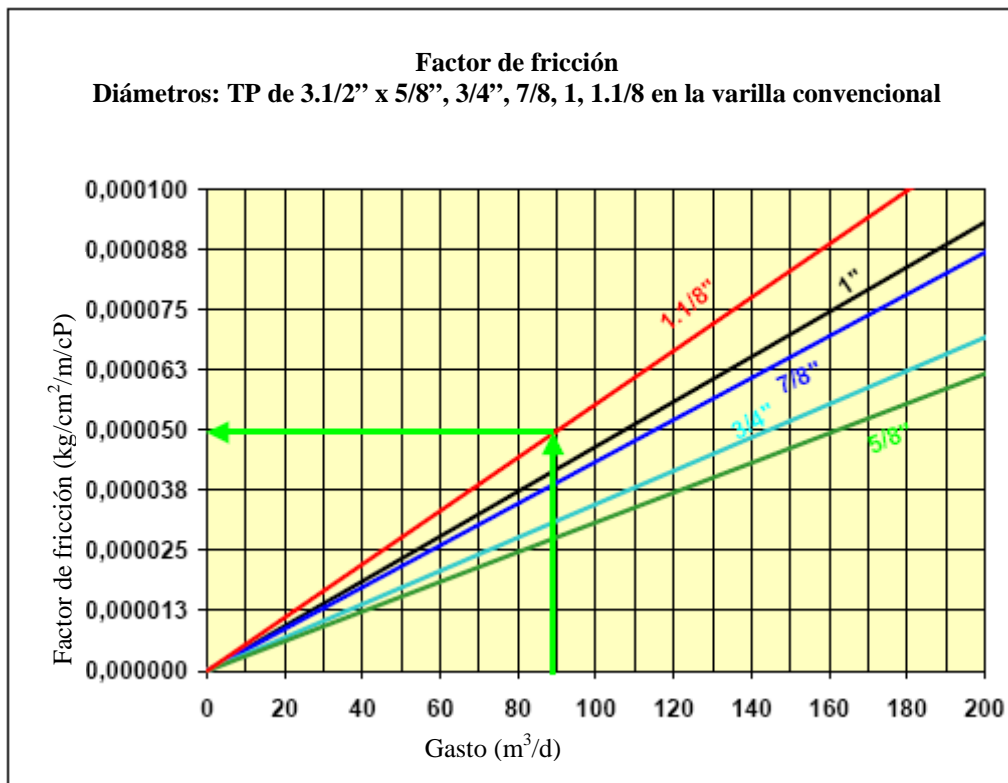
$$P_{\text{fricción}} = 10 \text{ [kg/cm}^2 \text{]}$$



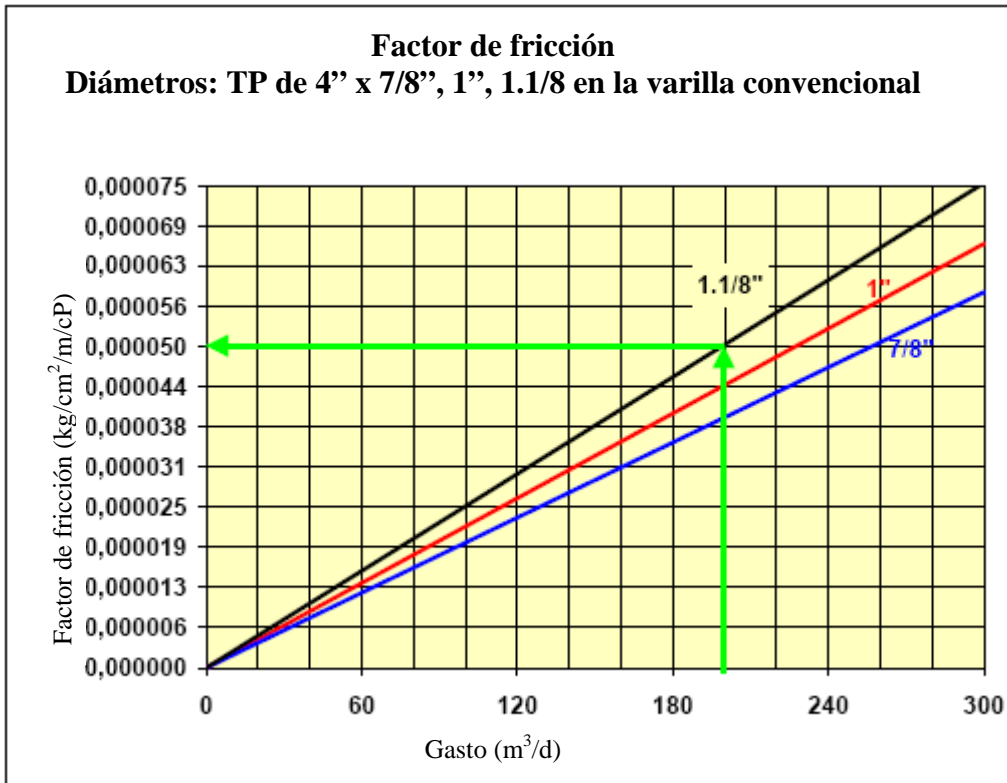
**Gráfica 1** Curvas para obtener el factor de fricción.



