

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL EFECTO DE LA INTERFERENCIA SOBRE EL COMPORTAMIENTO DE UNA BOMBA DE CAVIDAD PROGRESIVA DE ESTATOR RÍGIDO.

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de
Venezuela para optar al Título
de Ingeniero de Petróleo
Por el Br. Sánchez M. Carlos A.

Caracas, Junio 2002

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL EFECTO DE LA INTERFERENCIA SOBRE EL COMPORTAMIENTO DE UNA BOMBA DE CAVIDAD PROGRESIVA DE ESTATOR RÍGIDO.

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Edgar Parra Perozo

TUTOR INDUSTRIAL: Msc. José Gamboa

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de
Venezuela para optar al Título
de Ingeniero de Petróleo
Por el Br. Sánchez M. Carlos A.

Caracas, Junio 2002

Agradecimientos

Quiero agradecer a todas aquellas personas que intervinieron en la realización de esta tesis de grado la cual lleva por título: Estudio experimental del efecto de la interferencia sobre el comportamiento de una bomba de cavidad progresiva de estator rígido, dentro de ese grupo de personas debo hacer una mención especial a: José Gamboa, Aurelio Olivet, Pedro González, Edgar Parra cuyos conocimientos, apoyo y colaboración influyeron de manera directa en el feliz término de esta investigación.

A mis padres y hermanos por su apoyo durante toda mi carrera, este logro es tan mío como de ustedes, a Mamagrande, a quien le dedico este esfuerzo, a mis panas Miguel, Alejandro, César, Andrés y Javier, a mis compañeros universitarios, todos con los que compartía en la “Parroquia”, especialmente a Orangel, Fran y el Gordo y por supuesto a Lisely, por su amor, comprensión y paciencia durante estos últimos años, un besote!

Sánchez M. Carlos A.

ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL EFECTO DE LA INTERFERENCIA SOBRE EL COMPORTAMIENTO DE UNA BOMBA DE CAVIDAD PROGRESIVA DE ESTATOR RÍGIDO.

Tutor Académico: Prof. Edgar Parra Perozo. Tutor Industrial: Msc. José Gamboa
Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería de Petróleo. Año 2002, 184 p.

Palabras Claves: Bomba de Cavidad Progresiva, Interferencia, Ecurrimiento, Estator, Rotor.

Resumen: El siguiente trabajo tiene como objetivo estudiar experimentalmente efecto de la interferencia sobre el comportamiento de una bomba de cavidad progresiva de estator rígido. Este trabajo es basado en ensayos experimentales, donde se realizaran cambios de rotor y cambios de fluidos de estudio, para una mejor comprensión de los mecanismos de operación de esta bomba. También se integrarán los resultados de estas pruebas a un simulador de bombeo de cavidad progresiva BCPI, mediante el cual se establecen comparaciones con resultados de simulación obtenidos con bombas de cavidad progresiva convencionales.

Los resultados de estas pruebas muestran que el efecto de la interferencia gracias al cambio de rotor, genera una alteración en el escurrimiento de la bomba, para un fluido en específico, generando también alteraciones en la eficiencia volumétrica. El cambio de fluido de trabajo, genera un cambio de viscosidad, que influye también, pero esta vez en menor escala, en los factores antes mencionados. La simulación realizada muestra que para crudos pesados, existe una gran ventaja para el uso de la bomba de cavidad progresiva de estator rígido, en comparación con la BCP convencional.

Este trabajo constituye una fuente importante de información para entender el desempeño de la BCP de estator rígido y abre el camino para la construcción de modelos, que permitan diseñar y/o seleccionar BCP de estator rígido en operaciones de campo. Para estudios posteriores se recomienda extender los experimentos otros modelos de BCP de estator rígido.

Índice General

Agradecimientos	iii
Resumen	iv
Índice de figuras	iiiv
Índice de gráficas	ix
Índice de tablas	x
Nomenclatura	xi
Introducción	1
I.- Marco Teórico	4
1.1.- Generalidades	4
1.2.- Terminología	8
1.3.- Geometría	11
1.4.- Desplazamiento	16
1.5.- Operación	17
1.6.- Bomba de Cavidad Progresiva sin interferencia	20
1.6.1.- Desplazamiento	21
1.6.2.- Escurrimiento	23
1.7.- Revisión Bibliográfica	24
1.7.1.- Vetter y Wirth (1995)	24
1.7.2.-Gamboa (2000)	25
1.7.3 Vetter y Wincek (1993)	27
1.7.4 Vetter (2000)	28
1.7.5.- Olivet (2001)	29
II.- Circuito de Pruebas y Metodología	31
2.1.-Especificaciones y Modificaciones en la BCP de estator Rígido	33
2.2. -Circuito de Pruebas	35
2.3.-Metodología	39
2.3.1. Pruebas de Escurrimiento	39
2.3.2.Pruebas de Comportamiento Volumétrico Monofásicas	40

III.-Resultados	42
3.1.- Pruebas de Esgurrimiento Estático	42
3.2.- Pruebas de comportamiento volumétrico	43
3.3.- Pruebas con aceite de 134cp y rotor 1	43
3.4.- Pruebas con aceite de 134cp y rotor 2	46
3.5.- Pruebas con aceite de 75cp y rotor 1	47
3.6.- Pruebas con aceite de 75cp y rotor 2	48
VI.- Análisis de Resultados	49
4.1.- Pruebas de Esgurrimiento Estático	50
4.1.1.- Cambio de fluido de trabajo	50
4.1.2.- Cambio de rotor de trabajo	52
4.2.- Pruebas de Esgurrimiento dinámico y comportamiento volumétrico	54
4.3.- Eficiencia Volumétrica	57
4.4.- Potencia Hidráulica	59
4.5.- Coeficiente de resistencia y factor de fricción	60
V.- Selección simulación de BCP Metal-Metal	60
5.1.- Selección	67
5.2.- Simulación de BCP Metal-Metal	71
VI.- Conclusiones y Recomendaciones	100
6.1.- Conclusiones	100
6.2.- Recomendaciones	102
Bibliografía	104
Apéndice	

Índice de Figuras

Fig. 1. Bomba de cavidades progresivas	1
Fig. 1.1. Definición de una bomba de cavidades progresivas	4
Fig. 1.2 Consumo de potencia en una BCP	10
Fig. 1.3. Definición de una hipocicloide	13
Fig. 1.4 Construcción de elementos lobulares	13
Fig. 1.5. Sección transversal de la bomba. Relación entre el número de lóbulos	14
Fig. 1.6 Definición de una hélice circular	14
Fig. 1.7. Elementos lobulares según la segunda condición geométrica	15
Fig. 1.8. Representación de una BCP relación 2:1	16
Fig.1.9. Cálculo del área libre de la bomba a partir de una sección transversal	16
Fig. 1.10. Movimiento relativo del rotor con respecto al estator	18
Fig. 1.11. Definición de la línea de sello en una BCP	18
Fig. 1.12. Ciclos de operación de una BCP	19
Fig. 1.13. Configuraciones de BCP: (a) definición de cero interferencia, (b) interferencia negativa, (c) interferencia positiva.	21
Fig. 1.14. Área libre para una BCP sin interferencia	22
Fig. 1.15. Tipo de escurrimiento de una BCP. (a) escurrimiento transversal, (b) escurrimiento longitudinal.	23
Fig. 1.16 Curvas de Q vs. n con interferencia negativa y positiva.	24
Fig. 1.17 Comparación entre el escurrimiento estático y el dinámico.	25
Fig. 1.18 Q vs. ΔP para: (a) 300 r.p.m. y (b) 400 r.p.m.	26
Fig. 1.19 Curvas de Q vs. ΔP con viscosidad de 133 cps en una BCP de estator rígido.	27
Fig. 1.20 Resultados del modelo propuesto de Vetter y Wincek para bombas de doble tornillo.	28

Fig. 2.1.1. -Vista frontal del estator	32
Fig. 2.1.2.- Componentes de la BCP de estator rígido	32
Fig. 2.1.3 Estator rígido de la bomba.	33
Fig. 2.1.4.- Vista de estator rígido de la BCP	33
Fig. 2.2.1.- Esquema del circuito de pruebas	36
Fig. 2.2.2.- Vista general del circuito de bombeo de estator rígido	38
Fig. 2.3.1.- Área transversal de las diferentes posiciones del rotor, bajo las cuales se realizaron las pruebas de escurrimiento estático	40
Fig. 2.3.2.1.- Esquema de pruebas de comportamiento volumétrico	41
Fig. 3.1.1 Posiciones del rotor en las pruebas de escurrimiento estático	42
Fig. 4.1.1 Representación de las tres posiciones del rotor en las pruebas de escurrimiento estático.	50

Índice de Gráficos

Gráfica 3.1 Escurrimiento estático 134 cps de rotor 1	44
Gráfica 3.2 Curva Característica Q vs. Dp 134 cps rotor 1	45
Gráfica 3.3 Escurrimiento estático 134 cps rotor 2	46
Gráfica 4.1 Escurrimiento estático rotor 1 Viscosidades 134 cp y 75 cp	47
Gráfica 4.2 Escurrimiento estático 134 cps rotores 1 y 2	51
Gráfica 4.3 Curva Característica Q vs. Dp 134 cps rotor 2	53
Gráfica 4.4 Escurrimiento fluido 134 cps rotor 1	54
Gráfica 4.5 Curva Característica Q vs. Dp 134 cps rotores 1 y 2	55
Gráfica 4.6 Curva Característica Q vs. Dp rotor 1 134 cps y 75cps	56
Gráfica 4.7 Eficiencia volumétrica 75cps rotor 2	57
Potencia hidráulica rotor 2 75cps	58
Potencia hidráulica rotor 2 75cps	59
Gráfica 4.10 Coeficiente de resistencia	60
Gráfica .4.11.- Factor de fricción de la bomba	63
Gráfica 5.1.- Curva IPR pozo Well-1	65
Gráfica 5.2.- Pozo Well-1 desplazamiento	72
Gráfica 5.3.- Factor de uso real, pozo Well-1	83
Gráfica 5.4.- Potencia en el eje, pozo Well-1	85
Gráfica 5.5.- Factor de seguridad en la sarta de cabillas	87
Gráfica 5.6.- Curva IPR del pozo Well-2	89
Gráfica 5.7.- Desplazamiento, pozo Well-2.	90

Gráfica 5.8.- Factor de uso real, pozo WELL-2.	91
Gráfica 5.9.- Potencia en el eje de la bomba, Pozo Well-2.	92
Gráfica 5.10.- Factor de seguridad de las cabillas, pozo Well-2.	93
Gráfica 5.11.- Curva IRP pozo Well-3	95
Gráfica 5.12.- Desplazamiento pozo Well-3	96
Gráfica 5.13.- Factor de uso real pozo Well-3	97
Gráfica 5.14.- Potencia necesaria en el eje, pozo Well-3	98
Gráfica 5.15.- Factor de seguridad de las cabillas, pozo Well-3	99

Índice de Tablas

Tabla 2.1.1 Dimensiones de la BCP de estator rígido	31
Tabla 2.1.2 Especificaciones de lubricantes utilizados	34

Nomenclatura

A	Área de la sección transversal de la bomba.
A_1, A_2, A_n	Área transversal de la cavidad.
BCP	Bombas de cavidades progresivas.
Q	Caudal real ó capacidad.
Q_t	Caudal teórico.
κ	Coefficiente de Resistencia.
x, y, z	Coordenadas cartesianas.
x_0, y_0	Coordenadas de origen.
ρ	Densidad del liquido.
D	Desplazamiento por revolución.
d_{st}	Diámetro del estator.
d_r	Diámetro del rotor
D_h	Diámetro hidráulico.
$d_{mayor,st}$	Diámetro mayor del estator.
$d_{menor,st}$	Diámetro menor del estator.
Δp_{max}	Diferencia de presión máxima nominal.
$\Delta p :$	Diferencia de presión.
$\eta_v :$	Eficiencia Volumétrica.
S	Escurrimiento.
e	Excentricidad
g	Gravedad.
w	Interferencia.
$n_{lobulos,st}$	Número de lóbulos del estator
Re	Número de Reynolds.
$\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6$	Números adimensionales.
$Paso_{st}$	Paso del estator.
P_H	Potencia Hidráulica.
P_m	Potencia mecánica.
P_{TOTAL}	Potencia total.
$p_{desc} :$	Presión de descarga.
$p_{succion} :$	Presión de succión.
p	Presión.
r_{helice}	Radio de la hélice.
r_{st}	Radio del estator.

r_r	Radio del rotor.
t	Tiempo.
VCF	Variador de frecuencia.
n	Velocidad de giro del rotor (r.p.m).
μ	Viscosidad del líquido.

Introducción

En los últimos años se ha difundido el uso de las BCP como sistema de transferencia de fluidos en diversos tipos de industrias. En la industria petrolera las BCP son utilizadas como método de levantamiento artificial, habiéndose encontrado que tienen ventajas sobre otros métodos en el manejo de crudos pesados. Hasta la fecha son pocos los estudios, que a partir de la aplicación de una metodología científica, expliquen el funcionamiento interno de las BCP e identifiquen su ventana de aplicación como método de levantamiento artificial.



Fig. 1. Bomba de cavidades progresivas.

Actualmente, la producción venezolana es de 72% de crudos livianos y medianos y 28% de crudos pesados y extra-pesados. A mediano plazo será inevitable que estos porcentajes tiendan a invertirse, porque del total de reservas de crudo del país, sólo el 29% son crudos livianos y medianos, mientras que el 71% restante son crudos pesados y extra-pesados, (Ercolino & Robles, 1992). Estas cifras representan una razón lo suficientemente poderosa para que los esfuerzos de investigación en la industria petrolera venezolana, estén dirigidos a desarrollar tecnologías que permitan producir crudos pesados en forma rentable.

El costo de los sistemas de levantamiento artificial representa un punto de especial atención. En la mayoría de sus aplicaciones, los costos asociados con la instalación y mantenimiento de los sistemas de levantamiento con BCP, son menores a los costos de los sistemas de bombeo por balancines y bombas electrosumergibles. Además los sistemas de levantamiento con BCP han demostrado tener ventajas operacionales en la extracción de crudo pesado, (Vetter & Wirth, 1995).

La interferencia (w) en una BCP se define como la diferencia entre el diámetro del rotor y el diámetro del estator. Estas se pueden clasificar según el valor de la interferencia en: BCP de interferencia negativa o sin interferencia ($w < 0$), cuando el estator tiene un diámetro mayor que el rotor, BCP de interferencia igual a cero ($w = 0$), cuando los elementos tienen el mismo diámetro, estando en

contacto sin deformarse y BCP de interferencia positiva ($w>0$), cuando el estator tiene un diámetro menor que el rotor, con lo que el estator se deforma en las zonas de contacto.

En 1995 el Dr. G. Vetter en su estudio titulado “Caracterización del Comportamiento de las Bombas de Cavidades Progresivas” demostró que el contacto entre los elementos (interferencia) de una BCP no es un requisito obligatorio para su operación e incluso que la eficiencia global para este tipo de configuración es muy similar al caso de una bomba con interferencia. De este modo introdujo el concepto de ‘no interferencia’ dentro de la geometría de una BCP. En la actualidad el concepto de no contacto entre los elementos de la bomba ha tomado tal popularidad que diversos fabricantes presentan líneas comerciales de BCP sin interferencia para un sin fin de aplicaciones industriales.

Según el material con que se construye el estator, se pueden dividir en BCP de estator blando cuando tienen el estator de elastómero y BCP de estator rígido cuando tienen el estator construido con un material rígido, como por ejemplo: teflón, hierro fundido y acrílico. Si el estator es metálico suelen ser llamadas BCP metal-metal. La operación de una BCP con el estator metálico, sin que exista desgaste o sobrecalentamiento de la misma, es posible gracias a la holgura entre sus elementos, lugar donde se forma una película lubricante del fluido bombeado, que también sirve de sello dinámico entre las cavidades para disminuir el escurrimiento interno.

En este trabajo se presentarán 6 capítulos. En el primer capítulo se explican conceptos básicos que se utilizan a lo largo del trabajo, relacionados con la geometría y el funcionamiento de la BCP. Este capítulo también contiene la revisión bibliográfica, donde se hace referencia a las publicaciones e investigaciones que sirvieron como antecedentes a este trabajo. En el segundo capítulo se presentan las especificaciones de la BCP que se utilizó durante el estudio y la descripción de las modificaciones que se le hicieron para realizar las pruebas. También se describen el circuito de pruebas y los procedimientos. El tercer capítulo contiene los resultados de las pruebas experimentales. En el cuarto capítulo está la discusión y análisis de los resultados, el quinto capítulo contiene el modelo generado e integrado al programa de diseño realizado por el personal de PDVSA INTEVEP, además de los resultados de su aplicación en pozos ejemplos. Finalmente, el sexto capítulo contiene las conclusiones de esta investigación y las recomendaciones para estudios posteriores.

I.- Marco Teórico

1.1.- Generalidades

Bomba de Cavidad Progresiva:

Una bomba de cavidades progresivas es una bomba rotativa de desplazamiento positivo, clasificada como un tipo especial de bomba de tornillo. Su principio de operación es el de crear cavidades dentro de las cuales el líquido es desplazado axialmente desde una zona de baja presión (succión) hasta una zona de alta presión (descarga)., como resultado del movimiento relativo de sus componentes. (Fig. 1.1).

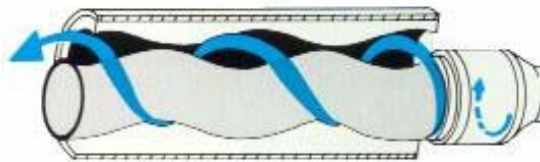


Fig. 1.1. Definición de una bomba de cavidades progresivas.

La bomba está compuesta por dos elementos, uno interno conocido como rotor, de forma helicoidal, y otro externo llamado estator, también de la misma forma, con un paso igual a dos veces el paso del rotor, en general el rotor es el elemento móvil de la bomba y es construido de acero aleado, carburo de tungsteno o cerámica, mientras que el estator puede ser construido de diversos materiales, los más utilizados son los aceros aleados, las aleaciones de bronce y los elastómeros. Al desplazarse el rotor excéntricamente respecto al estator, se crean líneas de sello entre los mismos, formándose las cavidades dentro de la bomba, que van progresivamente de la zona de succión a la zona de descarga. A medida que una cavidad decrece en volumen, la cavidad opuesta crece exactamente a la misma proporción, por lo cual la suma de volumen de las dos zonas de descarga es constante.

Las Bombas de Cavidad Progresiva poseen características únicas que les dan ventaja en comparación con otros métodos de levantamiento artificial de hidrocarburos. Una de las características más relevantes es la eficiencia de la misma, estas bombas exhiben eficiencias alrededor de 50 a 60%, las cuales son mayores que cualquier otro tipo de sistema de levantamiento, otras ventajas de este tipo de bomba incluye:

- La habilidad de producir fluidos de alta viscosidad, grandes concentraciones de arena y altos porcentajes de gas libre.
- No es necesario el uso de válvulas de control.
- Costos bajos de capital y potencia.
- Instalación simple y operación a bajo mantenimiento.
- Equipo de superficie de bajo perfil y poco ruido.

Los sistemas de bombeo de cavidades progresivas también poseen algunas desventajas. Una de las más importantes es la limitación respecto a la capacidad de bombeo, levantamiento y compatibilidad del elastómero. Otras limitaciones y dificultades operacionales asociadas a una BCP son:

- Tasas de producción limitada (alrededor de 500 m³/d), levantamiento (2000 m), y temperaturas de servicio (170 °C)
- Sensibilidad respecto al ambiente de fluidos bombeados (el elastómero puede deteriorarse al contacto prolongado de algunos fluidos).
- La tendencia del estator a daños permanentes si se bombea aunque sea por un corto período con altísimas fracciones de gas, es decir, prácticamente sin líquido, seco.

- Poca experiencia con el diseño del sistema, instalación y operación, debido al corto período de uso de este tipo de levantamiento artificial.

Estas limitaciones traen a un rápido desarrollo de nuevos productos, mejoramiento de materiales y equipos de diseño. Si se aplica correctamente, el bombeo de cavidad progresiva proveerá el más económico y, en algunos casos, el único método de levantamiento de hidrocarburos.

1.2.- Terminología.

La diversidad de modelos y tipos de bombas rotativas ha llevado que organizaciones tales como: el Instituto Hidráulico Americano (HI, 1992), el Instituto Hidráulico Alemán (VDA, 1995) y el Instituto Nacional de Estándares de Norteamérica (ANSI, 1994), establezcan un conjunto de términos los cuales permiten describir tanto la operación como la geometría de una bomba rotativa, de manera que al analizar el comportamiento de una bomba exista unificación en la terminología utilizada para ello.

A continuación se explican algunos de estos términos brevemente, presentando aquellos que son de uso común durante el estudio:

- **Cámara de bombeo:** La cámara de bombeo se define como el espacio que puede ocupar el fluido dentro de la bomba cuando la misma está operando. Espacio en donde el fluido es desplazado desde la zona de succión hasta la zona de descarga. El fluido entra a la cámara de bombeo a través de uno o más puertos de succión y es desalojado a través de uno o más puertos de descarga.
- **Estator o Cuerpo:** El cuerpo es el componente externo de la bomba que rodea a la cámara de bombeo, es independiente de la tubería de producción, en algunas bombas el cuerpo puede incluirse dentro de los componentes rotativos, pero en general es estacionario y se denomina estator.

El estator es usualmente constituido por un tubo de acero y un elemento de goma interno “elastómero” moldeado según la geometría de la bomba a explicar posteriormente.

Las características físicas del elastómero pueden variar de acuerdo con el fluido bombeado y las condiciones “in situ” donde va a ser utilizado. Los elastómeros deben seguir el siguiente criterio:

1. Baja deformación o hinchamiento.
2. Fuerza mecánica y buena composición química.
3. Larga duración

En la industria petrolera, las selecciones se hacen según con las condiciones de uso, siguiendo los lineamientos anteriormente descritos, algunos componentes bajo los cuales se crean elastómeros son: El Nitrilo, Nitrilo Hidrogenado, y el “vitón”, el cual es un elastómero cuyo componente principal es el flúor.

- **Rotor:** Una bomba rotativa tiene uno o más partes móviles dentro de la cámara de bombeo, las cuales producen la acción de bombeo, a estos elementos se les denomina rotores. Los rotores pueden recibir distintos nombres (engranajes, tornillos, etc.) dependiendo del tipo de bomba rotativa. Estos son fabricados mayormente de acero de alta resistencia cubiertos de cromo.
- **Sellos Estáticos y Dinámicos.** Los sellos en una bomba rotativa pueden ser de dos tipos: estáticos y dinámicos, los sellos estáticos son aquellos que proveen aislamiento a través de una delgada capa de líquido entre las partes estáticas de la cámara de bombeo y las partes móviles, previniendo así que exista contacto entre ellas. Los sellos dinámicos son aquellos utilizados en las fronteras de la cámara de bombeo para aislarla de las partes móviles que se extienden a través de ella (tales como los ejes de accionamiento) y evitar así la fuga del fluido desde la cámara hacia el medio ambiente.