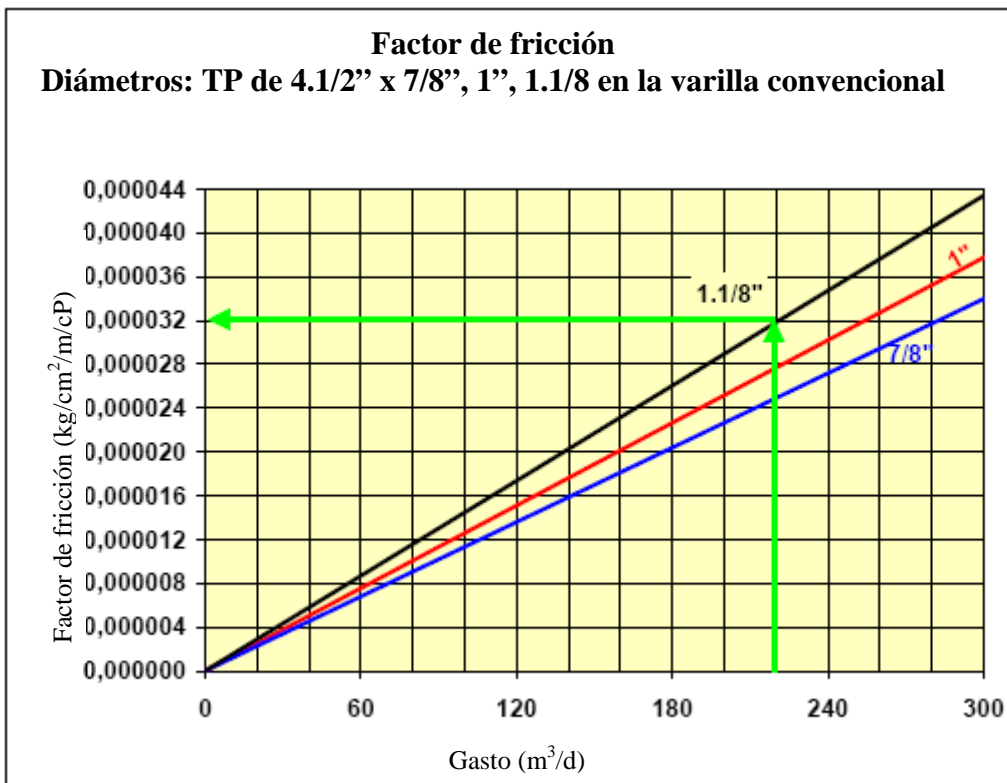
**Gráfica 2** Curvas para obtener el factor de fricción.



**Gráfica 3** Curvas para obtener el factor de fricción.



**Gráfica 4** Curvas para obtener el factor de fricción.



**Gráfica 5** Curvas para obtener el factor de fricción.



## A-V Ejemplos de aplicación

### Ejemplo 1

De acuerdo a los datos que se mencionan a continuación, calcular las pérdidas de presión por fricción, tanto para la varilla continua como para la varilla convencional además de su impacto en los requerimientos de potencia de la bomba.