- **Desplazamiento.** En una bomba rotativa el desplazamiento se define como el volumen de fluido desplazado por revolución del rotor. Este debe ser calculado a partir de las dimensiones de los elementos de la bomba, o puede ser determinado empíricamente como el volumen de fluido bombeado por revolución a una diferencia de presión igual a cero, la unidad estándar del desplazamiento en sistema internacional son los mililitros por revolución (mL/rev).
- **Caudal Teórico.** Al desplazamiento por unidad de tiempo se le denomina caudal teórico, viene expresado en metros cúbicos por hora. El caudal teórico se calcula del producto del desplazamiento por la velocidad de giro de la bomba. Ec. (1).

$$Q_t = D * n \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \quad (1)$$

donde:

Q_t = Caudal teórico (mL/min.)

D = Desplazamiento (mL/rev)

n = Velocidad de la bomba (r.p.m.)

- **Capacidad.** El caudal es el volumen de fluido desplazado por unidad de tiempo a las condiciones de operación, este volumen debe incluir tanto el líquido manejado como cualquier cantidad adicional de gas disuelto o entrampado a condiciones de operación. Las unidades bajo las cuales se define la capacidad (en sistema internacional) son los metros cúbicos por hora (m³/h).
- **Escurrimiento.** A la cantidad de fluido que se escapa a través de las holguras internas de la bomba por unidad de tiempo se le denomina escurrimiento. Este es función de la geometría de las holguras internas de la bomba, la diferencia de presión, las características del fluido manejado y en algunos casos de la velocidad de operación (mayores a 400 r.p.m.). El escurrimiento se calcula de la diferencia algebraica del caudal teórico de la bomba y su capacidad expresado en metros cúbicos por hora si se utiliza el sistema internacional de unidades (m³/h) Ec. (2).

$$S = Q_t - Q \quad \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \quad (2)$$

donde:

$S = \text{Escurrimiento} [\text{m}^3/\text{h}]$

$Q_t = \text{Caudal teórico} [\text{m}^3/\text{h}]$

$Q = \text{Caudal real} [\text{m}^3/\text{h}]$

- **Eficiencia Volumétrica.** Se define como la relación entre el caudal real bombeado y el volumen desplazado por unidad de tiempo. La eficiencia volumétrica es un indicador del comportamiento de la bomba Ec. (3), si ésta es igual a 100% significa que la capacidad de la bomba es igual al desplazamiento por unidad de tiempo mientras que si es igual a cero significa que la capacidad es cero y el escurrimiento es igual al desplazamiento de la bomba.

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t} \quad [\%] \quad (3)$$

Donde:

$\eta_v = \text{eficiencia volumétrica}$

$Q = \text{Caudal real}$

$Q_t = \text{Caudal teórico}$

- **Diferencia de Presión.** La diferencia algebraica entre la presión de descarga y la presión de succión expresada en kilopascales (KPa) es lo que se define como diferencia de presión Ec. (4).

$$\Delta p = p_{desc} - p_{succion} \quad [\text{KPa}] \quad (4)$$

Donde:

$p_{desc.} = \text{Presión de descarga.}$

$p_{succión} = \text{Presión de succión}$

- **Potencia Hidráulica:** Es la potencia transferida por la bomba al fluido a condiciones de operación, expresada en vatios (W). Se calcula del producto de la diferencia de presión y la capacidad de la bomba Ec. (5).

$$P_H = \Delta p * Q \quad [\text{W}] \quad (5)$$

Donde:

Δp = Diferencial de presión

Q = Caudal real

- **Potencia Interna:** es la potencia requerida por la bomba en su eje de accionamiento. Esta incluye la potencia hidráulica de las máquinas y la potencia consumida por la fricción entre el rotor y el estator. La unidad utilizada para definirla son los vatios (W)
- **Consumo de Potencia y Eficiencia:** Cuando la bomba trabaja con puro líquido, la potencia que entra a la bomba o potencia interna (P_I) es consumida como: potencia hidráulica (P_H), pérdidas por escurrimiento (P_S) y pérdidas por fricción (P_F). La potencia hidráulica (P_H) y las pérdidas por escurrimiento (P_S) dependen de la geometría de la bomba, la velocidad de giro y el diferencial de presión. Por su parte, la potencia de fricción (P_F) depende del coeficiente de fricción entre los elementos de la bomba y de las propiedades lubricantes del fluido bombeado (ver figura 1.2).

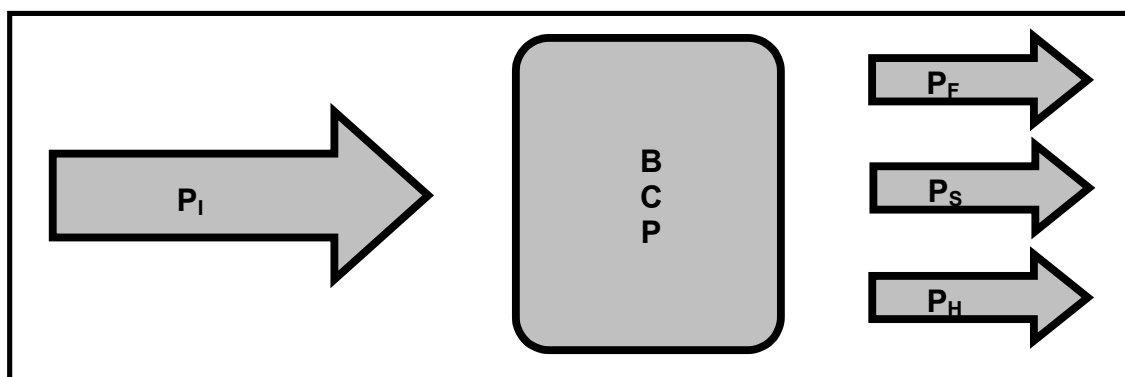


Fig. 1.2 Consumo de potencia en una BCP.

En una bomba sin interferencia el escurrimiento interno es significativo y la potencia hidráulica es menor que la potencia interna. El consumo de potencia por fricción, resulta principalmente de la fricción del fluido y es menor que aquella causada por la fricción mecánica producto del movimiento de los elementos. Lo anterior expresa a través de las siguientes ecuaciones:

$$P_I = P_H + P_S + P_F \quad (6)$$

$$P_I = (Q \cdot \Delta P) + (S \cdot \Delta P) + P_F \quad (7)$$

En una BCP con flujo monofásico la eficiencia volumétrica (η_v) se calcula dividiendo la capacidad por el caudal teórico, mientras que la eficiencia interna (η_i) se calcula dividiendo la potencia efectiva consumida por el fluido bombeado (P_E), en este caso viene a ser la potencia hidráulica, por la potencia interna de la bomba. Las expresiones para calcular las eficiencias son las siguientes:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_T} = \frac{Q_T - S}{Q_T} \quad (8)$$

$$\eta_i = \frac{P_E}{P_I} = \frac{P_H}{P_I} = \frac{Q \cdot \Delta P}{(Q \cdot \Delta P) + (S \cdot \Delta P) + P_F} \quad (9)$$

1.3.- Geometría.

La geometría de una bomba de cavidades progresivas se fundamenta en tres condiciones geométricas para su construcción, estas son:

- a. La máquina debe estar compuesta por dos elementos lobulares, uno dentro del otro, los cuales se diferencian entre sí en que el elemento externo tiene un lóbulo más que el elemento interno. Además los lóbulos del elemento interno deben estar siempre en contacto con los lóbulos del elemento externo. (Fig. 1.4).

- b. Los perfiles que cumplan con la primera condición deben describir una trayectoria establecida por una hélice circular.
- c. La relación entre los pasos de las hélices de los elementos lobulares debe ser igual a la relación entre el número de sus lóbulos.

De las familias de curvas probables para la construcción de una BCP, una en especial cumple con las condiciones geométricas señaladas, la cual es conocida como hipocicloide. Una hipocicloide se define como el lugar geométrico descrito por un punto de una circunferencia (circunferencia generatriz), la cual rueda interiormente y sin resbalar sobre otra circunferencia (circunferencia base) (Figura 1.3). La relación entre los diámetros de ambas circunferencias fija el número de ramas y el orden de la curva.

Cada punto de la hipocicloide establece el centro geométrico de una circunferencia cuyo diámetro define lo que se conoce como diámetro del elemento. La envolvente a todas las circunferencias determina la forma de la sección transversal del elemento lobular por lo que el número de ramas de la hipocicloide define el número de lóbulos del elemento (Fig. 1.9.) [Apéndice 2].

Las ecuaciones paramétricas de la hipocicloide se muestran a continuación [Figura 1.3], donde a y b son, respectivamente, los radios de las circunferencias fija y rodante, y el parámetro θ es el ángulo que las rectas de centro OC forma con la parte positiva del eje y .

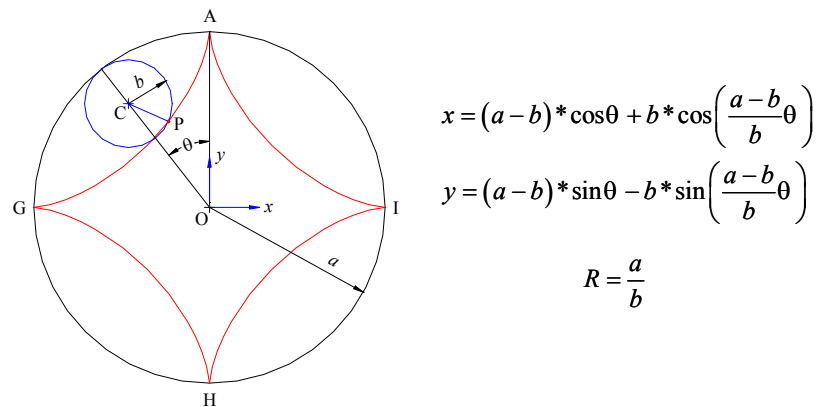


Fig. 1.3. Definición de una hipocicloide.

Como el elemento externo debe tener un lóbulo más que el elemento interno, la hipocicloide que define al elemento interno tiene una rama menos o es de un menor orden que la del elemento externo (Fig. 1.5). Los perfiles construidos bajo estas premisas además cumplen con la condición de que los lóbulos del elemento interno está en contacto con los lóbulos del elemento externo, al elemento externo se le conoce con el nombre de estator mientras que el elemento interno se le denomina rotor.

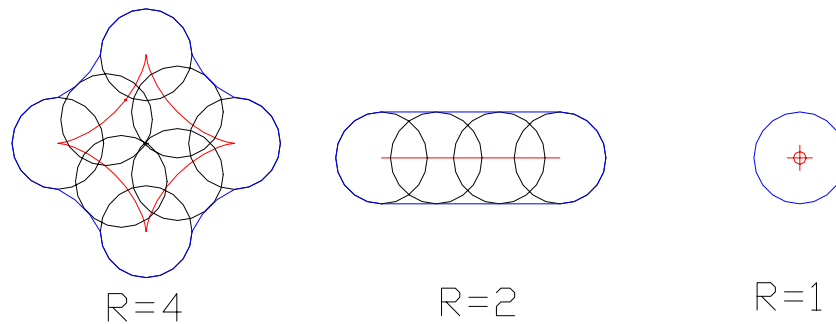


Fig. 1.4 Construcción de elementos lobulares.

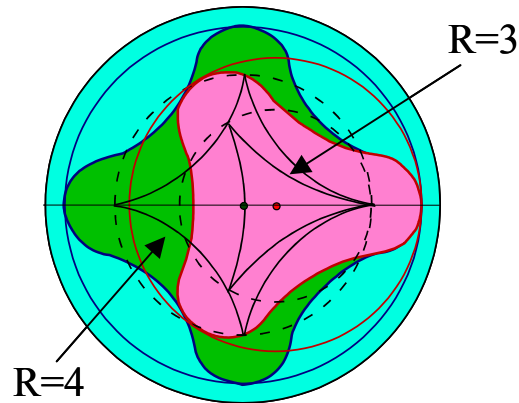


Fig. 1.5. Sección transversal de la bomba. Relación entre el número de lóbulos.

La segunda condición geométrica establece que los elementos generados a partir de la primera condición deben seguir una trayectoria definida por una hélice circular. Una hélice circular se define como el lugar geométrico de un punto que se mueve sobre la superficie de un cilindro circular recto, de tal manera que al mismo tiempo que gira alrededor del eje del cilindro sigue avanzando en la misma dirección de modo que la distancia que recorre paralelamente al eje del cilindro es directamente proporcional al ángulo que describe alrededor de dicho eje. Al radio de la hélice se le conoce con el nombre de excentricidad, al ángulo que define la trayectoria del punto se denomina ángulo de la hélice y al desplazamiento total de la hélice se le conoce con el nombre de paso, parámetros que varían según si el elemento va a describir la geometría del rotor o del estator (Figura 1.6) [Apéndice 2].

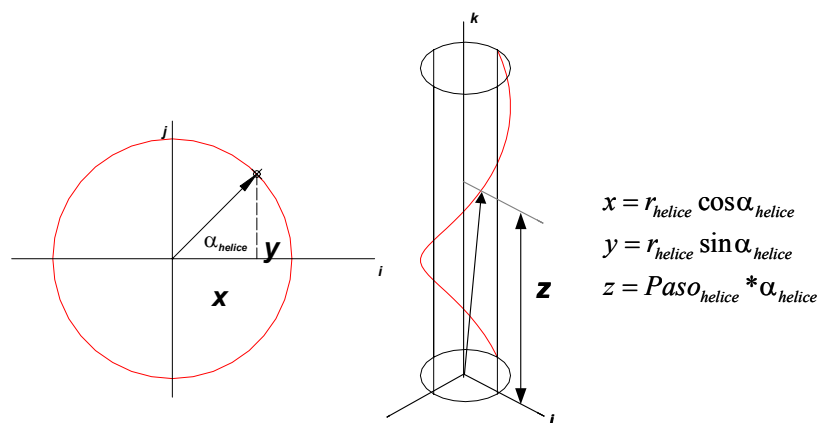


Fig. 1.6 Definición de una hélice circular.

La hélice circular define la posición espacial de cada uno de los puntos de la hipocicloide, de forma tal que los círculos que definen las secciones transversales de los elementos también deben seguir una hélice circular en el espacio (Fig. 1.7).

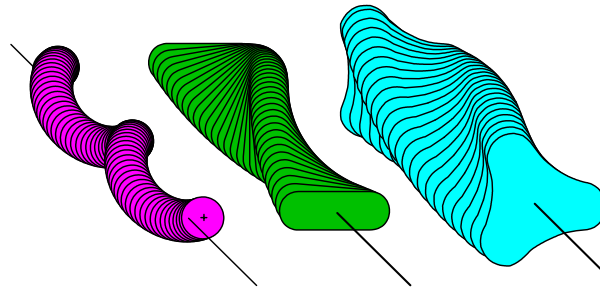


Fig. 1.7. Elementos lobulares según la segunda condición geométrica.

La tercera condición geométrica establece que debe existir una relación entre los pasos de las hélices de los elementos lobulares, dicha relación debe ser igual a la relación entre el número de lóbulos de ambos elementos

$$R_{BCP} = \frac{R_{estator}^{hipocicloide}}{R_{rotor}^{hipocicloide}} = \frac{\text{número de lóbulos del estator}}{\text{número de lóbulos del rotor}} = \frac{\text{Paso}_r^{helice}}{\text{Paso}_{st}^{helice}} \quad (10)$$

La diferencia entre los pasos de los elementos permite la formación de cavidades cuya longitud máxima será igual al paso del elemento externo o estator, las cuales a consecuencia del movimiento del rotor son desplazadas axialmente sin ser deformadas, esto garantiza que su volumen permanezca constante a lo largo de su recorrido axial a pesar de que su área transversal cambie en función de la posición del rotor (Fig. 1.8).

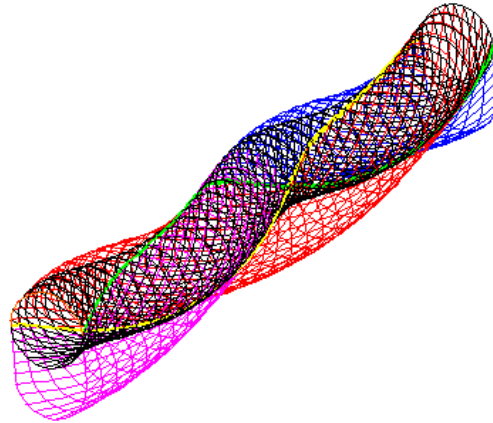


Fig. 1.8. Representación de una BCP relación 2:1.

1.4.- Desplazamiento.

El desplazamiento de una BCP es función de cuatro parámetros geométricos: la excentricidad, la longitud de la cavidad, el diámetro de rotor y el número de lóbulos del estator. La excentricidad, el diámetro del rotor y el número de lóbulos definen el área transversal de la bomba, mientras que la longitud de la cavidad determina su volumen.

Para el caso de una BCP cuya relación de pasos sea igual a dos, el desplazamiento es igual al volumen libre dentro de la bomba y se calcula a partir del área remanente de un corte perpendicular al eje de rotación del rotor (Figura 1.9). La suma de las áreas libres de la cavidad es igual a cuatro veces la excentricidad por el diámetro del rotor. [apéndice 1]

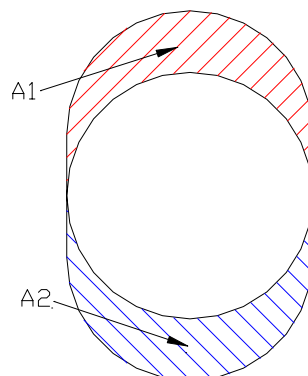


Fig.1.9. Cálculo del área libre de la bomba a partir de una sección transversal.

$$A_1 + A_2 = 4ed_r \quad (11)$$

Por lo tanto, el área total disponible para el bombeo será constante a pesar de la variación del área producto del movimiento del rotor.

$$\begin{aligned} A_1 &= 2ed_r (1 - \cos(\theta)) \\ A_2 &= 2ed_r (1 + \cos(\theta)) \end{aligned} \quad (12)$$

El desplazamiento de la bomba será entonces el producto del área libre y la longitud de la cavidad, la cual viene dada por el paso de hélice del estator

$$D = 4 * e * d_r * Paso_{st} \quad (13)$$

De esta forma el caudal teórico es obtenido de la multiplicación del desplazamiento de la bomba por su velocidad de operación.

$$Q = D * n = 4 * e * d_r * Paso_{st} * n \quad (14)$$

1.5.- Operación.

La primera condición geométrica para la construcción de una BCP establece que debe existir contacto entre los elementos de la bomba de forma tal que el rotor al girar se vea obligado a describir una hipocicloide del mismo orden que la del estator. Si una BCP tiene una relación de pasos igual a dos, el movimiento descrito por uno de los lóbulos del rotor será una línea recta cuya amplitud máxima será de cuatro veces la excentricidad (Fig. 1.10).

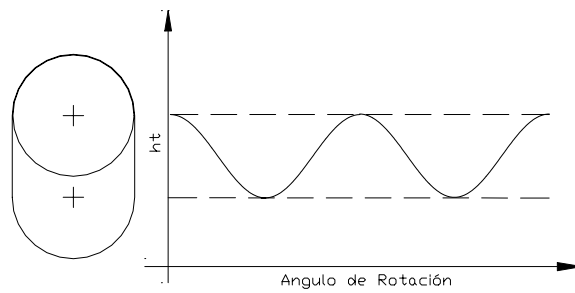


Fig. 1.10. Movimiento relativo del rotor con respecto al estator.

El contacto entre los elementos está definido por lo que en la literatura se denomina ‘línea de sello’ de la bomba, la línea de sello señala el punto de contacto entre los elementos de la bomba siendo además la región más probable a través de la cual puede ocurrir el escurrimiento. Las ecuaciones que definen la línea de sello se deducen de la posición relativa del rotor dentro del estator

La línea de sello representa además una línea de simetría que divide a la bomba en dos secciones del mismo volumen, cada sección opera de manera independiente (si no existe escurrimiento) y la suma de sus caudales es lo que define la capacidad de la bomba (configuración en paralelo) (Fig. 1.11).

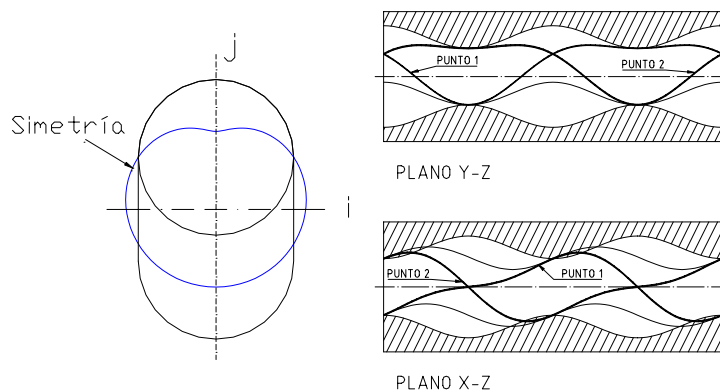


Fig. 1.11. Definición de la línea de sello en una BCP.

Si se toma una de las secciones en un instante en el cual el rotor se encuentra en una posición tal que no permite que exista comunicación hidráulica entre la cámara de bombeo y la zona de succión se está en el inicio del ciclo AS de una BCP, a medida que el tiempo transcurre el rotor gira y se desplaza abriendo un puerto de entrada a la cámara de bombeo permitiendo así que el fluido comience a entrar hasta llenarla por completo.

A consecuencia de la geometría de la bomba, a medida que el rotor gira el volumen dentro de la cámara de bombeo se va incrementando y es necesario que el rotor gire 360° para que la cámara de bombeo alcance su longitud máxima, cuando ello ocurre el fluido queda confinado dentro de la cámara de bombeo. En esta etapa de operación el fluido dentro de la cámara se encuentra aislado de la presión en la zona de succión y descarga, por lo cual, conforme el rotor gira, el fluido se desplaza hacia la zona de descarga sin generar incremento de presión. Una vez que el fluido alcanza la región de descarga, la cámara de bombeo es abierta a esta región de modo que la presión dentro de la cámara se iguala a la presión en esta zona y en consecuencia para que el fluido sea expulsado es necesario que el rotor reduzca el volumen dentro de la cámara obligando al fluido a desplazarse axialmente. Como respuesta al movimiento del fluido este ejerce una fuerza reactiva sobre el rotor que produce un torque el cual define el trabajo de la máquina, este ciclo continúa hasta que el volumen de la cámara de bombeo es igual a cero (Fig. 1.12).

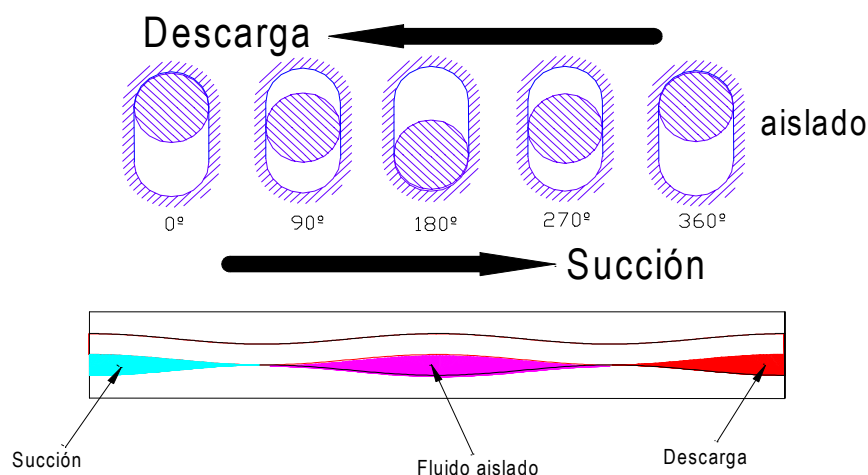


Fig. 1.12. Ciclos de operación de una BCP.

El escurrimiento se relaciona con la capacidad de la bomba a través de la [ecuación 2] de modo que si la diferencia de presión se incrementa la capacidad disminuye, teóricamente el escurrimiento es función de la geometría de los componentes de la bomba, del tipo de fluido manejado y la diferencia de presión por etapa, pero independiente de la velocidad de operación. En la actualidad no existen modelos para calcular el escurrimiento en una BCP, lo más utilizado para aproximarlos es el concepto de diámetro hidráulico dentro de la ecuación de *Hagen-Poiseuille*, de manera que el escurrimiento va a depender del régimen de flujo dentro de la bomba.

$$S_{\text{laminar}} : \frac{\Delta p \cdot w^3}{\nu} \quad S_{\text{turbulento}} : \sqrt{\Delta p \cdot w^3} \quad (15)$$

1.6.- Bomba de Cavidad Progresiva sin interferencia.

En los conceptos explicados en el capítulo anterior se asume que los diámetros de los componentes de la bomba son iguales, es decir, que el rotor y el estator tienen las mismas dimensiones. De existir alguna diferencia entre los diámetros de ambos elementos, la teoría planteada debe adaptarse para incluir un nuevo concepto dentro de la geometría de una BCP llamado 'interferencia'. La interferencia se define como la diferencia algebraica entre el diámetro del rotor y el diámetro del estator (Ec. 16)

$$w = \frac{d_r - d_{st}}{2} \quad (16)$$

De acuerdo al valor de la interferencia existen tres configuraciones posibles: (a) si la interferencia es menor que cero implica que el estator posee un diámetro ligeramente mayor que el del rotor, por lo cual no existe contacto entre los elementos de la bomba; (b) si la interferencia tiene un valor igual a cero implica que ambos elementos tienen el mismo diámetro, esto se interpreta físicamente como la existencia de contacto entre los elementos de la bomba, pero sin deformación; y (c) si la interferencia es mayor a cero significa que existe contacto entre el rotor y el estator y existe deformación de alguno de los elementos (originará una fricción excesiva entre el rotor y estator, lo cual se traduce en altas temperaturas que ocasionan una rápida falla en el estator [Fig. 1.13].

Factores como la temperatura y composición del fluido deben ser tomados en cuenta en el caso de estatores de goma, para predecir la dilatación de la misma y elegir una interferencia adecuada.

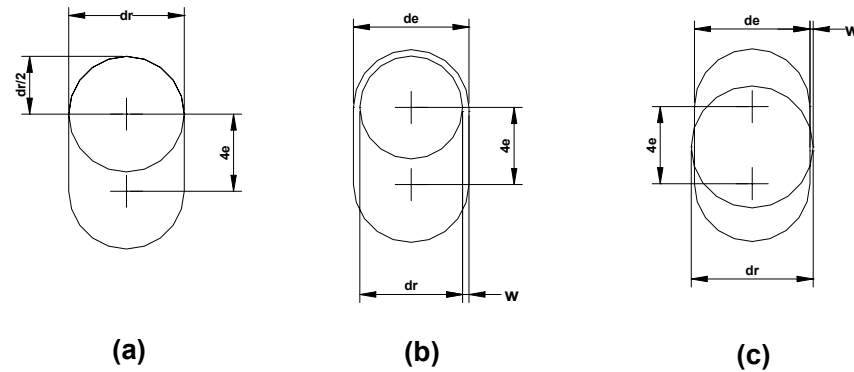


Fig. 1.13. Configuraciones de BCP: (a) definición de cero interferencia, (b) interferencia negativa, (c) interferencia positiva.

Para cada uno de los valores de interferencia deben ser redefinidos conceptos tales como: el desplazamiento, el caudal teórico, la capacidad y el escurrimiento; por lo que se analizará teóricamente todos estos conceptos para el uso de una Bomba de Cavidad Progresiva con interferencia menos a cero (BCP sin interferencia) para el caso de una BCP cuya relación de pasos sea igual a dos.

1.6.1.- Desplazamiento.

El desplazamiento de una BCP cuya interferencia sea negativa se puede calcular a partir del volumen libre entre el rotor y el estator. Este volumen viene dado por el área libre calculada a partir de una sección transversal de la bomba y el paso del estator (Fig. 1.14).

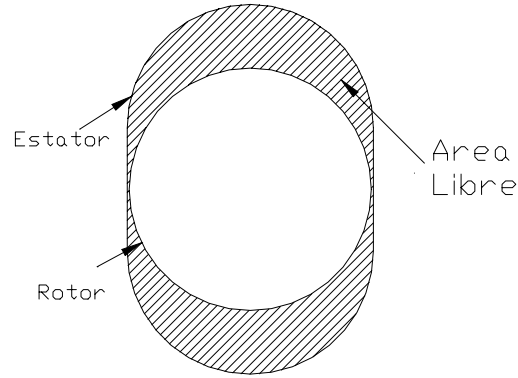


Fig. 1.14. Área libre para una BCP sin interferencia.

El área libre de la bomba se calcula a partir de la diferencia algebraica entre el área total del estator y el área del rotor (Ec. 17)

$$A = 4ed_r - 8ew - \pi (d_r w - w^2) \quad (17)$$

El desplazamiento de la bomba será el producto del área de la sección transversal y el paso del estator (Ec. 18).

$$D = (4ed_r - 8ew - \pi (d_r w - w^2)) * Paso_{st} \quad (18)$$

De esta manera el caudal teórico de la bomba se obtiene de la multiplicación del desplazamiento y la velocidad de operación (Ec.19).

$$Q_t = (4ed_r - 8ew - \pi (d_r w - w^2)) * Paso_{st} * n_{rotor} \quad (19)$$

Según lo encontrado por Vetter (1995) y Gómez (1999), de no tomarse en cuenta la interferencia dentro del cálculo del desplazamiento de la bomba se está incurriendo en una subestimación del

caudal teórico de la bomba y en una sobreestimación de su eficiencia volumétrica, de aquí la importancia de calcular correctamente el desplazamiento de la bomba.

1.6.2.- Esgurrimiento.

Durante la explicación de la cinemática del rotor y la operación de la bomba se hizo hincapié en que el esgurrimiento es el factor que define el comportamiento de la bomba y que entender su física es comprender el comportamiento de una BCP.

Para el caso de una BCP sin interferencia, la complejidad de la geometría de los elementos de la bomba hace que la región, a través de la cual se produce la fuga del fluido, cambie en función de la posición relativa del rotor dentro del estator y del valor de la interferencia, razón por la cual el esgurrimiento no es el mismo en cada instante ni a lo largo de la bomba.

Una simplificación para analizar el esgurrimiento en esta máquina es la de dividirlo en dos tipos: (a) un esgurrimiento transversal, que se define como la fuga de fluido entre cavidades contiguas, y (b) un esgurrimiento longitudinal, el cual se entiende como el escape de fluido entre cavidades adyacentes; de esta manera el esgurrimiento total de la bomba será la suma vectorial de estas dos componentes (1.15).

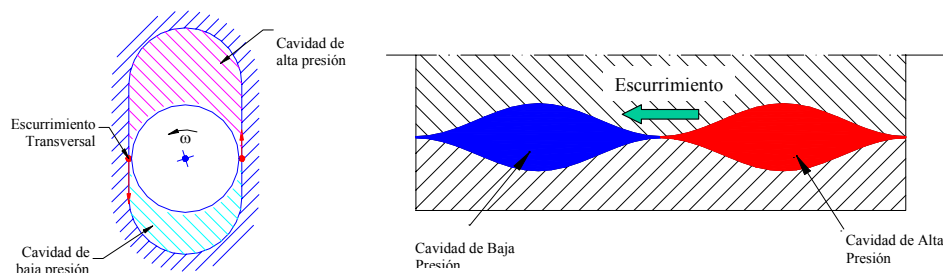


Fig. 1.15. Tipo de esgurrimiento de una BCP. (a) esgurrimiento transversal, (b) esgurrimiento longitudinal.

1.7.- Revisión Bibliográfica.

La primera etapa de esta investigación consistió en la búsqueda y consulta de trabajos previos sobre bombeo monofásico con bombas rotativas de desplazamiento positivo, específicamente, publicaciones relacionadas con BCP y bombas de doble tornillo.

1.7.1.- Vetter y Wirth (1995)

En este trabajo se analiza la influencia de parámetros operacionales, como la velocidad y el diferencial de presión, en el desempeño de las BCP, el cual es evaluado a partir de la capacidad de la bomba, la potencia consumida, la eficiencia volumétrica y el torque de arranque. Un aporte importante de este trabajo es que introduce el concepto de la interferencia como un parámetro de influencia decisiva en el desempeño de las BCP (Figura 1.16), demostrando que las BCP sin interferencia pueden alcanzar valores aceptables de eficiencia comparables incluso, a los que se tienen en BCP con interferencia positiva.

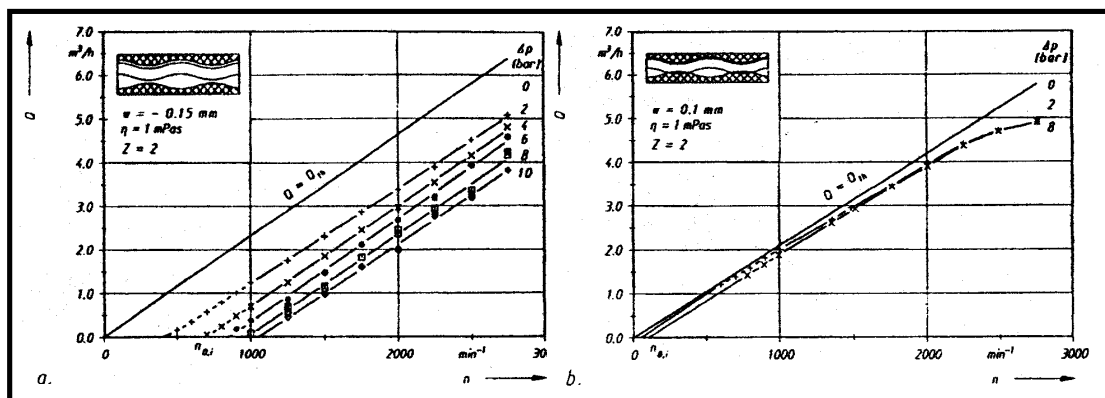


Fig. 1.16 Curvas de Q vs. n con interferencia negativa y positiva.

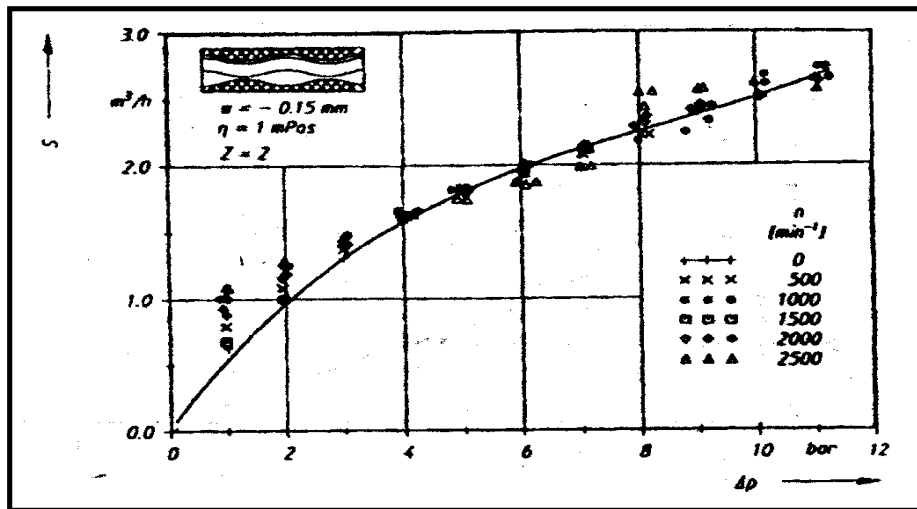


Fig. 1.17 Comparación entre el escurrimiento estático y el dinámico

Como una estrategia para calcular la eficiencia volumétrica de BCP sin interferencia, se proponen las pruebas de escurrimiento estático, que consisten en hacer pasar líquido a través de la bomba con el rotor bloqueado ($n = 0$), para obtener una curva de caudal vs. diferencial de presión. Los autores observan que el caudal obtenido de esta manera se aproxima bastante bien el escurrimiento de la bomba operando en condiciones dinámicas, [Figura 1.16].

1.7.2.-Gamboa (2000)

En este trabajo se muestran los resultados de pruebas experimentales y simulación computacional de una BCP de estator rígido en condiciones monofásicas. Sus resultados se resumen en los siguientes puntos:

- Confirma los resultados de Vetter y Wirth al demostrar que el contacto de los elementos en una BCP no es requisito indispensable para su funcionamiento.

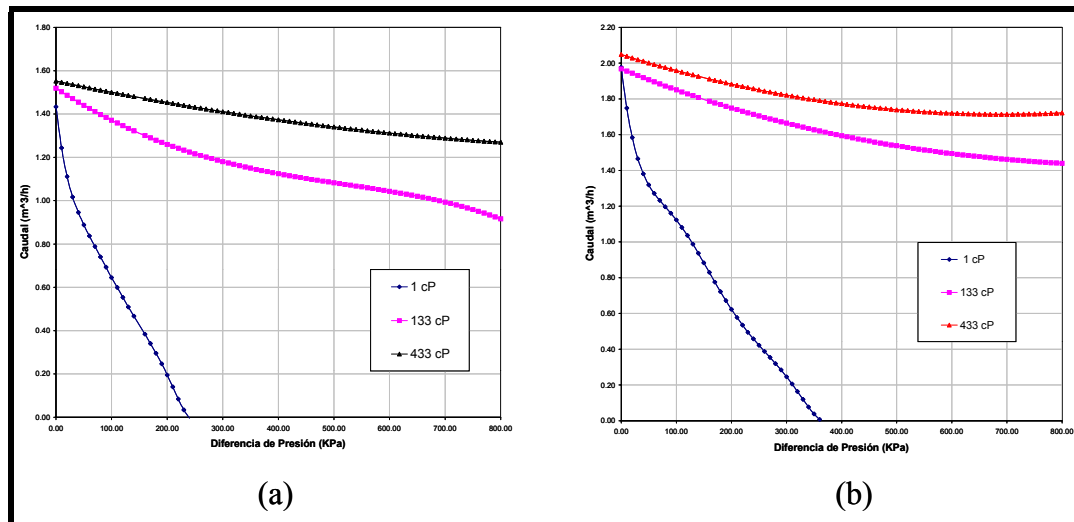


Fig. 1.18 Q vs. ΔP para: (a) 300 r.p.m. y (b) 400 r.p.m.

- Concluye que la eficiencia de la BCP de estator rígido mejora con el aumento de la viscosidad del fluido, como se observa en la (Figura 1.19).
- Encuentra que la diferencia entre la curva de escurrimiento estático y la de escurrimiento dinámico se hace mayor cuando aumenta la viscosidad del fluido.
- Concluye que la velocidad de giro mejora la eficiencia volumétrica de la bomba, pero sólo hasta un valor óptimo de velocidad, donde el caudal desplazado y por tanto la eficiencia de la bomba comienzan a decrecer (Figura 1.19).
- A partir de modelos de simulación computacional, establece que el mecanismo de sello en una BCP de estator rígido debe ser entendido como una región de estancamiento, que se produce por la concurrencia de flujo entre cavidades continuas o por la formación de zonas de recirculación.

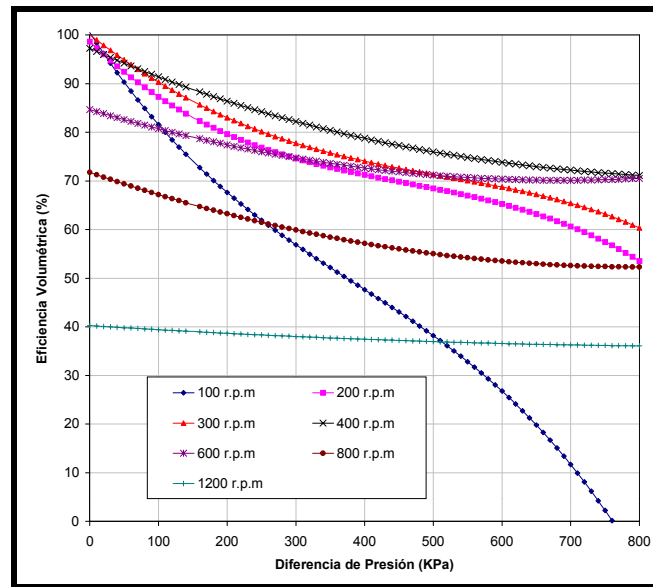


Fig. 1.19 Curvas de Q vs. ΔP con viscosidad de 133 cP en una BCP de estator rígido.

1.7.3 Vetter y Wincek (1993).

Presentan modelos para predecir el desempeño de una bomba de doble tornillo con flujos monofásico y bifásico. En el caso de puro líquido se modela el escurrimiento a través de las holguras internas de la bomba, tomando algunas suposiciones para simplificar su geometría, pero tomando en cuenta la rugosidad interna de la bomba y los efectos de rotación y excentricidad del eje.

En el caso de dos fases se crea un modelo con las siguientes hipótesis: el líquido bombeado llena las holguras internas entre los elementos de la bomba y el gas se comprime dentro de la bomba por empuje del flujo de escurrimiento. En este modelo se asume comportamiento ideal de la fase gaseosa y se desprecian los efectos termodinámicos dentro de la bomba.

Los modelos se validan con datos experimentales de dos bombas comerciales. En resumen las pruebas experimentales muestran que la bomba de doble tornillo mejora su eficiencia volumétrica cuando se aumenta el contenido de gas. El modelo de puro líquido se ajusta bien con los resultados experimentales. Por su parte, el modelo para flujo bifásico, aunque muestra resultados aceptables, presenta mayor error cuando se aumenta el contenido de gas. Según los autores, esto último se debe a que con altas fracciones de gas se rompe la hipótesis de que las holguras internas siempre están llenas de líquido.

Lo anterior se muestra (Figura 1.20). En el eje de las ordenadas está el caudal total (agua más aire) a condiciones de succión, α es la fracción volumétrica de gas en la succión y la línea punteada representa el resultado de los modelos.

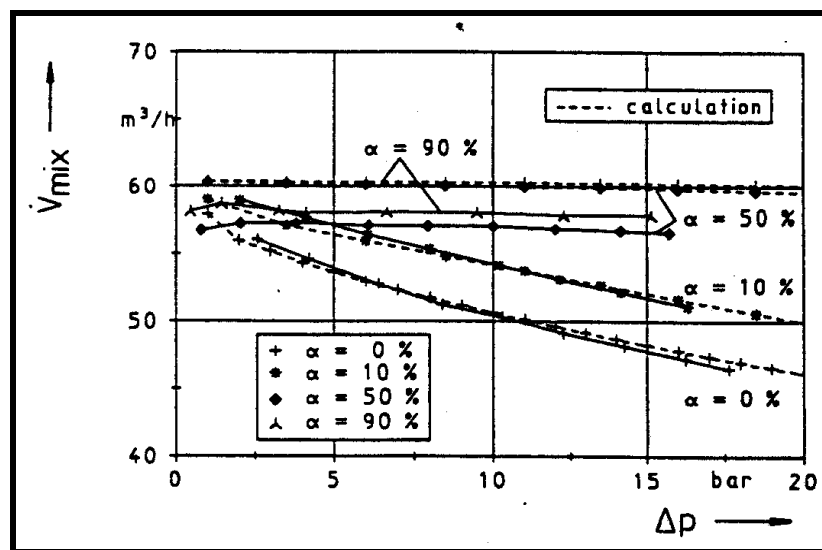


Fig. 1.20 Resultados del modelo propuesto de Vetter y Wincek
para bombas de doble tornillo

1.7.4 Vetter (2000)

En este trabajo se presentan mejoras al modelo de Vetter y Wincek para predecir el desempeño de bombas de doble tornillo trabajando con flujo bifásico líquido-gas. Las mejoras surgen a partir de experimentos donde se observó que para fracciones de gas superiores al 85%, las dos fases se mezclan y forma una especie de espuma que llena las holguras internas de la bomba. Para fracciones superiores al 85% las propiedades (densidad y viscosidad) del caudal de escurrimiento se calculan como las de una mezcla de las dos fases.

En este trabajo también se observa que la distribución de presión en la bomba de doble tornillo es lineal cuando opera con flujo monofásico. A medida que aumenta la fracción de gas hasta 80%, la distribución muestra mayores diferenciales de presión hacia la descarga, pero a partir de este valor y hasta 100% de gas, la distribución de presión vuelve continuamente a su forma lineal. Según los autores, esto sucede porque los fluidos dentro de la bomba forman una mezcla cuando se trabaja con altas fracciones de gas.

1.7.5.- Olivet (2001)

Este trabajo presente el estudio experimental de la Bomba de Cavidad Progresiva de estator rígido, con fluidos monofásicos y bifásicos. Los resultados se resumen en los siguientes puntos:

- Los resultados de las pruebas de escurrimiento estático pueden predecir el comportamiento del escurrimiento dinámico de la bomba, cada posición del rotor respecto al estator genera un escurrimiento diferente.
- Las curvas de potencia hidráulica con flujo monofásico presentan un punto máximo, donde las pérdidas por escurrimiento se equiparan con la potencia efectiva consumida por el fluido y la eficiencia volumétrica de la máquina es de 50%.
- El desempeño de la BCP de estator rígido con flujo bifásico depende principalmente del contenido de gas en la bomba y de la velocidad de giro de la misma.

- Para ciertos rangos de diferencial de presión y velocidad de giro, el aumento del contenido de gas en la BCP de estator rígido se traduce en un incremento de la eficiencia volumétrica medida a condiciones de succión, sin embargo, esta mejora tiende a desaparecer cuando aumenta el diferencial de presión.
- En base al análisis de las curvas características y de los perfiles de presión con flujo bifásico se propuso que bajo ciertas condiciones de operación, puede existir escurrimiento de la fase gaseosa.

II.- Circuito de Pruebas y Metodología

2.1.-Especificaciones y Modificaciones en la BCP de Estator Rígido.

La bomba que se utilizó durante las pruebas fue una BCP de estator rígido. La bomba tiene dos etapas completas y una tercera que no completa los 360° de giro del estator. Tanto el rotor como el estator de la bomba están elaborados en acero de herramienta y sus principales dimensiones son:

MEDIDAS SEGÚN FABRICANTE				
	<i>Dr/e</i>			
Rotor 1	9,87421384			
Rotor 2	9,78616352			
	<i>Paso/e</i>	<i>Excentricidad (mm)</i>		
	14,8553459	4,03860		
	14,8553459	4,03860		
ESTATOR				
	<i>Dst/e</i>		<i>Dmayor/e</i>	<i>Excentricidad (mm)</i>
	10,1918034		14,1918059	3,99508
	10,1670418		14,1670368	3,99816
	9,99418896		13,994189	4,05091
Promedio	10,117109	Promedio	14,1171065	4,01472
Interferencia	<i>W1(mm)</i>	<i>W2(mm)</i>		
	-0.4195	-0.5793		

Tabla 2.1.1 Dimensiones de la BCP de estator rígido



Fig. 2.1.1. -Vista frontal del estator



Fig. 2.1.2- Componentes de la BCP de estator rígido



Fig. 2.1.3 Estator rígido de la bomba.