Pozo AH1N2

Profundidad de colocación de la bomba: 700m

Distancia entre coples: 7.6m

Gasto: 70B/D

Diámetro del cuerpo de la varilla: 25.4mm

Diámetro interno de la TP: 76mm

Diámetro externo del cople: 50.8mm

Longitud del cople: 101.6mm

Diámetro externo de la varilla continua: 25.4mm

Viscosidad del fluido: 10,000cp

Densidad relativa del aceite: 800kg/m<sup>3</sup>

Capacidad de desplazamiento de la bomba: 0.183m<sup>3</sup>/dia/rpm

Torque por fricción en la bomba: 100N·m

Velocidad de rotación: 150rpm

Resolución:

Calculamos el número de coples y posteriormente con las longitudes equivalentes (pag. 86) calculamos las pérdidas de presión en la longitud equivalente de los coples y de las varillas.

Para el número de coples:

$$\frac{700}{7.6} \cong 92 \text{ varillas con 92 coples en la zona de flujo, a lo largo de la TP.}$$

Como cada cople mide 0.1016m, la longitud equivalente de los coples es:

$$\mathbf{Leq(cople) = 0.1016m \times 92 = 9.347m}$$

y la longitud equivalente de las varillas es:

$$\mathbf{Leq (varillas) = 700m - 9.347m = 690.652m}$$

Para calcular el régimen de flujo utilizamos la siguiente ecuación:

$$Nre(anular) = \frac{C \cdot Q \cdot \rho}{\mu \cdot (Dt + Dv)} \text{ donde C es una constante; } C=14.74$$

$$Nre(anular) = \frac{14.74(11.13m^3 / dia \cdot 800Kg / m^3)}{10000cp \cdot (76mm + 25.4mm)} = 0.1294$$

Como:  $Nre < 2100$ ; Flujo laminar  
 $Nre > 2100$ ; Flujo turbulento

Por lo tanto se tiene un régimen de flujo laminar<sup>14</sup>.

Para las pérdidas de carga por fricción en las longitudes equivalentes de los coples y de las varillas, de la ecuación 4.14, para pérdidas de carga por fricción en flujo laminar:

$$P_{fricción (la min ar)} = \frac{C_1 \cdot Q \cdot L \cdot \mu}{(D_t - D_v)^2 \cdot (D_t^2 - D_v^2)} \dots\dots(4.14)$$

Donde  $C_1=471.6$

Sustituyendo valores se tiene:

$$P_{fricción (cople)} = \frac{471.6 \times 11.13 m^3 / dia \times 9.347 m \times 10000 cp}{(76 mm - 50.8 mm)^2 \times ((76 mm)^2 - (50.8 mm)^2)} = 241 kPa$$

$$P_{fricción (var illa)} = \frac{471.6 \times 11.13 m^3 / dia \times 690.652 m \times 10000 cp}{(76 mm - 25.4 mm)^2 \times ((76 mm)^2 - (25.4 mm)^2)} = 2759 kPa$$

Entonces la  $P_{fricción}$  Total en la sarta de varilla convencional es:

$$P_{fricción total} = P_{fricción(cople)} + P_{fricción(varilla)} = 3001 kPa$$

Ahora calculamos las pérdidas de presión por fricción en la varilla continua utilizando la misma ecuación (Ec.4.14):

$$P_{fricción (var illa cont.)} = \frac{471.6 \times 11.13 m^3 / dia \times 700 m \times 10000 cp}{(76 mm - 25.4 mm)^2 \times ((76 mm)^2 - (25.4 mm)^2)} = 2797 kPa$$

Como se puede observar, las pérdidas de presión debidas a la fricción, son mayores en la varilla convencional que en la varilla continua, esto repercute directamente en los requisitos de potencia del motor en la superficie, y a su vez, en los costos de producción del sistema.

Para calcular la potencia total requerida por la bomba en ambos tipos de varillas, necesitamos calcular las caídas de presión totales a lo largo de la tubería para cada tipo de varilla, es decir:

$$\Delta P_{total} = \Delta P_f + \Delta P_e$$

$$\Delta P_e = g \cdot \Delta h \cdot \rho_L = (700m)(800kg/m^3)(9.81m/s^2) = 5493 kPa$$

Como la presión debida a la elevación es la misma para ambos tipos de varilla y las pérdidas debidas a la fricción ya se calcularon anteriormente, las pérdidas totales para cada tipo de varilla se obtienen como sigue:

$$\Delta P_{\text{total}}(\text{v. convencional}) = 3001\text{kPa} + 5493\text{kPa} = 8495\text{kPa}$$

$$\Delta P_{\text{total}}(\text{v. continua}) = 2797\text{kPa} + 5493\text{kPa} = 8290\text{kPa}$$