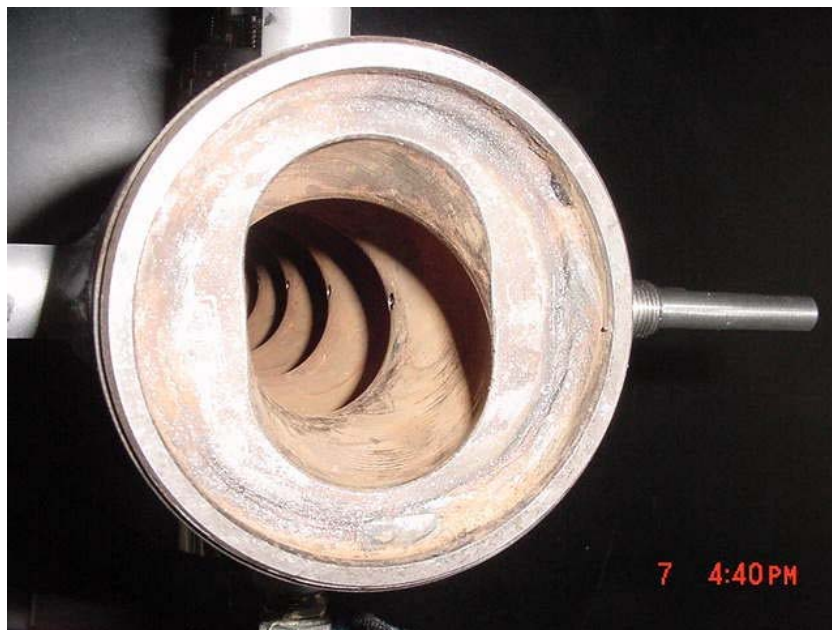


Fig. 2.1.4.- Vista de estator rígido de la BCP.

El fluido a utilizar fue aceite, de 134cp y 75cp. Las especificaciones de estos aceites se presentan en la tabla 2.1.2.

Propiedades Físicas de Aceites lubricantes más comunes

ACEITE		Temperatura	Temperatura	Viscosidad en cPs	Viscosidad en cSt
		° C	° F	PUROLUP 32	PUROLUP 32
Coef.Exp.Vol. (β)	-3,3400E-04				
°API	31,33	20	68	75	87,13
Gravedad Especifica	0,869	30	86	44	50,64
Temperatura 1, °F:	104	38	100	30	35,04
Temperatura 2, °F:	212	49	120	19	22,14
Temperatura 1, °K :	313	60	140	13	14,93
Temperatura 2, °K:	373	70	158	9	10,96
Viscosidad @ T1, cSt:	32	80	176	7	8,34
Viscosidad @ T2, cSt:	5,28	90	194	5	6,54
Pendiente:	-3,807929226	100	212	4	5,26
Punto de Corte:	0,191203134	110	230	4	4,32

Propiedades Físicas de Aceites lubricantes más comunes

ACEITE		Temperatura	Temperatura	Viscosidad en cPs	Viscosidad en cSt
		° C	° F	PUROLUP 46(*)	PUROLUP 46(*)
Coef.Exp.Vol. (b)	-3,3400E-04				
°API	29,66173121	20	68	134	153,00
Gravedad Especifica	0,878	30	86	73	83,63
Temperatura 1, °F:	104	38	100	48	55,52
Temperatura 2, °F:	212	49	120	29	33,35
Temperatura 1, °K :	313	60	140	18	21,56
Temperatura 2, °K:	373	70	158	13	15,33
Viscosidad @ T1, cSt:	50,2	80	176	10	11,34
Viscosidad @ T2, cSt:	6,87	90	194	7	8,68
Pendiente:	-3,782936811	100	212	6	6,84
Punto de Corte:	0,243010205	110	230	5	5,52

Tabla 2.1.2 Especificaciones de lubricantes utilizados

2.2. -Circuito de Pruebas.

Las pruebas se realizaron en el circuito para Bomba de Cavidad Progresiva de estator rígido del Laboratorio de Levantamiento Artificial a Escala Reducida de PDVSA – Intevep, ubicado en el sector Noroeste 4 de este complejo. Este circuito fue diseñado por el personal del laboratorio para realizar pruebas con flujo monofásico, según lo establecido en la norma para pruebas en bombas rotativas ANSI/HI 3.6 del Instituto Hidráulico Americano. Los principales componentes del circuito de pruebas son (ver figura 2.2.1):

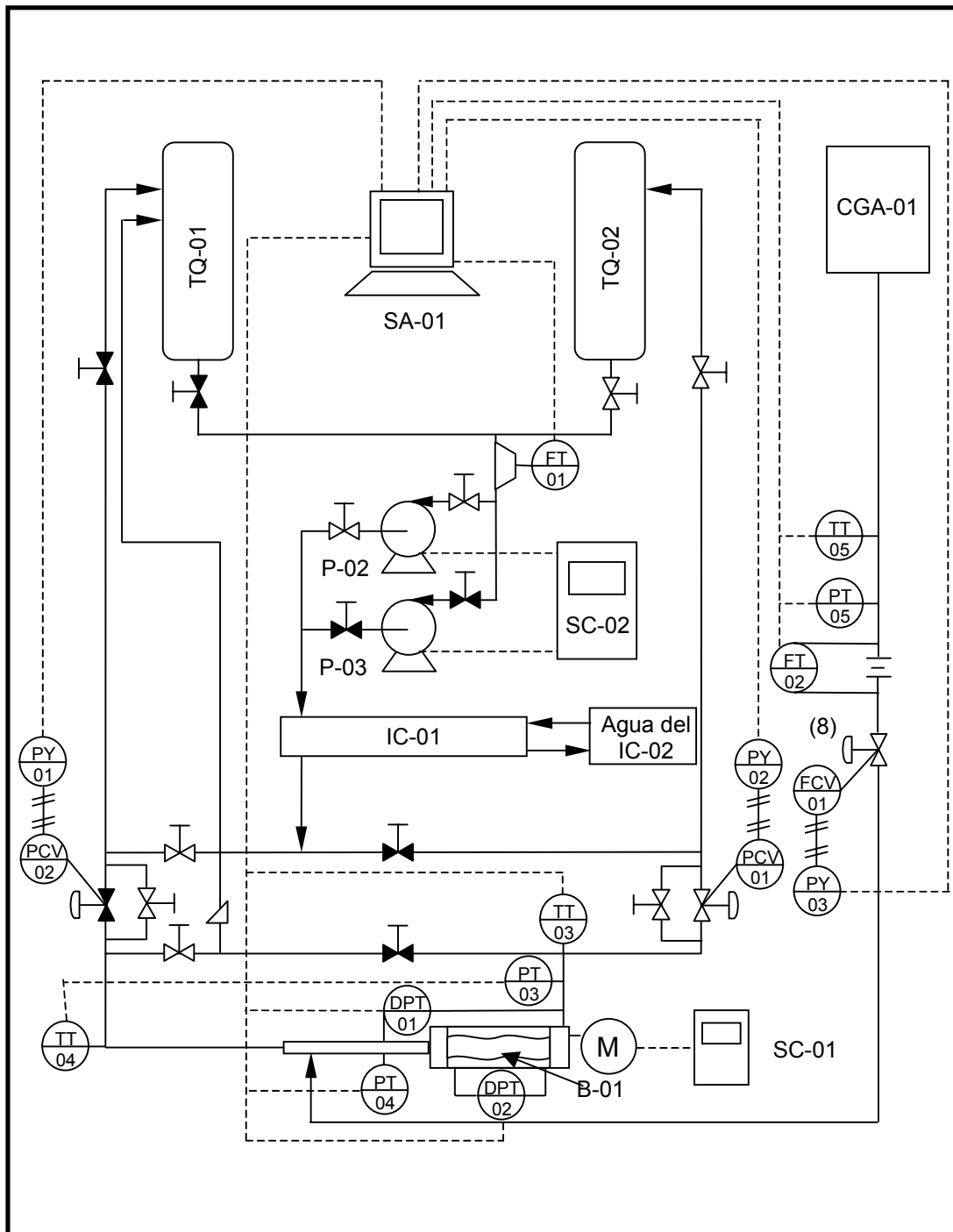


Fig. 2.2.1.- Esquema del circuito de pruebas.

- 1) Tanques de almacenamiento de líquido (TQ-01 y TQ-02).
- 2) Medidor de flujo de líquido (FT-01).
- 3) Bombas auxiliares (P-02 y P-03).
- 4) Intercambiador de calor (IC-01).
- 5) Unidad Chiller (IC-02).
- 6) Compresor (CGA-01).
- 7) Medidor de presión de alimentación de aire (PT-05).
- 8) Medidor de temperatura de alimentación de aire (TT-05).
- 9) Placa orificio para medir el caudal de aire (FT-02).
- 10) Válvula de control de flujo de aire (FCV-01).
- 11) Medidor de presión en la succión de la BCP (PT-04).
- 12) Medidor de temperatura en la succión de la BCP (TT-04).
- 13) BCP de estator rígido (B-01).
- 14) Medidor de diferencial de presión total en la BCP (DPT-01).
- 15) Medidor de diferencial de presión interno en la BCP (DPT-02).
- 16) Medidor de Presión en la descarga de la BCP (PT-03).
- 17) Medidor de Temperatura en la descarga de la BCP (TT-03).
- 18) Válvula de control de presión de descarga en la BCP (PCV-01).
- 19) Variador de frecuencia de la BCP (SC-01).
- 20) Variador de frecuencia de las bombas auxiliares (SC-02).
- 21) Sistema de adquisición (SA -01).



Fig. 2.2.2.- Vista general del circuito de bombeo de estator rígido.

El circuito de pruebas puede ser alineado mediante un conjunto de válvulas que permiten definir el sentido de flujo y los equipos por donde circula el líquido. De acuerdo a valor de caudal que se necesita manejar en las pruebas, se puede elegir entre dos bombas auxiliares, que se encargan de llevar el líquido desde los tanques de almacenamiento hasta la succión de la BCP. Entre los tanques y las bombas auxiliares está un medidor de flujo de líquido.

Antes de llegar a la BCP, el líquido circula a través de un intercambiador de calor, donde su temperatura se mantiene por debajo de 24 [°C]. El intercambiador de calor utiliza como fluido frío agua proveniente de una unidad Chiller. Aguas arriba de la descarga de la BCP está una válvula para controlar la presión de descarga.

Entre los puertos de succión y descarga de la BCP está un medidor de diferencial de presión, que permite tomar mejores medidas cuando se trabaja en condiciones cercanas a la de diferencial de presión igual a cero (hasta 37 psi). El flujo que circula a través de la BCP se dirige nuevamente hacia los tanques de almacenamiento.

El sistema de adquisición del circuito está programado en el Labview® versión 4.0 para Macintosh®. Permite visualizar todas las variables del circuito de pruebas y controlar el porcentaje de apertura de las válvulas de control de presión de descarga de la BCP. El sistema está configurado para guardar en un archivo de texto, 100 valores de cada una de las variables del circuito con una frecuencia de 2 [Hz], cada vez que se graba un punto de prueba. Luego mediante una hoja de cálculo, se promedia la muestra de puntos, generando así un punto de las curvas.

2.3.-Metodología.

Los experimentos realizados se pueden dividir en cuatro fases:

- (a) Pruebas de escurrimiento estático monofásicas para el primer rotor estudiado.
- (b) Pruebas de escurrimiento estático monofásicas para el segundo rotor estudiado.
- (c) Pruebas de comportamiento volumétrico monofásico para el primer rotor.
- (d) Pruebas de comportamiento volumétrico monofásico para el segundo rotor.

2.3.1. Pruebas de Escurrimiento Estático.

Una prueba de escurrimiento estático consiste en obtener una curva del caudal que **circula a través de la BCP cuando el rotor está bloqueado** y medir la caída de presión en la bomba que esto provoca. La condición de rotor bloqueado significa que su velocidad de operación es igual a cero (Vetter y Wirth, 1995). El procedimiento para construir una curva de escurrimiento estático en el circuito de pruebas se encuentra en el apéndice:[Apéndice 4].

Para las pruebas de escurrimiento estático se coloca el rotor a velocidad de operación cero revoluciones por minuto, además, se realizan pruebas para diferentes posiciones del mismo, ya que cada posición genera una geometría interna de la bomba diferente, las cuales producen escurrimientos diferentes, (Olivet, 2001). Estudiando el rango establecido por las posiciones más comunes:

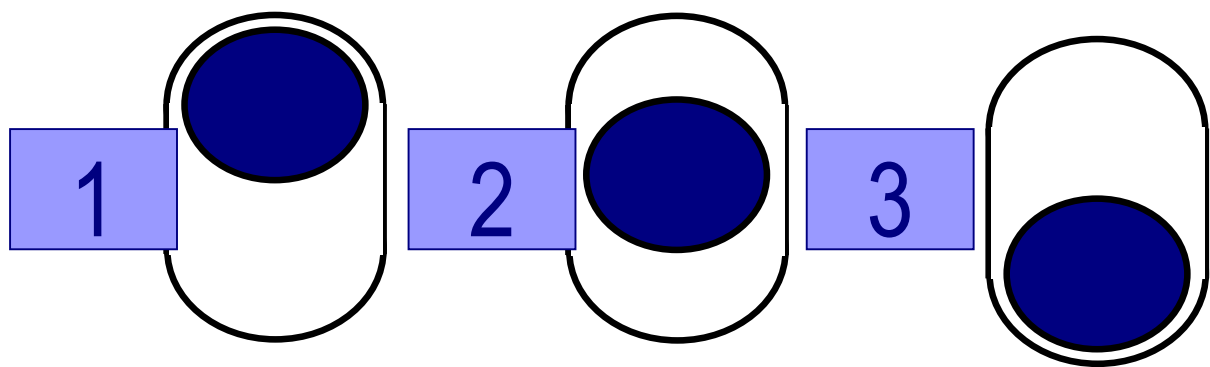


Fig. 2.3.1.- Área transversal de las diferentes posiciones del rotor, bajo las cuales se realizaron las pruebas de escurrimiento estático.

2.3.2.Pruebas de Comportamiento Volumétrico Monofásicas.

Las pruebas de comportamiento volumétrico monofásicas consisten en obtener una de las curvas características de la bomba:

- (a) capacidad vs. diferencial de presión a velocidad de operación constante.
- (b) capacidad vs. velocidad de operación a diferencial de presión constante (Norma ANSI-HI 3.6, 1994). En este estudio se optó por obtener las curvas características del primer tipo, mediante el procedimiento indicado en el apéndice. [Apéndice 5]:

En la (figura 2.3.2.1.) se muestra el gráfico ejemplo de resultados de este tipo de procedimiento.

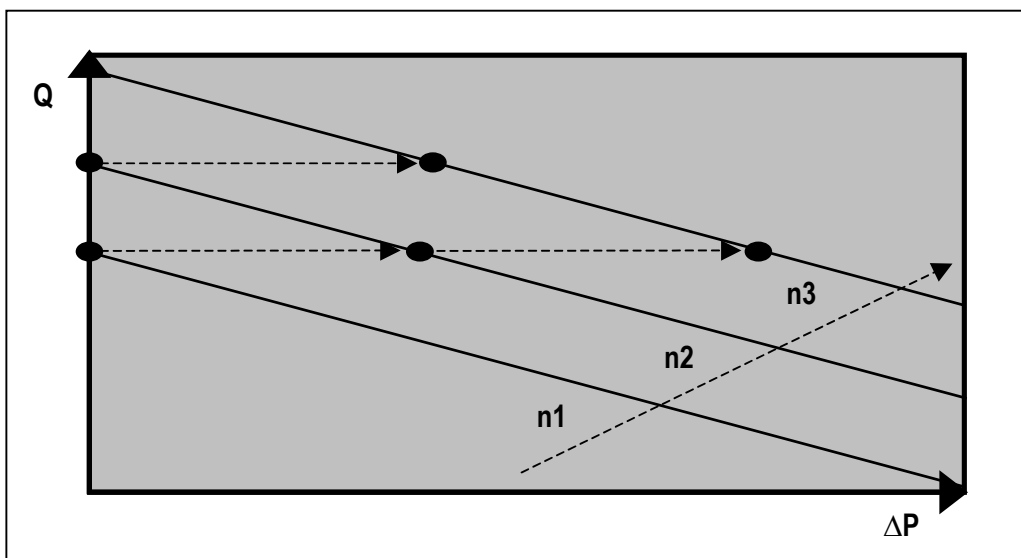


Fig. 2.3.2.1.- Esquema de pruebas de comportamiento volumétrico.

La figura 2.3.2.1 donde se muestra la gráfica de caudal de la bomba (Q) vs. Diferencial de presión (ΔP), muestra tendencias lineales y paralelas a diferentes velocidades (n_1 , n_2 , n_3), donde **el caudal a diferencia de presión (ΔP) igual a cero (0), representa el caudal teórico a una velocidad (n), donde el fluido que entra a la succión de la bomba sale por completo a la zona de descarga.**

Así como lo establece la norma bajo la cual se rigen estas pruebas (ANSI/HI 3.6 del Instituto Hidráulico Americano).

III.- Resultados

3.1.- Pruebas de Ecurrimiento Estático.

Las pruebas de escurrimiento estático se realizaron según el procedimiento descrito anteriormente, para tres posiciones del rotor. Desde un corte transversal de la succión de la BCP, las posiciones 1 y 3 corresponden al rotor colocado en los dos extremos del agujero del estator, mientras que la posición 2 corresponde al rotor situado en el centro del estator (ver figura 3.1.1).

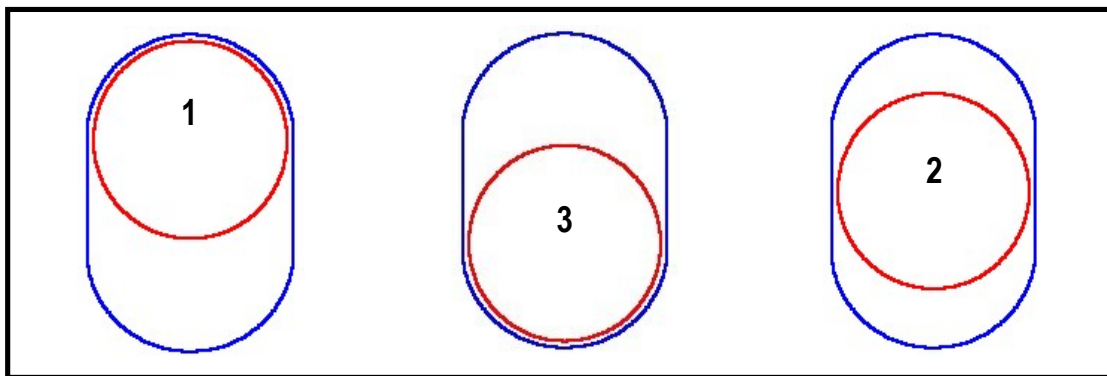


Fig. 3.1.1 Posiciones del rotor en las pruebas de escurrimiento estático.

Para la realización de las pruebas de escurrimiento estático, se siguió el procedimiento indicado en la norma ANSI/HI 3.6 [Apéndice 5], donde se alinea el circuito de pruebas conectado a la atmósfera. Para tomar cada uno de los puntos, se varía el caudal, aumentándolo en un principio y luego disminuyéndolo para su comprobación este caudal se controla a través del variador de frecuencia de las bombas auxiliares (SC-02) y el medidor de flujo de líquido de apreciación 0.5% del rango (0-500BPD).

Las medidas de diferencial de presión se realizan mediante la diferencia de la presión de succión de la bomba y la presión de descarga (PT-04 y PT-03 respectivamente), cada uno de estos tiene una

apreciación de 1% del rango (0-300psi) la temperatura de pruebas se estableció en 21 °C con un error de ± 1 °C.

Se colocó el rotor en cada una de las posiciones establecidas anteriormente (girando el rotor 90° para cada posición) y se realizaron para cada una de ellas las pruebas de escurrimiento estático para la bomba con el rotor 1, generando la interferencia 1 (W1).

Después de realizadas las pruebas de escurrimiento estático para la bomba con la primera interferencia, se cambia el rotor y se realiza el mismo procedimiento para medir el escurrimiento estático de la bomba con la nueva interferencia (W2).

3.2.- Pruebas de comportamiento volumétrico.

Se decidió trabajar entre 100 y 400 r.p.m. para *ubicarse dentro del rango donde comúnmente operan los sistemas de producción de crudo con BCP*. A partir del procedimiento, se obtuvieron las curvas características de capacidad vs. diferencial de presión.

Las curvas características muestran que la capacidad aumenta cuando se incrementa la velocidad de giro (en r.p.m). Para las cuatro velocidades de giro se observa que la capacidad de la bomba decrece linealmente y con la misma pendiente cuando aumenta el ΔP . En las curvas de 100 y 200 r.p.m. el descenso lineal se observa hasta puntos cercanos a caudal o capacidad igual a 0 BPD, por lo que se puede suponer que dicho comportamiento se mantiene para las velocidades superiores.

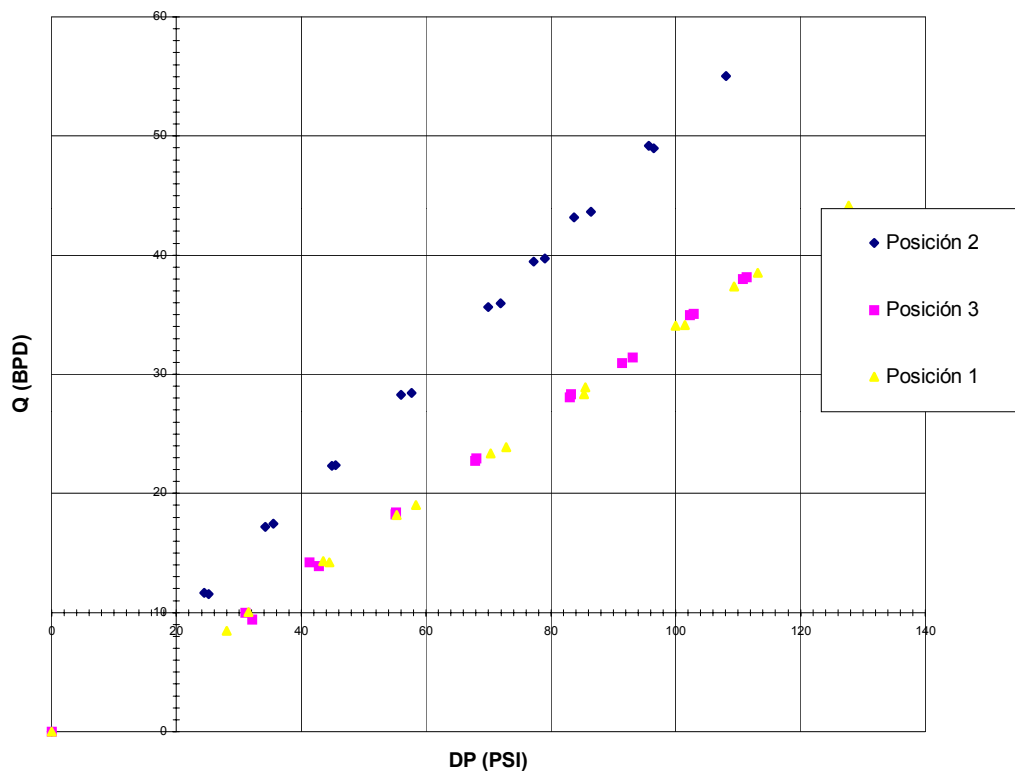
3.3.- Pruebas con aceite de 134cp y rotor 1:

En la Grafica 3.1 se presenta el resultado de la prueba de escurrimiento estático para caudales entre 9.97 y 43.025 BPD para la posición 1, 11.66 y 55.05 BPD para la segunda posición y 8.47 y 44.15 BPD para la tercera posición, los cuales originaron una diferencia de presión que vario entre 31.07 a 124.75psi, 24.46 a 108.09psi y 28.08 a 127.72psi respectivamente, según el caudal inyectado. La temperatura durante los ensayos se mantuvo en un promedio de 21 °C ± 1 °C.