A continuación se calcula el torque hidráulico<sup>14</sup> y el torque total; es decir:

$$T_{\text{hidráulico}} = C \cdot V \cdot \Delta P_T \quad \text{donde } C = 0.111 ;$$

$$\text{Torque total} = \text{Torque hidráulico} + \text{Torque por fricción}$$

Entonces:

$$T_{\text{hidráulico}}(\text{v. convencional}) = (0.111)(0.183\text{m}^3/\text{dia}/\text{rpm})(8495\text{kPa}) = 172 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$T_{\text{Total}}(\text{v. convencional}) = 272 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$T_{\text{hidráulico}}(\text{v. continua}) = (0.111)(0.183\text{m}^3/\text{dia}/\text{rpm})(8290\text{kPa}) = 168 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$T_{\text{Total}}(\text{v. continua}) = 268 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Por último para calcular la potencia requerida por el motor utilizamos la ecuación 2.1 suponiendo una eficiencia de transmisión del 100%. Entonces:

$$P_{\text{sist}} = \frac{C \cdot T \cdot N}{\varepsilon} \dots(2.1)$$

Potencia requerida por el sistema utilizando varilla convencional:

$$P = (1.047 \times 10^{-4})(272 \text{ N}\cdot\text{m})(150 \text{ rpm}) = 4.271 \text{ kW}$$

Potencia requerida por el sistema utilizando varilla continua:

$$P = (1.047 \times 10^{-4})(268 \text{ N}\cdot\text{m})(150 \text{ rpm}) = 4.20 \text{ kW}$$

De acuerdo a los resultados anteriores, para este ejemplo, se tiene un mayor ahorro de energía con la varilla continua que con la varilla convencional. Esta diferencia en las potencias se incrementa con la presencia de centralizadores.

## Ejemplo 2

Comparar las magnitudes de las fuerzas de contacto de las varillas, convencional y continua, en un pozo cuyos datos se mencionan a continuación.

Pozo AH1N1

Tensión en la sarta de varillas:	13,344N
Espaciamiento entre los coples:	7.6m
Curvatura del pozo:	7°/30m
Peso unitario de la varilla convencional:	4.0 kg/m
Peso unitario de la varilla continua:	4.0 kg/m
Ángulo de desviación del pozo:	25°
Longitud del cople:	10cm

Calcular la relación de cargas entre la varilla continua y la varilla convencional.

### Para la carga de contacto concentrada en los coples o centralizadores:

$$F_{\text{cont}}(\text{std}) = F_{\text{grav}} + F_{\text{curv}} \dots (4.11)$$

$$F_{\text{grav}} = C \cdot W_r \cdot L_{\text{cs}} \cdot \sin \theta \dots (4.12)$$

$$F_{\text{curv}} = F_{\text{sarta}} \cdot L_{\text{cs}} \cdot C_{\text{pozo}} \dots (4.13)$$

$$F_{\text{grav}} = 9.81 \cdot 4 \cdot 7.6 \cdot \sin(25) = 39.47 \text{ N}$$

$$F_{\text{curv}} = 13344 \cdot 7.6 \cdot (7/30) \cdot (3.1416/180) = 413 \text{ N}$$

$$F_{\text{cont}}(\text{std}) = 39.47 + 413 = 452.4 \text{ N}$$

$$F_{\text{cont}}(\text{cople}) = F_{\text{cont}}(\text{std}) / \text{longitud del cople} = 452 / 0.1 = \mathbf{4524 \text{ N/m}} \dots (4.19)$$

### Para la carga de contacto distribuida en la varilla continua:

$$F_{\text{cont}} = F_{\text{grav}} + F_{\text{curv}} \dots (4.16)$$

$$F_{\text{grav}} = C \cdot W_r \cdot \sin \theta \dots (4.17)$$

$$F_{\text{curv}} = F_{\text{sarta}} \cdot C_{\text{pozo}} \dots (4.18)$$

$$F_{\text{grav}} = 9.81 \cdot 4 \cdot \sin(25) = 5.19 \text{ N/m}$$

$$F_{\text{curv}} = 13344 \cdot (7/30) \cdot (3.1416/180) = 54.34 \text{ N/m}$$

$$F_{\text{cont}}(\text{std}) = 5.19 + 54.34 = \mathbf{59.53 \text{ N/m}}$$

### Para la comparación de las fuerzas de contacto:

La relación:  $4524 / 59.53 = 76$  ; indica que las fuerzas de contacto en los coples son 76 veces mayores en relación con la varilla continua, para este ejemplo.