Los puntos se obtuvieron según el procedimiento descrito en la parte anterior, por lo tanto la duración promedio de la prueba fue de **5 minutos por punto**. Para garantizar que las mediciones de caudal fuesen correctas.

Se realizaron **un total de 17 puntos para las dos primeras y 15 para la tercera posición del rotor** los cuales **fueron tomados aleatoriamente con el propósito de evaluar la repetibilidad del experimento**, sin embargo la baja densidad de puntos adquiridos durante los experimentos no permitió estimar el error asociado a este parámetro experimental.

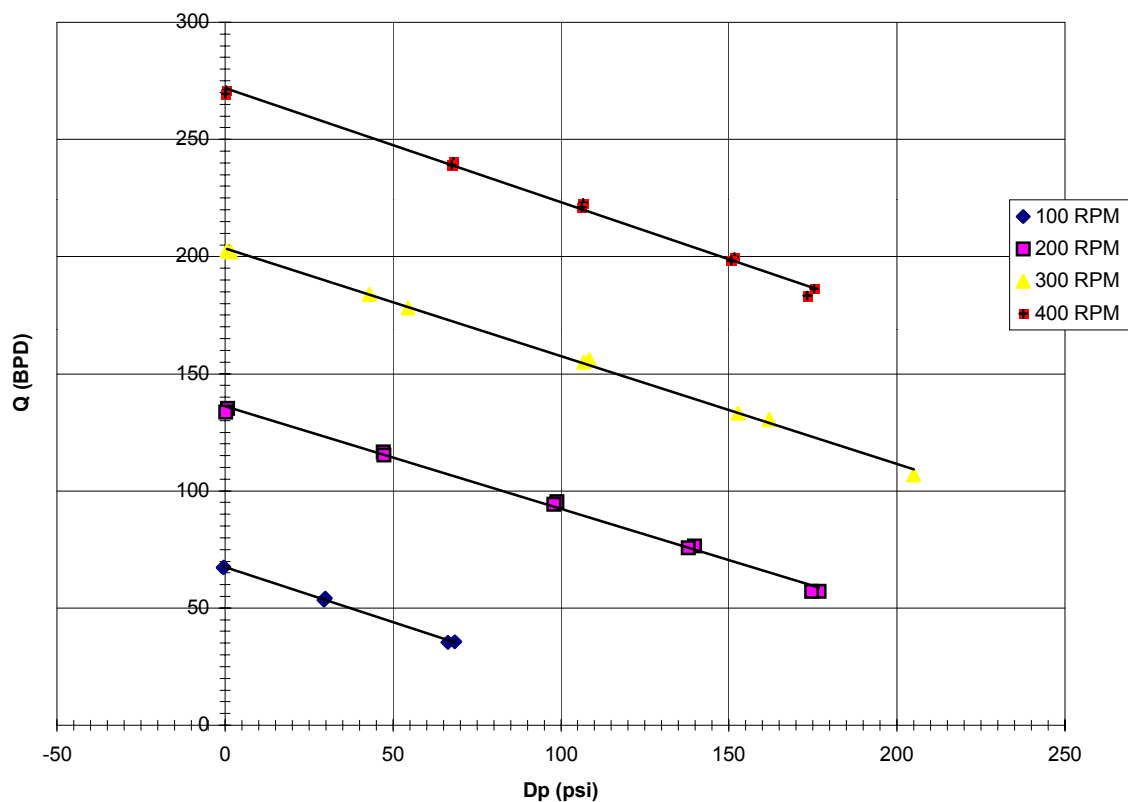
Gráfica 3.1 Ecurrimiento estático 134 cps de rotor 1



Según lo planificado, una vez culminadas las pruebas de escurrimiento estático se continuaron con las pruebas de comportamiento volumétrico a las cuatro velocidades de giro señaladas en la matriz de experimento, y cuyo resultado se presenta en la Gráfica 3.2. La temperatura promedio del fluido durante el experimento fue de $21^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$, alcanzándose caudales máximos entre 67.61 BPD para 100 r.p.m y 270.91 BPD a 400 r.p.m.

Los experimentos se realizaron manteniendo constante la velocidad de giro del rotor, mientras la diferencia de presión se controlaba a partir de la estrangulación del flujo a la descarga de la bomba, tal y como se explico en el procedimiento experimental.

Gráfica 3.2 Curva Característica Q vs. Dp 134 cps rotor 1



3.4.- Pruebas con aceite de 134cp y rotor 2:

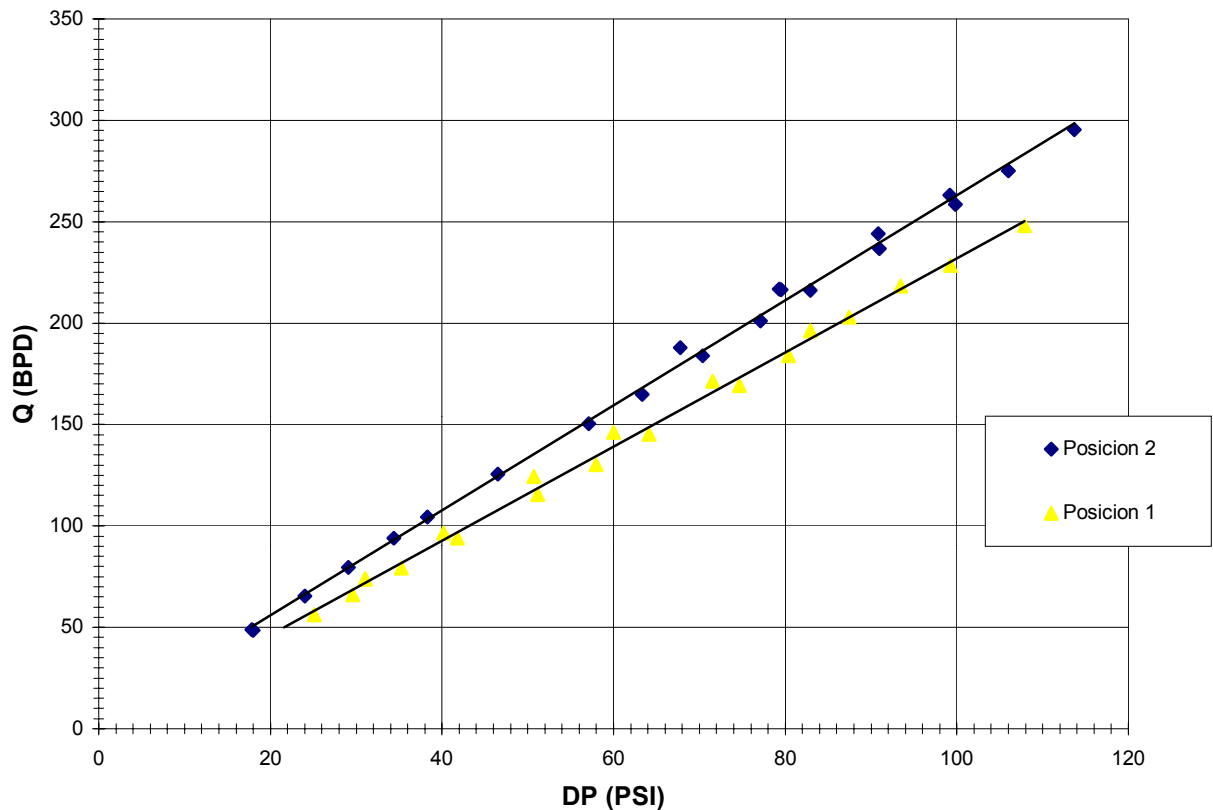
En la Grafica 3.3 se presenta el resultado de la prueba de escurrimiento estático para caudales entre 56.19 y 228.28 BPD para la posición 1 y 48.76 y 295.29 BPD para la segunda posición, los cuales originaron una diferencia de presión que varió entre 25.10 a 107.91psi y 17.86 a 113.66psi respectivamente, según el caudal inyectado. La temperatura durante los ensayos se mantuvo en un promedio de $21^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$.

Los puntos se obtuvieron según el procedimiento descrito en la parte anterior, por lo tanto la duración promedio de la prueba fue de **5 minutos por punto**. Esto permitió garantizar que las mediciones de caudal fuesen correctas.

Se realizaron **un total de 20 puntos para las dos primeras y 19 para la tercera posición del rotor** los cuales **fueron tomados aleatoriamente con el propósito de evaluar la repetibilidad del experimento**, sin embargo la baja densidad de puntos adquiridos durante los experimentos no permitió estimar el error asociado a este parámetro experimental.

Una vez culminadas las pruebas de escurrimiento estático se continuaron con las pruebas de comportamiento volumétrico a las cuatro velocidades de giro señaladas en la matriz de experimento. La temperatura promedio del fluido durante el experimento fue de $21^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$, alcanzándose caudales máximos entre 59.50 BPD para 100 r.p.m y 259.23 BPD a 400 r.p.m.

Gráfica 3.3 Ecurrimiento estatico 134 cps rotor 2



3.5.- Pruebas con aceite de 75cp y rotor 1:

Se presenta el resultado de la prueba de escurrimiento estático para caudales entre 12.44 y 50.98 BPD para la posición 1, 13.45 y 51.23 BPD para la segunda posición y 15.57 y 54.64 BPD para la tercera posición, los cuales originaron una diferencia de presión que varió entre 23,62 a 91,29psi, 18 a 66,54psi y 26,96 a 88,79psi respectivamente, según el caudal inyectado. La temperatura durante los ensayos se mantuvo en un promedio de $21\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$.

Los puntos se obtuvieron según el procedimiento descrito en la parte anterior, por eso la duración promedio de la prueba fue de **5 minutos por punto**. Esto garantiza que las mediciones de caudal fuesen correctas.

Una vez culminadas las pruebas de escurrimiento estático se continuaron con las pruebas de comportamiento volumétrico a las cuatro velocidades de giro señaladas en la matriz de experimento. La temperatura promedio del fluido durante el experimento fue de $21^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$, alcanzándose caudales máximos entre 67.14 BPD para 100 r.p.m y 269.55 BPD a 400 r.p.m.

3.6.- Pruebas con aceite de 75cp y rotor 2:

Se presenta el resultado de la prueba de escurrimiento estático para caudales entre 54.14 y 253.53 BPD para la posición 1, 59.61 y 266.06 BPD para la segunda posición y 57.08 y 277.25 BPD para la tercera posición, los cuales originaron una diferencia de presión que varió entre 22.48 a 107.50psi, 19.71 a 90.64psi y 17.54 a 79.55psi respectivamente, según el caudal inyectado. La temperatura durante los ensayos se mantuvo en un promedio de $21^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$.

Los puntos se obtuvieron según el procedimiento descrito en la parte anterior, por esa razón la duración promedio de la prueba fue de **5 minutos por punto**. Esto garantiza la correcta medición del caudal.

Se ejecutaron **un total de 19 puntos para la primera y 17 para la segunda y tercera posición del rotor** los cuales **fueron tomados aleatoriamente con el fin de evaluar la repetibilidad del experimento**, sin embargo la baja densidad de puntos adquiridos durante los experimentos no permitió estimar el error asociado a este parámetro experimental.

Una vez culminadas las pruebas de escurrimiento estático se continuaron con las pruebas de comportamiento volumétrico a las cuatro velocidades de giro señaladas en la matriz de experimento. La temperatura promedio del fluido durante el experimento fue de $21^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$, alcanzándose caudales máximos entre 69.79 BPD para 100 r.p.m y 259.05 BPD a 400 r.p.m.

Las gráficas de cada una de las pruebas se observan más en detalle posteriormente [Apéndice 9].

VI.- Análisis de Resultados

4.1 Pruebas de Escorrimento Estático.

Para explicar el comportamiento de las pruebas de escurrimiento estático, es necesario examinar de nuevo la disposición de las cavidades dentro de la BCP. En la figura 4.1 se observan representaciones espaciales de la BCP para las tres posiciones de estas pruebas y cortes transversales realizados a lo largo de una etapa de la bomba. La disposición de las cavidades en las posiciones 1 y 3 es la misma, con la única diferencia que están rotadas 180°.

Con ayuda de la figura 4.1 se puede concluir que en las posiciones 1 y 3 aparecen cinco cavidades completamente cerradas a lo largo de la BCP, mientras que en la posición 2 aparece una menos. De esta manera se tiene que en la posición 2 hay menor número de sellos o restricciones para que el fluido pase a través de la BCP, esto da como resultado un caudal (escurrimiento) mayor para un mismo valor de ΔP . [Olivet, 2001]

Dentro de la bomba, existen diferentes geometrías según la posición del rotor y estator, lo cual resulta en escurrimientos diferentes, es decir, el diámetro equivalente o diámetro hidráulico es función del ángulo de rotación de la bomba $DF(\theta)$; así como el factor de fricción $f=f(\theta)$. Para las pruebas realizadas en este proyecto, las posiciones 1 y 3 de la figura 4.1 tienen el mismo escurrimiento, siempre y cuando permanezca la temperatura constante, de lo contrario las propiedades del fluido cambian; la viscosidad, la cual es proporcional, produce un aumento o disminución de este fenómeno, como se observará más adelante.

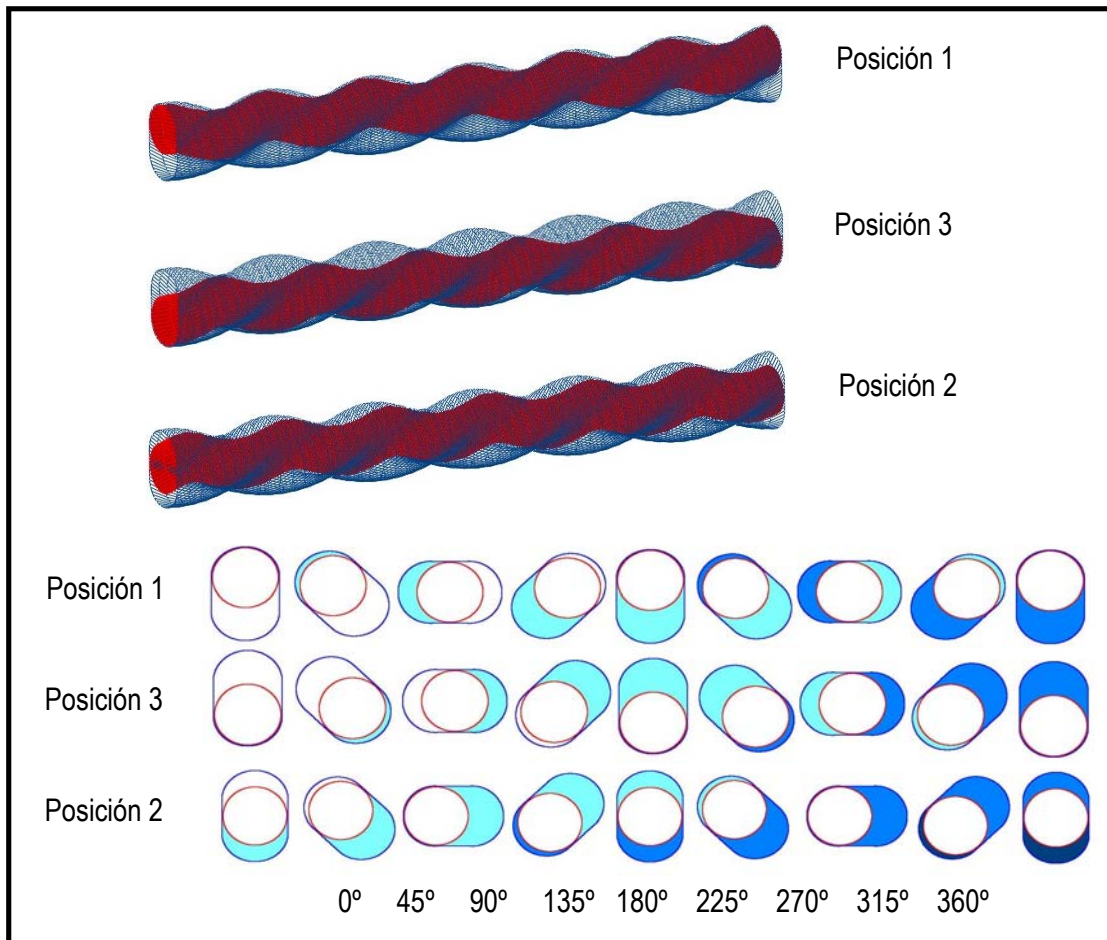


Fig. 4.1.1 Representación de las tres posiciones del rotor en las pruebas de escurrimiento estático.

4.1.1.- Cambio de fluido de trabajo:

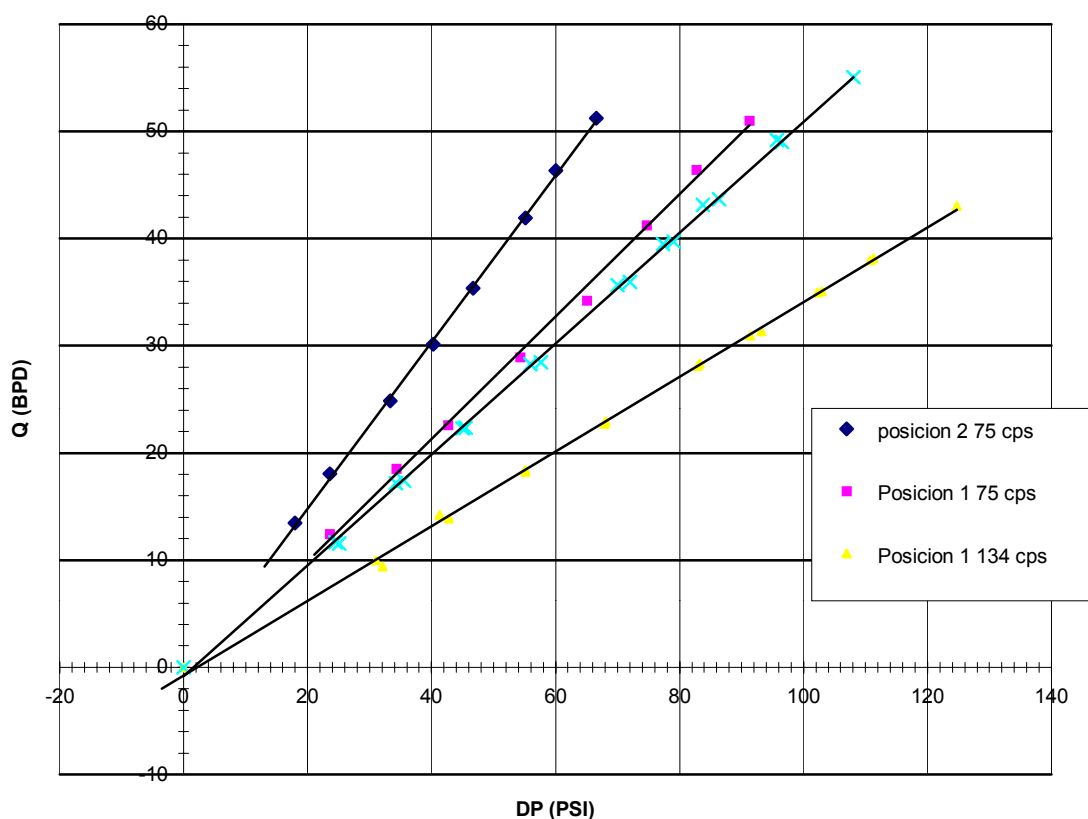
Para el cambio de fluido, utilizando un mismo rotor, existe una diferencia apreciable en el escurrimiento estático, tomando dos puntos de comparación al mismo diferencial de presión para este fenómeno se obtiene:

ΔP [PSI]	Viscosidad [CPS]	S [BPD]	Interferencia [mm]
65	134	22	-0.4195
65	75	36	-0.4195

Tabla 4.1.- Puntos de prueba de escurrimiento a viscosidades diferentes.

El escurrimiento en esta comparación aumenta en el orden de un 61%. En la Gráfica 4.2 se observa este fenómeno. Esto se produce por el aumento de la movilidad al aumentar la viscosidad, con lo cual el fluido tiene mayor capacidad de fluir a través de las holguras de la bomba debido a su interferencia negativa.

Gráfica 4.1 Escurrimiento estatico rotor 1 Viscosidades 134 cp y 75 cp



Para el segundo rotor, las graficas de escurrimiento estático para varias viscosidades tienen el mismo comportamiento, incrementándose un 28 %. Los resultados de esta comparación son mostrados en la siguiente tabla:

ΔP [PSI]	Viscosidad [CPS]	S [BPD]	Interferencia [mm]
90	134	209	-0.5793
90	75	267	-0.5793

Tabla 4.2.- Puntos de prueba de escurrimiento a viscosidades diferentes.

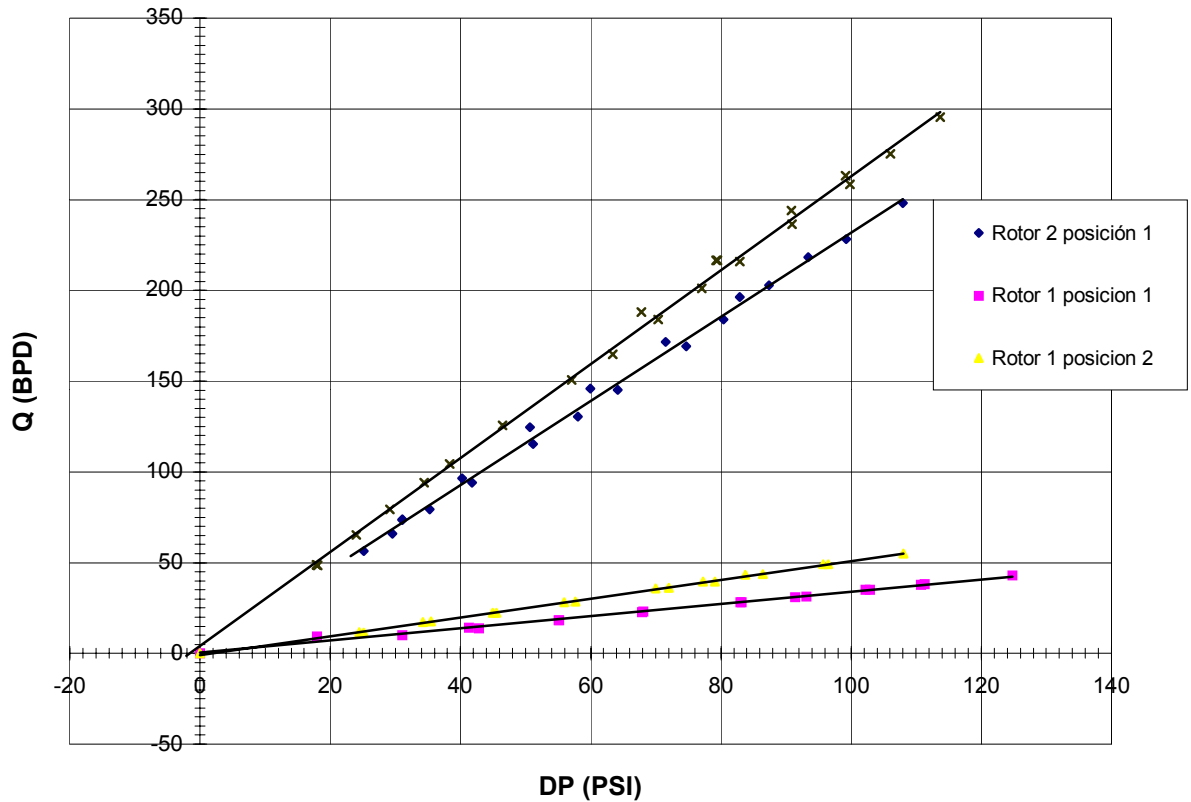
4.1.2.- Cambio de rotor de trabajo:

El cambio de rotor fue factor importante en el aumento del escurrimiento, ya que cambia una de las propiedades geométricas de la bomba, (diámetro del rotor), esto cambia también la interferencia de la bomba, calculada [Ecuación 16], (de un valor de -0.4195mm a -5973mm), esto aumenta la holgura de la misma (espacio entre rotor y estator), dejando un mayor espacio al aceite para fluir. En este caso el cambio de escurrimiento es mayor, al cambio de escurrimiento por variación de viscosidad. La comparación realizada fue a través de dos puntos para un mismo diferencial de presión mostrado en la tabla 4.2.

ΔP [PSI]	Viscosidad [CPS]	S [BPD]	Interferencia [mm]
100	134	33	-0.4195
100	134	232	-0.5793

El escurrimiento en esta comparación aumenta en el orden de un 602%. En la Gráfica 4.2 se observa este fenómeno.

Gráfica 4.2 Ecurrimiento estatico 134 cps rotores 1 y 2



Para el segundo aceite, las graficas de escurrimiento estático para rotores diferentes tienen el mismo comportamiento, incrementándose hasta un 394%, un aumento mayor al producido por el cambio de aceite. Los resultados de esta comparación son mostrados en la siguiente tabla:

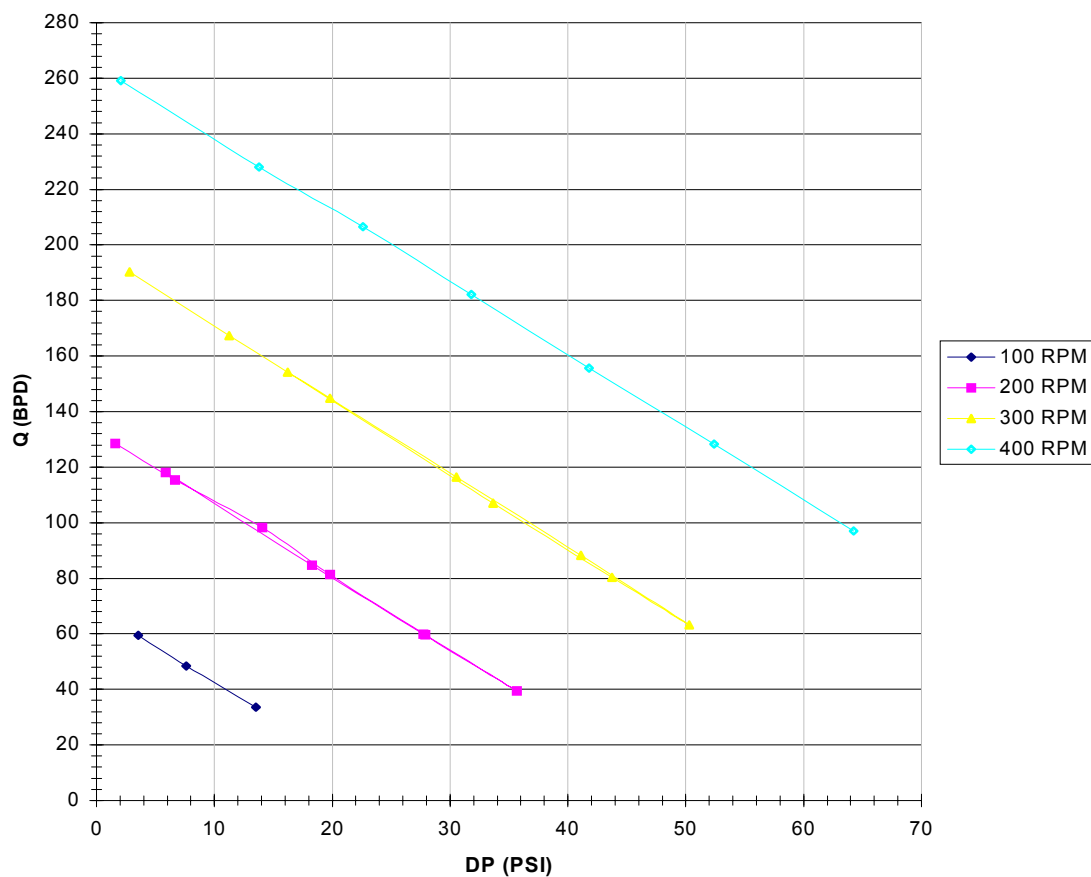
ΔP [PSI]	Viscosidad [CPS]	S [BPD]	Interferencia [mm]
42	75	26	-0.4195
42	75	128	-0.5793

Tabla 4.2.- Puntos de prueba de escurrimiento a viscosidades diferentes.

4.2.- Pruebas de Ecurrimiento dinámico y comportamiento volumétrico.

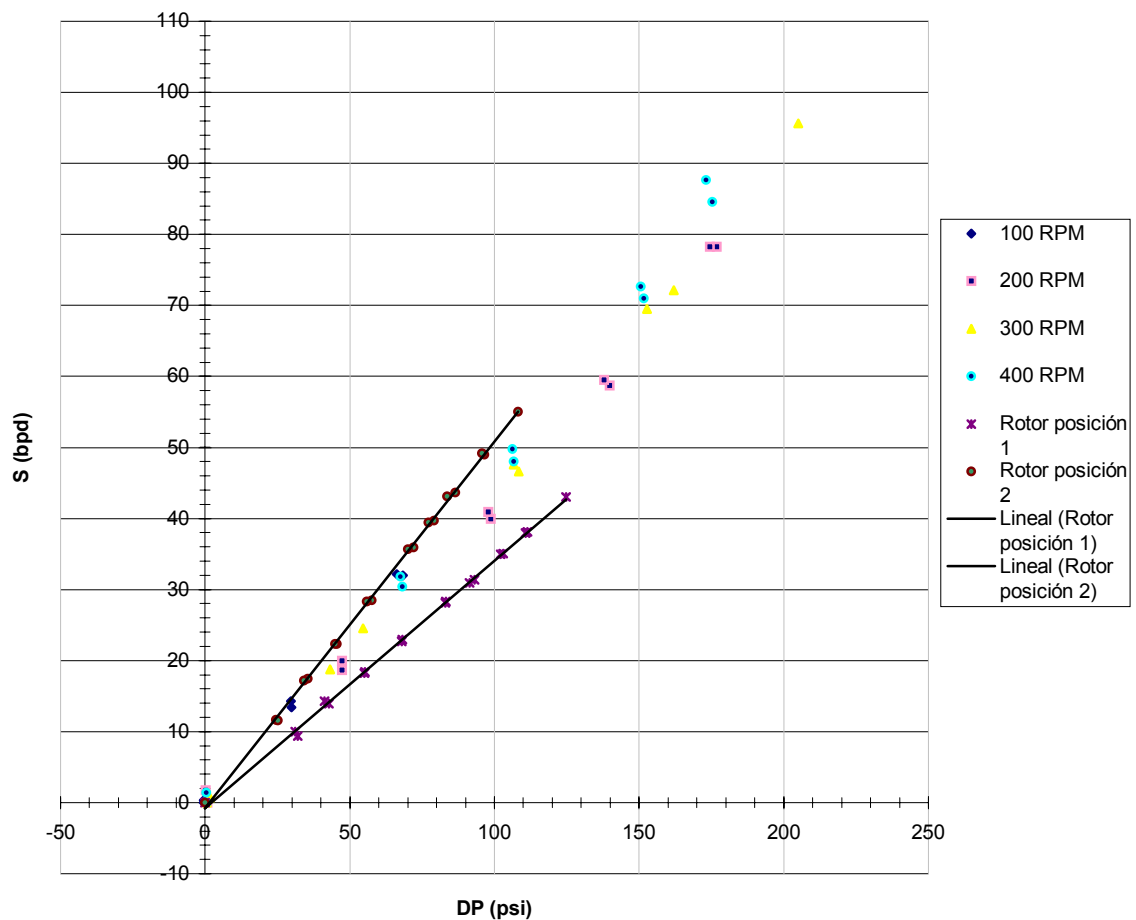
Para las pruebas de escurrimiento dinámico, se utilizó como caudal teórico el que se obtiene de forma experimental para ΔP igual a cero, según se establece en norma para pruebas en bombas rotativas ANSI/HI 3.6 del Instituto Hidráulico Americano. Luego de construir la curva de capacidad (Q) vs. velocidad de giro (en r.p.m.) (Gráfica 4.3). Se observó el comportamiento lineal en función del diferencial de presión.

Grafica 4.3 Curva característica Q vs. DP 134 cps rotor 2



En la gráfica 4.3, se muestra el escurrimiento dinámico vs. el diferencial de presión para las cuatro velocidades. El escurrimiento dinámico se calculó como la diferencia entre el caudal teórico y la capacidad. [Ecuación 2]

Gráfica 4.4 Escurrimiento fluido 134 cps rotor 1



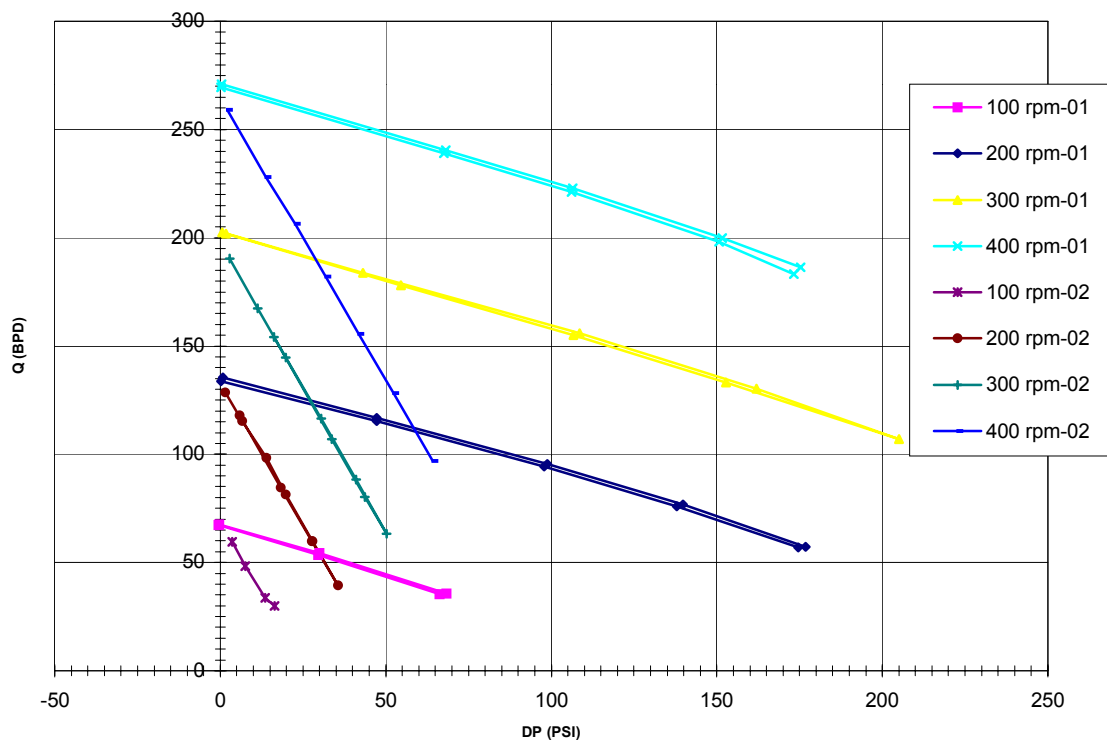
Dentro del rango estudiado, se demuestra que el escurrimiento dinámico es función del ΔP y no de la velocidad de giro. En la gráfica 4.4 se compara el escurrimiento dinámico de las cuatro velocidades de giro con las curvas de escurrimiento estático de las posiciones 1 y 3, y escurrimiento estático de la posición 2. Con este resultado se comprueba que las curvas de escurrimiento

dinámico para fluido monofásico se encuentran dentro de un mismo rango, generado por las curvas de escurrimiento estático.

La curva de escurrimiento estático promedio de las tres posiciones, es la que se acerca más al escurrimiento dinámico, [Olivet, 2001]. Esta observación constituye un aporte importante, porque determina las características de la curva que debe ser utilizada, si se quisiera implementar un procedimiento para predecir el escurrimiento dinámico a partir del escurrimiento estático en una BCP de estator rígido.

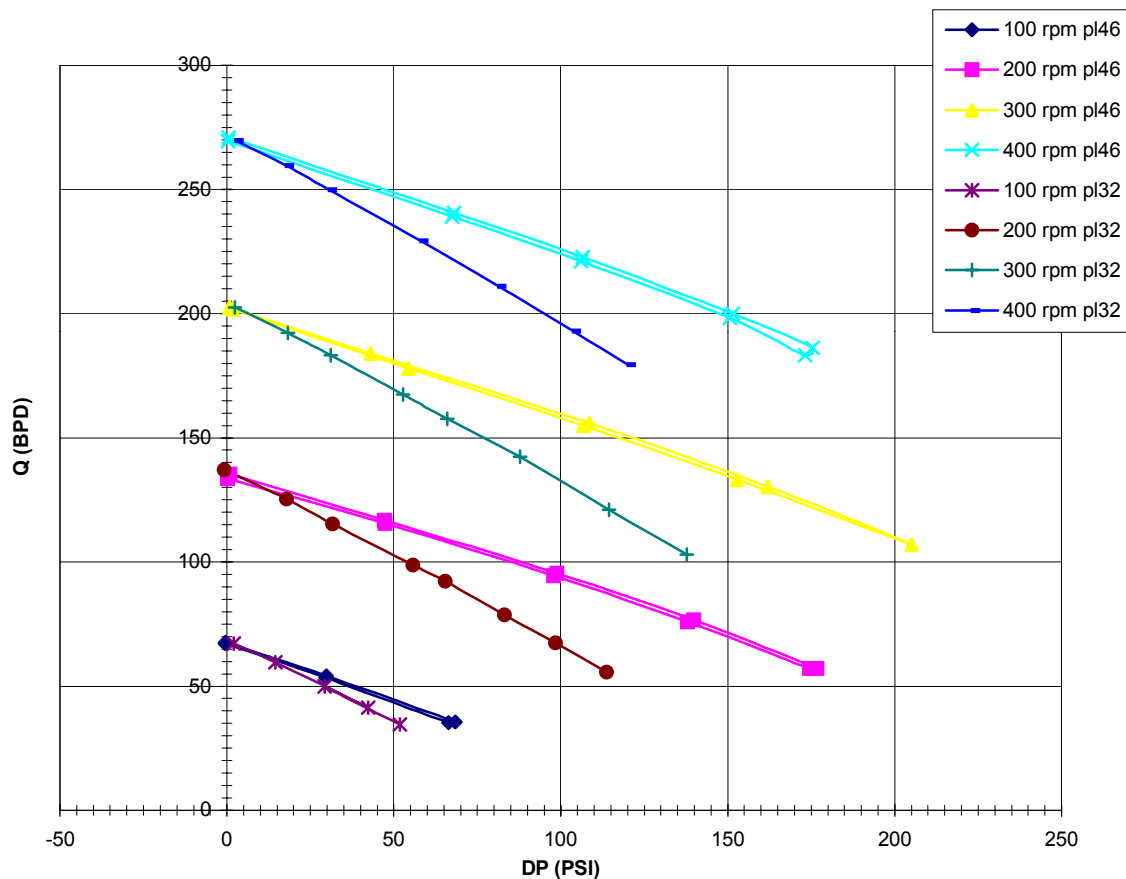
El cambio de rotor en esta prueba produce un cambio en el escurrimiento dinámico, en la misma proporción que sucede el mismo para el escurrimiento estático, debido a que la tendencia del promedio de estos a diferentes posiciones del rotor (posiciones 1 y 2) es la misma para escurrimiento dinámico. La comparación de caudal registrado a distintos diferenciales de presión se ven en la gráfica 4.5

Gráfica 4.5 Escurrimiento dinamico 134 cps rotores 1 y 2



La situación para el cambio de fluido en estas pruebas, también es similar al comportamiento del escurrimiento estático, donde los cambios registrados responden a la variación de la viscosidad del fluido de trabajo. Esta comparación y su variación se muestra en el capítulo anterior gráfica 4.6.

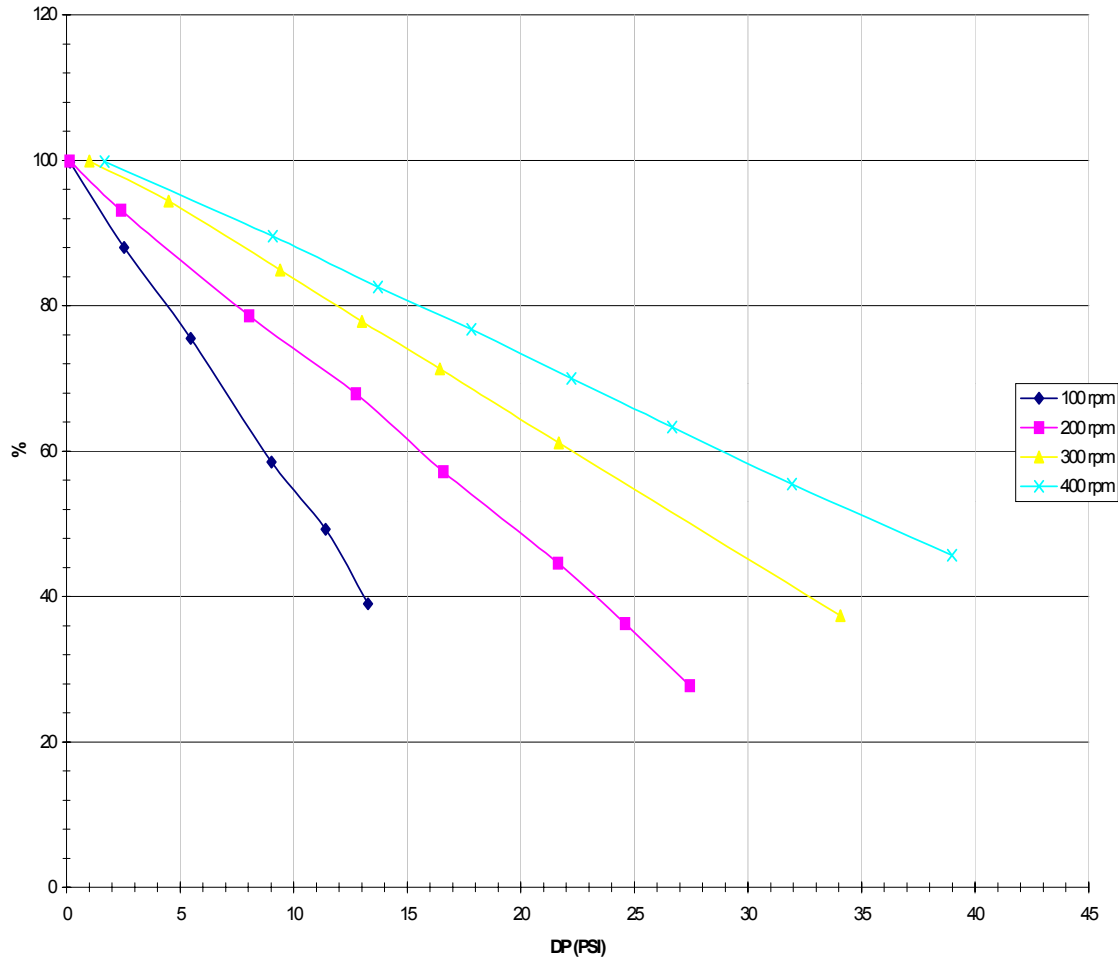
Gráfica 4.6 Ecurrimiento dinámico rotor 1 134 cps y 75cps



4.3.- Eficiencia Volumétrica:

A partir de los datos generados en las pruebas de escurrimiento dinámico, se construyó la curva de eficiencia volumétrica vs. diferencial de presión (figura 4.8). La eficiencia volumétrica se calculó a partir de la ecuación reseñada en el primer capítulo, [Ecuación 3].

Gráfica 4.7 Eficiencia volumetrica 75cps rotor 2



En la figura 4.8, se observa que dentro del rango estudiado, el aumento de la velocidad de giro se traduce en un alza de la eficiencia volumétrica de la bomba. Esto se debe al aumento del factor de la ecuación de caudal teórico [Ecuación 1]. A este factor se le resta el escurrimiento el cual es constante a cualquier velocidad, lo que produce un caudal real dependiente de la velocidad de operación.