## REFERENCIAS

- 1.- J.D. Clegg, S.M. Bucaram, N.W. Hein Jr; Recommendations and Comparisons for Selecting Artificial-Lift Methods; SPE 24834; December 1993.
- 2.- Kenneth D. Oglesby; Fourteen Years of Progressing Cavity Pumps in a Southern Oklahoma Waterflood; SPE 80919; March 2003.
- 3.- Desheng Zhou, Hong Yuan; Design of Progressive Cavity Pump Wells; SPE 113324; April 2008.
- 4.- K.J. Saveth, S.T. Klein; The Progressing Cavity Pump: Principle and Capabilities; SPE 18873; March 1989.
- 5.- D.W. Wright, R.L. Adair; Progressive Cavity Pumps Deliver Highest Mechanical Efficiency/Lowest Operating Cost in Mature Permian Basin Waterflood; SPE 25417; March 2003.
- 6.- R.A.R. Mills, R. Gaynard; New Applications for Wellbore Progressing Cavity Pumps; SPE 35541; March de 1996.
- 7.- L.J. Dunn, C.M. Matthews, T.A. Zahacy; Progressing Cavity Pumping System Applications in Heavy Oil Production; SPE 30271; June 1995.
- 8.- Elio Antonio Uzcategui, Hebert Ramón Vázquez; An Improved Method for Heavy Oil Fields Production and Cost Optimization; SPE 21127; October 1990.
- 9.- S.G. Noonan; The Progressing Cavity Pump Operating Envelope: You Cannot Expand What You Don't Understand; SPE 117521; October 2008.
- 10.- F.J.S. Alhanati, P. Skoczylas; PCP Axial Load: Theory and Lab Results. SPE 90103; September 2004.
- 11.- D.N. Zurita, F.J. Abella, S. Luongo, J.C. Maino... Use of Coiled-Tubing on Production Wells Located in the San Jorge Basin; SPE 69409; March 2001.
- 12.- H. Ariza, C. Rojas, V. Rivera, F. Torres; Decreasing Well Downtime in Guando Oil Field by Using Continuous Sucker Rod; SPE 102744; September 2006.
- 13.- D.J. Wiltse, B.A. Weir; Eliminating Sucker Rod Couplings Can Reduce Progressing Cavity Pump Operating Costs; SPE 30275; June 1995.
- 14.- Fernández Arellano Alejandro; Sistema de Bombeo por Cavidades Progresivas: Diseño, Operación y Optimización de su Funcionamiento. Tesis; Facultad de Ingeniería; UNAM; 2005.
- 15.- Cholet H; Las Bombas a Cavidades Progresivas; Editions Technip, Paris; 1997.

- 16.- Díaz Z. H; Bombeo Electrocentrífugo Sumergido; Colegio de Ingenieros Petroleros de México A.C; Enero del 2003.
- 17.- Viejo Z.M; Bombas: teoría, diseño y aplicaciones; segunda edición; Ed. Limusa; Junio de 1975.
- 18.- Kenneth J. McNaughton y el cuerpo de redactores de Chemical Engineering; Bombas: selección uso y mantenimiento; Primera Edición; Ed. Mc Graw-Hill/Interamericana de México, S.A de C.V; Octubre de 1989.
- 19.- PC Pump System Manual; NETZSCH; revisión junio de 2003.
- 20.- Marcelo Hirschfeldt, Manual de Bombeo de Cavidades Progresivas, OilProduction.net Versión 2008, V1.
- 21.- Alberta Oil Tool, Sucker Rod & Drive Rod, Folleto 2008.
- 22.- Weatherford, Continuous Sucker Rod (corod), Folleto 2008.
- 23.- <http://es.wikipedia.org/wiki/Arquimedes>
- 24.- <http://www.oilproduction.net/00pcp-como%20funciona.htm>
- 25.- <http://www.tenaris.com>
- 26.- Villegas J. M. Isabel, Apuntes de Sistemas Artificiales de Producción, semestre 2007-2