Al hacer las comparaciones entre los rotores y los fluidos utilizados, existen algunas diferencias apreciables. Para la los diferentes rotores la tendencia cae, existe un aumento de la pendiente negativa de cada uno de los casos, cualquiera sea la velocidad de operación. Esta variación de eficiencia volumétrica es proporcional a la variación de escurrimiento, bien sea, por el cambio de fluido o por el cambio de rotor. [Graficas Apéndice 9]

4.4.- Potencia Hidráulica

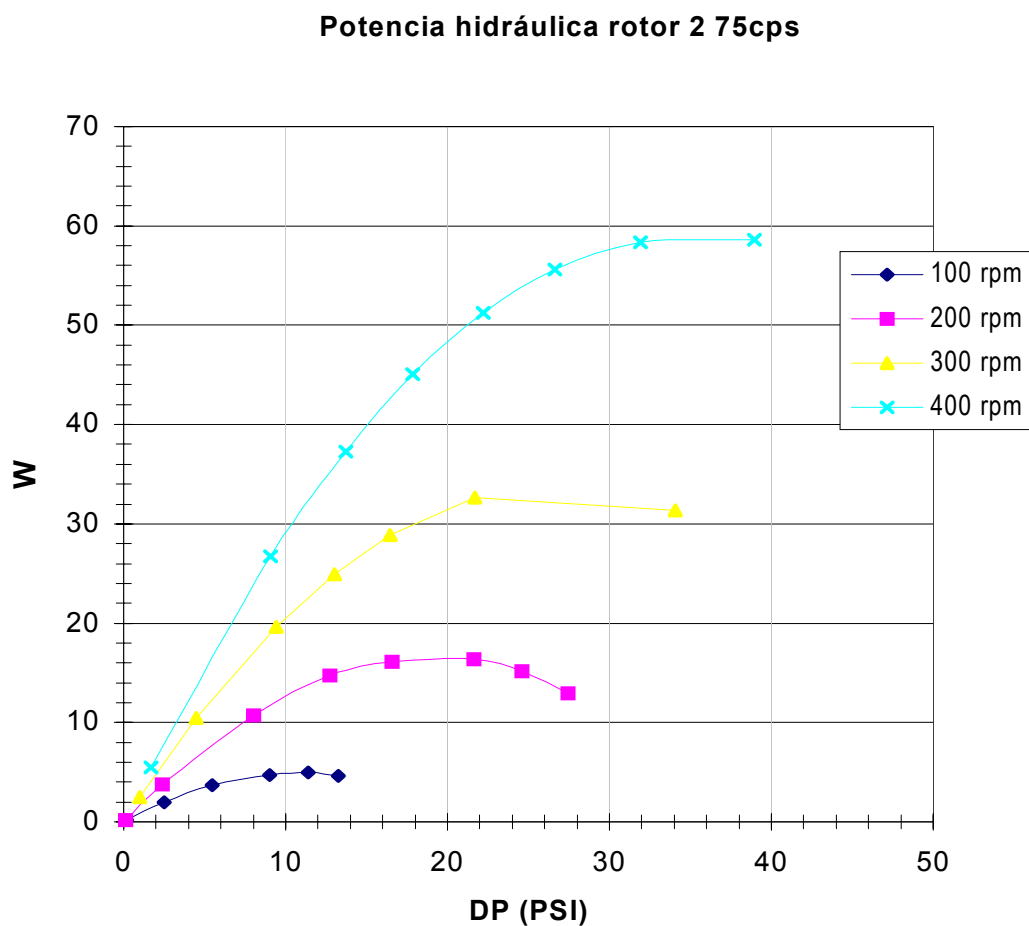


Figura 4.9 Potencia hidráulica

En la figura 4.9 se presentan la potencia hidráulica, calculada a partir de la ecuación planteada en el primer capítulo [Ecuación 5].

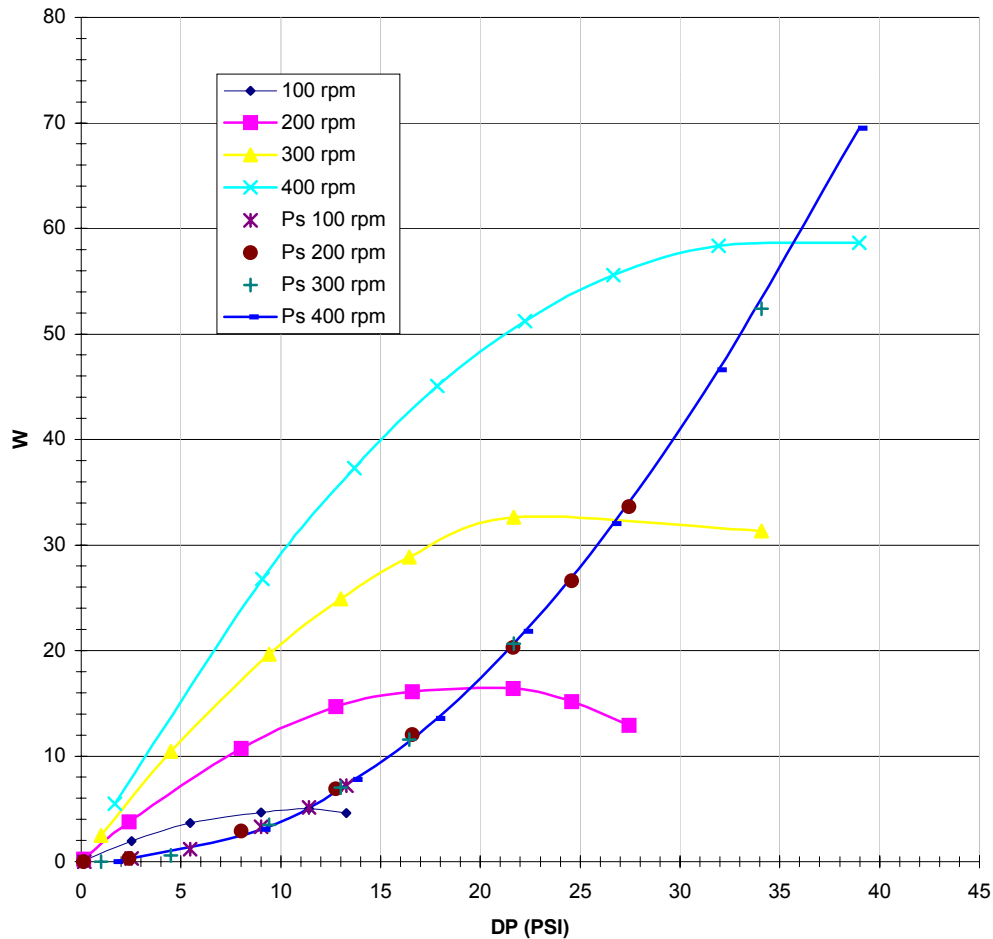
Potencia hidráulica rotor 2 75cp

Figura 4.10 Potencia hidráulica y pérdidas debidas al escurrimiento

4.5.- Coeficiente de resistencia y factor de fricción

Con el incremento de la velocidad de giro se observa un aumento de la potencia hidráulica, también se observa que las curvas de potencia hidráulica presentan un punto máximo. La existencia de estos puntos de máxima potencia hidráulica fue observada en sus estudios por Gamboa (2000). Las pérdidas debidas al escurrimiento (Figura 4.10) siguen una misma tendencia, porque en el rango estudiado el escurrimiento es independiente de la velocidad de giro.

Una observación interesante, lograda por Olivet (2001) es que la curva de las pérdidas por escurrimiento (P_s) vs. ΔP corta las curvas de P_H vs. ΔP en sus puntos máximos y que en estos mismos puntos la eficiencia volumétrica de la bomba es aproximadamente de 50%. Lo cual se comprueba en las pruebas realizadas en este proyecto.

Para las pruebas realizadas, una de las conclusiones más importantes, es el hecho de demostrar que, para las velocidades de trabajo (desde 100 hasta 400 r.p.m.), **el escurrimiento no depende de la velocidad de operación de una bomba de cavidad progresiva. Por el contrario, este depende de las propiedades del fluido y de la geometría de sus componentes.** Una forma de demostrar este efecto, es el cambio de escurrimiento para diferentes viscosidades del fluido utilizado. Por lo cual la razón de esta diferencia esta tan solo en la dinámica de fluidos dentro de la bomba.

Para evaluar cual es la naturaleza de este cambio se utilizará la técnica documentada por Schiller (1949) y Nikuradse (1950) para determinar el régimen de flujo en secciones de tubería no circulares. Esta técnica se basa en el uso de la ecuación de Hagen-Poiseuille para tuberías circulares sustituyendo en ella el término de diámetro de tubería por el concepto de *diámetro hidráulico* de la sección no circular.

Según Gamboa (2000), el diámetro hidráulico se define como la relación entre cuatro veces el área de la sección transversal y el perímetro mojado, que para el caso de una Bomba de Cavidad Progresiva sin interferencia se obtiene de la relación entre el área libre calculada de una sección transversal de la bomba, y la suma del perímetro del estator y rotor.[Apéndice 6]

$$D_h = \frac{2 * (4ed_r - 8ew - \pi (d_r w - w^2))}{\pi (d_r - w) + 4e} \quad (20)$$

Sustituyendo este parámetro dentro de la ecuación de Hagen-Poiseuille y agrupando en una sola constante, el factor de fricción y la longitud adimensionalizada se obtiene la ecuación (21). Esta expresión matemática plantea la relación entre la diferencia de presión y el caudal inyectado a la

bomba a través de un factor de proporcionalidad al cual Nikuradse denominó “coeficiente de resistencia”.

$$C_v = \frac{\Delta P \pi^2 D_h^2}{8 \rho Q^2} \quad (21)$$

Según la ecuación 10, en términos del diámetro hidráulico, el número de Reynolds es:

$$Re = \frac{\rho D_h V}{\mu} \quad (22)$$

donde:

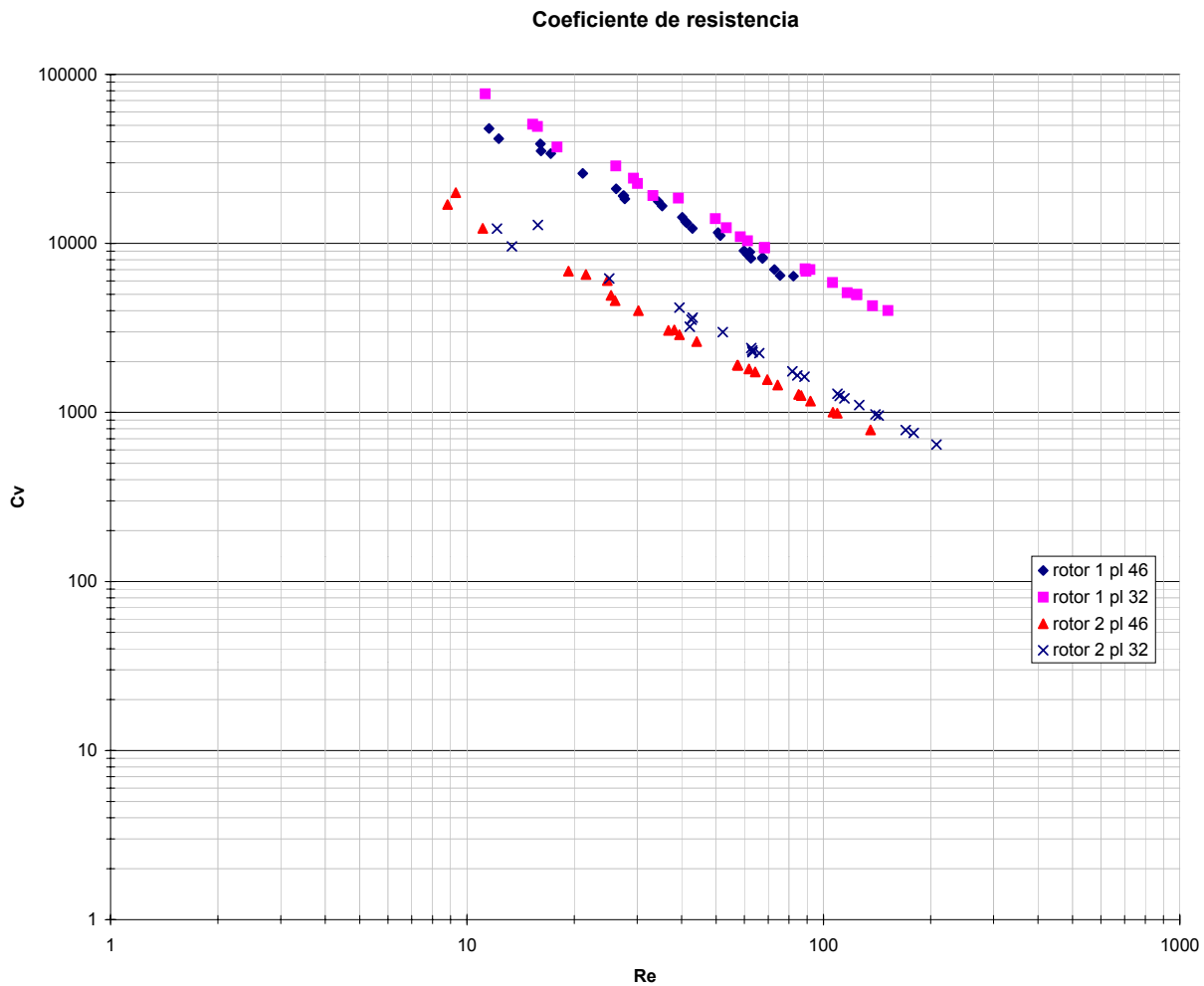
$$Q = V / \text{área de la sección transversal} \quad (25.a)$$

Despejando V, luego sustituyendo en la ecuación 25, tomando el área de la sección transversal [Ecuación 11]. Se tiene:

$$Re = \frac{\rho D_h Q 4e d r}{\mu} \quad (23)$$

Luego sustituyendo el diámetro hidráulico [Ecuación 23] en la ecuación 26.

$$Re = \frac{4 \rho Q}{\pi \mu D_h} \quad (24)$$



Gráfica 4.10 Coeficiente de resistencia

Así pues, se demuestra que el flujo dentro de la bomba cambia en función de la viscosidad del fluido de trabajo. Donde Gamboa (2000) encontró que para fluidos con viscosidades menores a 133 cP el régimen debe ser transitorio a turbulento, concluyendo que lo importante de este resultado es que se determina que la turbulencia es el factor que rige la física del escurrimiento en condiciones estáticas a baja viscosidad, pero conforme esta se incrementa el flujo entra en la región laminar y son los efectos viscosos los que rigen la física del problema. Esto explica el cambio de la correspondencia entre el caudal inyectado y la diferencia de presión en función de la viscosidad del fluido.

Para fluidos de mayor viscosidad que este valor el régimen predominante es estrictamente laminar de manera que el coeficiente de resistencia es inversamente proporcional al número de Reynolds y esta relación viene dada por la ecuación (25), [Gamboa, 2000].

$$\kappa = \frac{C_{tte}}{Re} \quad (25)$$

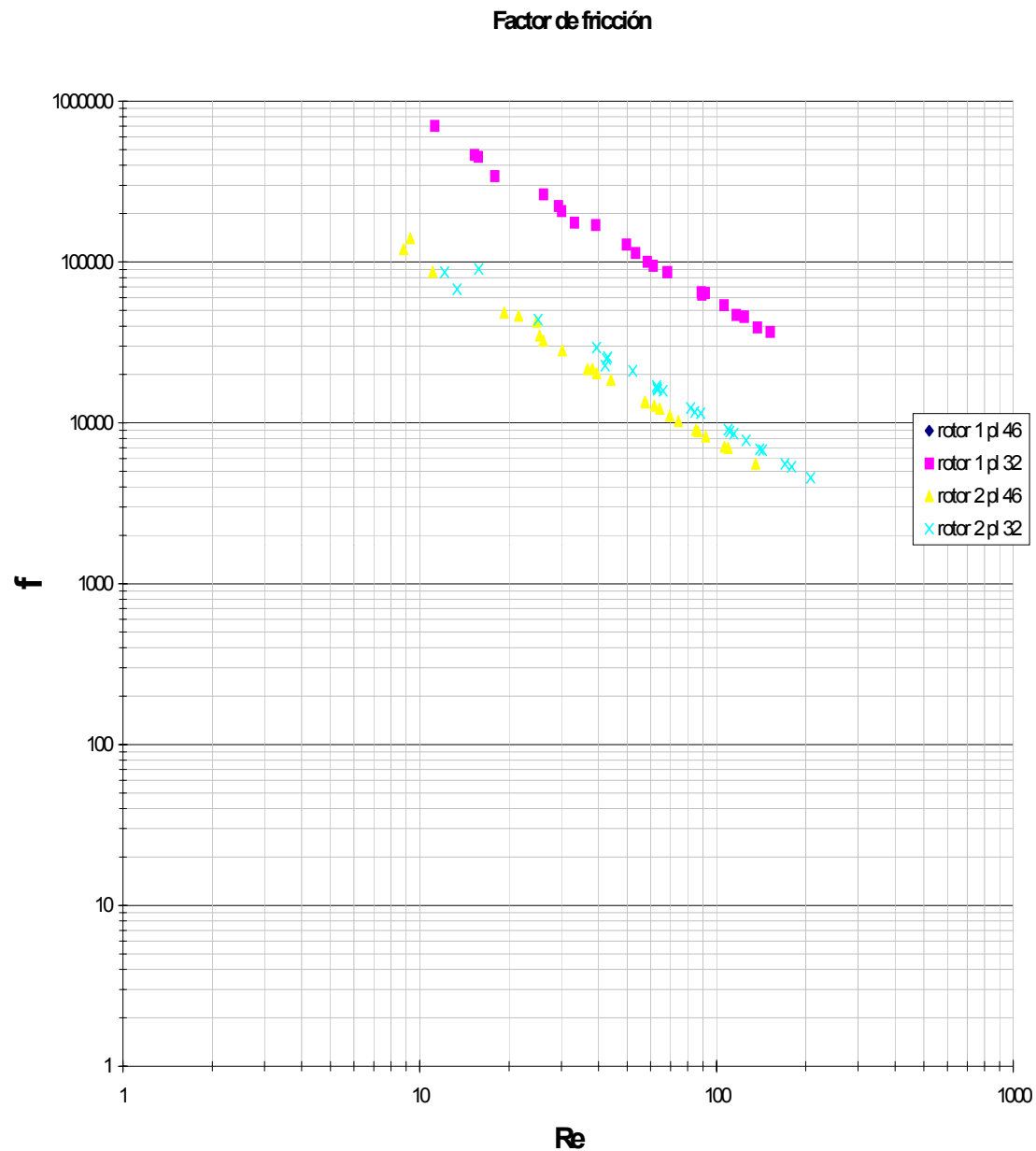
El salto producido en la figura 4.10, de coeficiente de resistencia es debido al cambio de rotor de la bomba, con lo cual esta correlación debe trabajar para una misma geometría, de lo contrario se produciría una inconsistencia a la hora de un diseño a unas condiciones dadas. En consecuencia, existe un factor geométrico no considerado dentro de la ecuación de Schiller y Nikuradse.

De esta ecuación (21) se puede deducir un factor de forma el cual toma en cuenta la geometría no cilíndrica de la bomba, el cual estaría acompañado del coeficiente de fricción de la bomba f

$$C_v = f * F_{forma} \quad (26)$$

Donde la ecuación del factor de forma debe venir definida de un análisis adimensional de las pruebas de escurrimiento estático, estableciendo una relación de las variables de bomba y el diámetro hidráulico.

$$F_{forma} = \frac{Paso * e * w}{D_r^3} \quad (27)$$



Gráfica .4.11.- Factor de fricción de la bomba

Calculado este factor de forma, podría realizarse una correlación entre el coeficiente de fricción para un número de Reynolds dado por los valores utilizados dentro del factor de forma. En la figura 4.11 se muestra esta correlación.

De nuevo, el salto producido en esta correlación, es producto del cambio de rotor en la bomba, donde cada camino de geometría interna producirá un salto de esta gráfica, observándose tendencias parecidas.

Las graficas de cada una de las pruebas, son colocadas en el Apéndice 9 al final de este trabajo.

V.- Selección simulación de BCP Metal-Metal

5.1.- Selección

Los resultados obtenidos, fueron utilizados para generar un modelo, el cual fue integrado al “BCPI”, un programa creado por el personal de PDVSA-INTEVEP para el diseño de bombas de cavidad progresiva en pozos determinados.

El modelo fue basado en las ecuaciones para el flujo de fluidos en tuberías no circulares [Schiller & Nikuradse] Donde se estimó el escurrimiento como el caudal de estudio [Ecuación 24].

$$\Delta P = C_v \frac{8\rho S^2}{\pi D h^4} \quad (5.1)$$

Donde

$$S = \sqrt{\frac{\Delta P \pi^2 D h^4}{8 C_v \rho}} \quad (5.2)$$

Definido el diámetro hidráulico [Ecuación 20], C_v es la combinación del factor de fricción en tuberías lisas y un factor de forma, el cual toma en cuenta la geometría no cilíndrica de la bomba [Ecuación 26].

La ecuación que define el factor de forma [Ecuación 21], fue deducida del análisis adimensional de las pruebas de escurrimiento estático y establece la relación entre las variables geométricas de la bomba y el diámetro hidráulico. [Apéndice 5].

Esto forma parte de un procedimiento realizado por la pericia de Levantamiento Artificial por Bombeo a Escala Reducida en PDVSA-INTEVEP, el cual es denominado procedimiento de diseño de BCP Metal-Metal. (BCPMM).

En este procedimiento, primero se asume una velocidad de operación máxima (400 r.p.m. para esta investigación) y una mínima eficiencia volumétrica (η_v). Olivet (2001), señaló que para η_v menores a 50%, la potencia hidráulica comenzaba a disminuir y las pérdidas por escurrimiento eran mayores ($P_s > P_h$). Esta afirmación fue comprobada con los resultados de las pruebas realizadas en este trabajo. Por esta razón se utiliza 50% como mínima eficiencia volumétrica.

Con estos valores de referencia, se determina el desplazamiento mínimo de la bomba:

$$D_{\min} = \frac{Q_{total}}{\eta_v N} = \frac{(Q_{gas} + Q_{crudo} + Q_{agua})}{\eta_v N} \quad (5.3)$$

Este calculo se debe realizar tomando en cuenta las condiciones de succión de la bomba, es decir, todas las propiedades PVT necesarias deben ser estimadas a presión y temperatura existente en la succión de la BCP.

Debido a que la BCP Metal-Metal no tiene modelos comerciales disponibles, es imposible seleccionar de un catalogo algún modelo u modelos cuyo desplazamiento sea mayor que el desplazamiento mínimo calculado. Este es el criterio de selección de la BCPMM.

$$D_{bomba} \geq D_{\min} \quad \text{Criterio de selección}$$

Por falta de estándares, en el diseño de una BCP Metal-Metal deben especificarse valores tales como el diámetro del rotor, la excentricidad, el paso, la interferencia y el número de etapas. Para resolver este problema se debe dividir el proceso de diseño en dos etapas, la primera comprende la definición de valores de diámetro de rotor, la excentricidad y el paso para posteriormente calcular la interferencia requerida y número de etapas.

René Moineau estableció ciertas relaciones geométricas las cuales involucran el volumen desplazado por la bomba donde se establece:

$$\begin{aligned} d_{rotor} &= 4e \\ Paso &= \pi * d_{rotor} * \sqrt{2} \end{aligned} \quad (5.5)$$

sustituyendo se tiene:

$$\frac{Paso}{e} = 17.7 \quad (5.6)$$

A pesar de que muchos fabricantes siguen la relación señalada por Moineau, otros han optado por variar esta relación para encontrar mejoras en cuanto a la presión máxima que pueda soportar la bomba, reducción de la velocidad interna del fluido y reducción de la potencia de fricción.

Para estimar el Cv [Ecuación 5.1] el escurrimiento S utilizado para esta relación es un escurrimiento ideal, a un ΔP requerido, el cual es basado en un caudal deseado, mediante las curvas de operación de la bomba, este solo toma en cuenta el efecto del cambio de régimen de flujo dentro de la bomba, calculándose mediante datos geométricos conocidos. El Cv requerido por la bomba presenta la siguiente ecuación.

$$\begin{aligned} Q &= \frac{D^*n}{2} = D^*n - Cn * S_{ideal} \\ Cn * S_{ideal} &= \frac{D^*n}{2} \end{aligned} \quad (5.7)$$

Las variables desconocidas son Cn y S_{ideal} la primera es un factor experimental que corrige el escurrimiento ideal, debido a que este no toma en cuenta el efecto de la recirculación entre cavidades contiguas ni la variación del área, la cual esta en función de la variación del rotor. La ecuación de Cn definida por Gamboa (2000)

$$Cn = f(Re, F_{forma})$$

El escurrimiento ideal puede ser calculado por la ecuación propuesta por Schiller & Nikuradse (1950), [Ecuación 5.1].

Luego con estas ecuaciones de trabajo es necesario definir la relación entre la interferencia w y el número de etapas. Donde se propone:

1. Asumir un w (aproximadamente 1% del diámetro del rotor) y un número de etapas (una etapa para comenzar)
2. Luego se hace el cálculo de S_{ideal} en función de la geometría y las propiedades del fluido.
3. El S_{ideal} se multiplica por el C_n y se obtiene S_{real} .
4. Si $S_{real} - S_{requerido} < 10^2$ entonces el número de etapas y la interferencia asumida es suficiente, de lo contrario se debe ajustar el número de etapas.
5. El número de etapas se puede ajustar hasta alcanzar los 30 pies, si después de alcanzar esa longitud no se obtiene el S requerido ($S_{requerido}$) entonces se debe reducir el w y realizar de nuevo los cálculos.
6. Si aún después de estos cálculos no se obtiene el S requerido, será necesario incrementar la velocidad de operación hasta alcanzar 400 r.p.m, si se alcanza este valor y no se obtiene la convergencia del método, entonces no se puede producir con BCP Metal-Metal.

De esta forma se define completamente la geometría de la bomba y se estiman coeficientes de ajustes para el modelo que simulará el comportamiento de la bomba. Este procedimiento se conoce como "Procedimiento de diseño" y debe realizarse asumiendo que todas las propiedades de fluido serán de agua, de forma que asegure el desplazamiento de fluidos de completación al momento de arranque después de completado el pozo.

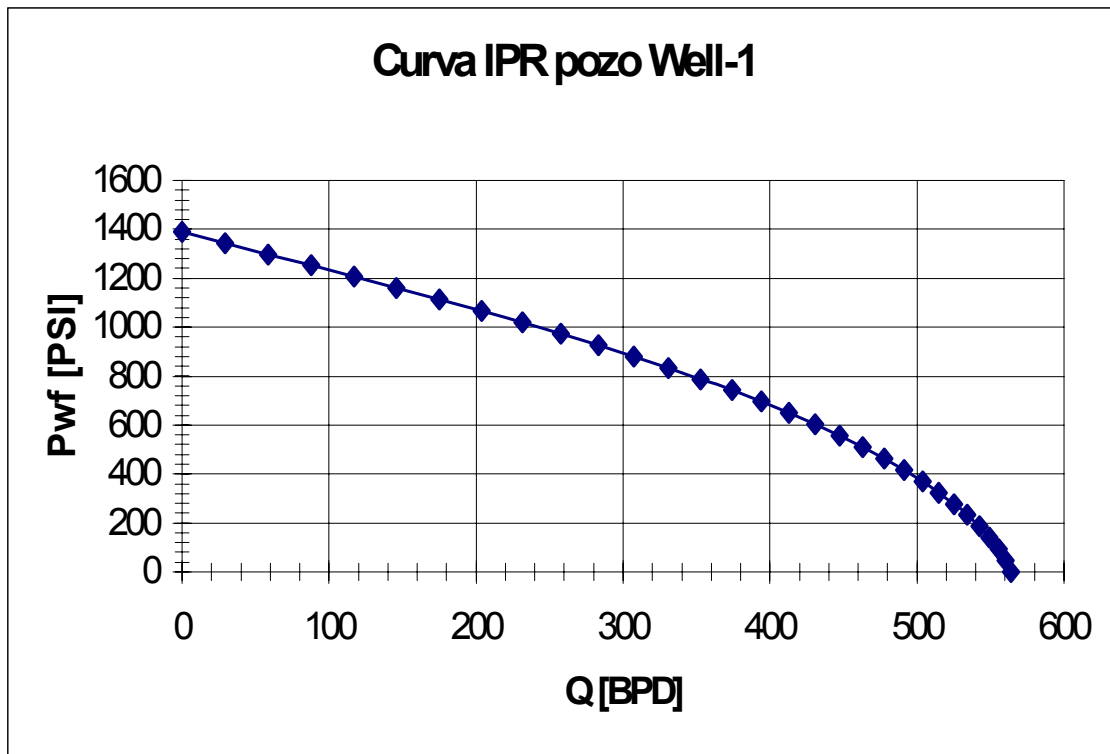
Después de definida la geometría de la bomba, el siguiente paso es simular el comportamiento de la bomba con propiedades reales de fluido a manejar y evaluar si este equipo obtendrá la producción requerida.

5.2.- Simulación de BCP Metal-Metal

Para realizar la simulación, se tomaron tres pozos, los cuales producen por bombeo de cavidad progresiva convencional (su estator está compuesto por un elastómero), los datos de éstos pozos se cargan en el programa (BCPI), para luego realizar simulaciones a varias velocidades de operación, con la bomba de cavidad progresiva convencional establecida y una bomba de cavidad progresiva de estator rígido de características equivalentes.

Los pozos son: Well-1 el cual produce con una bomba BMW 265-7500, Well-2 y Well-3, las cuales producen con bombas Robbins & Myers 80-N-275 y PCM/KUDU 60TP1300 respectivamente. Se mantienen las mismas características geométricas del rotor, en las bombas a comparar en cada uno de los pozos, es decir, en la bomba del pozo w-53 se utilizará un rotor de ciertas características para la bomba convencional, y las mismas dimensiones para la bomba Metal-Metal, las variantes de ésta última radican en las dimensiones del estator, es decir, en el paso y la interferencia generada por las geometrías de los componentes de la BCP Metal-Metal. La geometría de la BCPMM es calculada mediante el modelo de diseño explicado anteriormente.

De la data de producción obtenida para el pozo Well-1 se tiene la siguiente curva IPR:



Gráfica 5.1.- Curva IPR pozo Well-1

Los datos del pozo son los siguientes:

POZO: Well-1

IP (bpd/psi): 0.63

PROF PERFORA (ft): 5455

ANG INCLINACIÓN (θ): 0

CORTE DE AGUA (%): 8

R G P (scf/b): 50

EFIC SEPARACION (%): 80

GRAVE CRUDO (ϕ API): 10

GRAVE GAS : 0.7

PROF BOMBA (pies): 5014

PRESIÓN ESTÁTICA (psi): 1391

P DE BURBUJEO (psi): 1115

P DE SEPARADOR (psi): 40

P DE DESCARGA (psi): 100

T DE CABEZAL (ϕ F): 110

T EN LAS PERF (ϕ F) 161

SUMERG MÍNIMA (pies): 200

P ANULAR CABZ (psi): 105

BOMBA: BMW/Weatherford265-7500

***** SARTA DE TUBERÍA *****

TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 5014 ,DIAMETRO (in):3.5

EL FLUJO DE CRUDO ES POR:

***** SARTA DE CABILLAS *****

TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 5014 ,DIAMETRO (plg):1

, ACOPL: Normal

CABILLAS GRADO: D

Se realizaron las corridas a velocidades de operación entre 100 hasta 400 r.p.m, para la selección de Bomba de Cavidad Progresiva Convencional y Bomba de Cavidad Progresiva de Estator Rígido, para la BCP convencional, dentro del programa, **no se toma en cuenta el parámetro de fricción**, con lo cual los resultados mostrados en las simulaciones deben ser luego corregidos. Tomando en cuenta esta observación, las diferencias o similitudes resultantes luego de la simulación no son exactas, ya que hay que tomar en cuenta la fricción dentro de la bomba de cavidad progresiva convencional. La sumergencia mínima de la bomba establecida en los pozos estudiados es de 200 pies.

Para la BCP convencional se generan los siguientes resultados para la bomba convencional:

VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):100.00

T EN LA BOMBA (ϕ F):156.88

NIVEL DINÁMICO (pies):2743.61

SUMERGENCIA (pies):2270.39

Q(petr l)EN SUPERFI(bnpd):171.64
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):186.56
 Q(liq+_gas)EN BOMBA(bpd):195.87
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):14.93
 ESCURRIMIENTO (bpd):-195.87
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):74.14
 FACTOR DE USO TEÓRICO (%):2.04
 FACTOR DE USO REAL (%):0.91
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):1590.70
 PRESIÓN DE SUCCIÓN (psi):963.79
 PRESIÓN DE DESCARGA (psi):2554.49
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):408.93
 POTENCIA EN EJE (hp):7.89
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 13816.41
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:1.98
 ESPACIAMIENTO (plg):27.62
 CONDICIÓN LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación

VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):150.00

T EN LA BOMBA ( F):156.88
 NIVEL DINÁMICO (pies):3083.29
 SUMERGENCIA (pies):1930.71
 Q(petr l)EN SUPERFI(bnpd):254.61
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):276.75
 Q(liq+_gas)EN BOMBA(bpd):292.98
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):22.14
 ESCURRIMIENTO (bpd):-292.98
 FRACCIÓN DE GAS (%):2.03
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):73.93
 FACTOR DE USO TEÓRICO (%):1.65
 FACTOR DE USO REAL (%):0.90
 PRESIÓN DE CABEZAL (psi):100.00
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):1969.87
 PRESIÓN DE SUCCIÓN (psi):828.15

PRESIÓN DE DESCARGA (psi):2798.02
TORQUE TOTAL (lbf-ft):512.84
POTENCIA EN EJE (hp):14.85
FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 15552.21
FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:1.60
ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):53.14
ESPACIAMIENTO (plg):32.01
CONDICIÓN LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación

VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):200.00

T EN LA BOMBA (øF):156.88
NIVEL DINÁMICO (pies):3443.18
SUMERGENCIA (pies):1570.82
Q(petrøl)EN SUPERFI(bnpd):331.34
Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):360.16
Q(liq_+_gas)EN BOMBA(bpd):385.73
Q de AGUA EN SUPERF (bpd):28.81
ESCURRIMIENTO (bpd):-385.73
FRACCIÓN DE GAS (%):2.99
EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):73.00
FACTOR DE USO TEÓRICO (%):1.39
FACTOR DE USO REAL (%):0.88

DELTA P EN LA BOMBA (psi):2334.55
PRESIÓN DE SUCCIÓN (psi):686.94
PRESIÓN DE DESCARGA (psi):3021.49
TORQUE TOTAL (lbf-ft):613.28
POTENCIA EN EJE (hp):23.68
FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 17221.75
FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:1.35
ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):62.93
ESPACIAMIENTO (plg):36.23
CONDICIÓN LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación

VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):250.00

T EN LA BOMBA (øF):156.88
NIVEL DINÁMICO (pies):3823.06

SUMERGENCIA (pies):1190.94
 Q(petr ϕ l)EN SUPERFI(bnpd):400.53
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):435.35
 Q(liq+_gas)EN BOMBA(bpd):474.47
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):34.83
 ESCURRIMIENTO (bpd):-474.47
 FRACCIÓN DE GAS (%):4.49
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):71.83
 FACTOR DE USO TEÓRICO (%):1.21
 FACTOR DE USO REAL (%):0.85
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):2689.10
 PRESIÓN DE SUCCIÓN (psi):540.51
 PRESIÓN DE DESCARGA (psi):3229.61
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):711.40
 POTENCIA EN EJE (hp):34.33
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 18829.38
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:1.17
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):72.50
 ESPACIAMIENTO (plg):40.32
 CONDICIÓN LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación

VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):300.00

T EN LA BOMBA (øF):156.88
 NIVEL DINÁMICO (pies):4232.48
 SUMERGENCIA (pies):781.52
 Q(petr ϕ l)EN SUPERFI(bnpd):460.92
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):501.00
 Q(liq+_gas)EN BOMBA(bpd):562.54
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):40.08
 ESCURRIMIENTO (bpd):-562.54
 FRACCIÓN DE GAS (%):7.12
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):70.97
 FACTOR DE USO TEÓRICO (%):1.08
 FACTOR DE USO REAL (%):0.83
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):3017.52
 PRESIÓN DE SUCCIÓN (psi):389.07
 PRESIÓN DE DESCARGA (psi):3406.59

TORQUE TOTAL (lbf-ft):804.37
POTENCIA EN EJE (hp):46.58
FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 20322.58
FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:1.04
ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):81.46
ESPACIAMIENTO (plg):44.11
CONDICIÓN LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación y sobrecarga la cabilla.

VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):350.00

T EN LA BOMBA (øF):156.88
NIVEL DINÁMICO (pies):4620.63
SUMERGENCIA (pies):393.37
Q(petrøl)EN SUPERFI(bnps):506.57
Q(liq) SUPERFICIE (bnps):550.62
Q(liq_+_gas)EN BOMBA(bps):652.95
Q de AGUA EN SUPERF (bps):44.05
ESCURRIMIENTO (bps):-652.95
FRACCIÓN DE GAS (%):11.88
EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):70.61
FACTOR DE USO TEÓRICO (%):0.98
FACTOR DE USO REAL (%):0.82
DELTA P EN LA BOMBA (psi):3313.14
PRESIÓN DE SUCCIÓN (psi):249.28
PRESIÓN DE DESCARGA (psi):3562.42
TORQUE TOTAL (lbf-ft):890.42
POTENCIA EN EJE (hp):60.16
FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 21663.71
FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:0.95
ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):89.61
ESPACIAMIENTO (plg):47.52
CONDICIÓN LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación y sobrecarga la cabilla

VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):383.38

T EN LA BOMBA (øF):156.88
 NIVEL DINÁMICO (pies):4807.93
 SUMERGENCIA (pies):206.07
 Q(petról)EN SUPERFI(bnpd):523.95
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):569.51
 Q(liq_+_gas)EN BOMBA(bpd):718.29
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):45.56
 ESCURRIMIENTO (bpd):-718.29
 FRACCIÓN DE GAS (%):15.82
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):70.92
 FACTOR DE USO TEÓRICO (%):0.94
 FACTOR DE USO REAL (%):0.83
 PRESIÓN DE CABEZAL (psi):100.00
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):3440.72
 PRESIÓN DE SUCCIÓN (psi):186.23
 PRESIÓN DE DESCARGA (psi):3626.96
 TORQUE TOTAL (lb-ft):931.51
 POTENCIA EN EJE (hp):68.94
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 22241.76
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:0.91
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):93.26
 ESPACIAMIENTO (plg):48.99
 CONDICIÓN LIMITANTE : Alcanzada la Sumergencia Mínima y sobrecarga la cabilla

Estableciendo cuatro parámetros de comparación importantes, como el tiempo de vida de la bomba, el desplazamiento, la carga sobre las cabillas, y la potencia consumida, se tiene una idea del comportamiento de una bomba de cavidad Progresiva Metal-Metal para las características de este pozo.

La geometría seleccionada para la BCPMM, fue asumida tomando en cuenta las relaciones de Moineau [Ecuaciones 5.5 y 5.6], de la sección anterior, asumiendo un diámetro de rotor de 40 mm, tomando una interferencia de -0.02mm, y un paso del estator de 177mm, como medidas

estandarizadas para la realización de la simulación. Los resultados de estas pruebas fueron los siguientes:

VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):100.00

T EN LA BOMBA (øF):156.88
NIVEL DINÁMICO (pies):2657.45
SUMERGENCIA (pies):2356.55
Q(petrøl)EN SUPERFI(bnpd):149.99
Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):163.03
Q(liq_+_gas)EN BOMBA(bpd):170.85
Q de AGUA EN SUPERF (bpd):13.04
ESCURRIMIENTO (bpd):-170.85
FRACCIÓN DE GAS (%):1.23
EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):66.57
FACTOR DE USO TEÓRICO (%):8.29
FACTOR DE USO REAL (%):1.60
DELTA P EN LA BOMBA (psi):1491.73
PRESIÓN DE SUCCIÓN (psi):997.47
PRESIÓN DE DESCARGA (psi):2489.20
TORQUE TOTAL (lbf-ft):376.07
POTENCIA EN EJE (hp):7.26
FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 13249.58
FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:2.16
ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):39.47
ESPACIAMIENTO (plg):26.19
CONDICIÓN LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación

VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):150.00

T EN LA BOMBA (øF):156.88
NIVEL DINÁMICO (pies):3022.13
SUMERGENCIA (pies):1991.87
Q(petrøl)EN SUPERFI(bnpd):240.13

Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):261.01
Q(liq_+_gas)EN BOMBA(bpd):275.83
Q de AGUA EN SUPERF (bpd):20.88
ESCURRIMIENTO (bpd):-275.83
FRACCIÓN DE GAS (%):1.89
EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):71.65
FACTOR DE USO TEÓRICO (%):6.50
FACTOR DE USO REAL (%):1.90
DELTA P EN LA BOMBA (psi):1902.86
PRESIÓN DE SUCCIÓN (psi):852.92
PRESIÓN DE DESCARGA (psi):2755.78
TORQUE TOTAL (lbf-ft):484.50
POTENCIA EN EJE (hp):14.03
FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 15100.67
FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:1.70
ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):50.08
ESPACIAMIENTO (plg):30.87
CONDICIÓN LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación

VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):200.00

T EN LA BOMBA (øF):156.88
NIVEL DINÁMICO (pies):3426.23
SUMERGENCIA (pies):1587.77
Q(petrøl)EN SUPERFI(bnpd):328.29
Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):356.84
Q(liq_+_gas)EN BOMBA(bpd):381.94
Q de AGUA EN SUPERF (bpd):28.55
ESCURRIMIENTO (bpd):-381.94
FRACCIÓN DE GAS (%):2.94
EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):74.41
FACTOR DE USO TEÓRICO (%):5.33
FACTOR DE USO REAL (%):2.09
DELTA P EN LA BOMBA (psi):2319.65
PRESIÓN DE SUCCIÓN (psi):692.92
PRESIÓN DE DESCARGA (psi):3012.57

TORQUE TOTAL (lbf-ft):594.14
POTENCIA EN EJE (hp):22.94
FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 16977.23
FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:1.40
ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):60.89
ESPACIAMIENTO (plg):35.61
CONDICIÓN LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación

VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):250.00

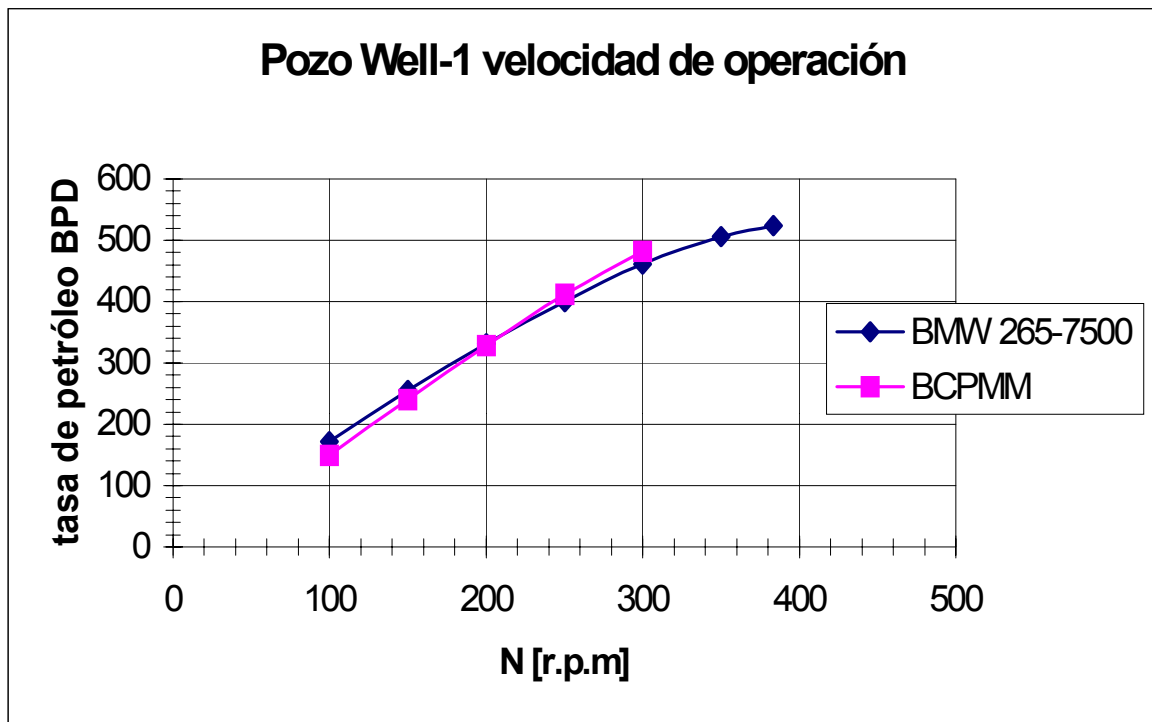
T EN LA BOMBA (øF):156.88
NIVEL DINÁMICO (pies):3891.75
SUMERGENCIA (pies):1122.25
Q(petról)EN SUPERFI(bnpd):411.46
Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):447.23
Q(liq_+_gas)EN BOMBA(bpd):489.29
Q de AGUA EN SUPERF (bpd):35.78
ESCURRIMIENTO (bpd):-489.29
FRACCIÓN DE GAS (%):4.83
EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):76.26
FACTOR DE USO TEÓRICO (%):4.50
FACTOR DE USO REAL (%):2.21
DELTA P EN LA BOMBA (psi):2748.77
PRESIÓN DE SUCCIÓN (psi):515.08
PRESIÓN DE DESCARGA (psi):3263.85
TORQUE TOTAL (lbf-ft):706.89
POTENCIA EN EJE (hp):34.11
FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 18891.83
FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:1.18
ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):72.08
ESPACIAMIENTO (plg):40.47
CONDICIÓN LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación

VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):300.00

T EN LA BOMBA (øF):156.88
 NIVEL DINÁMICO (pies):4405.53
 SUMERGENCIA (pies):608.47
 Q(petrøl)EN SUPERFI(bnpd):482.79
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):524.77
 Q(liq+_gas)EN BOMBA(bpd):600.94
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):41.98
 ESCURRIMIENTO (bpd):-600.94
 FRACCIÓN DE GAS (%):8.84
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):78.05
 FACTOR DE USO TEÓRICO (%):3.92
 FACTOR DE USO REAL (%):2.33
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):3153.51
 PRESIÓN DE SUCCIÓN (psi):325.79
 PRESIÓN DE DESCARGA (psi):3479.30
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):815.46
 POTENCIA EN EJE (hp):47.22
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 20700.15
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:1.03
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):82.72
 ESPACIAMIENTO (plg):45.07
 CONDICIÓN LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación y sobrecarga la cabilla

Los resultados generados muestran similitud en los comportamientos, para la simulación con BCPMM. El factor de fricción existente, es el que produce el fluido levantado, debido a no haber contacto entre los elementos de la bomba, por el contrario, para la BCP convencional, el contacto de éstos elementos genera una fricción mucho mayor al producir el movimiento.

Para el desplazamiento, se nota un comportamiento similar para ambas bombas, a velocidades de operación entre 100 y 400 r.p.m. Este solo toma los parámetros geométricos de las bombas por lo que el valor de la fricción en este caso, no genera variación dentro de los resultados.



Gráfica 5.2.- Pozo Well-1 desplazamiento

Para la estimación de tiempo de vida de la bomba, se define un factor de uso, el cual esta basado en el diferencial de presión nominal que la bomba es capaz de soportar según su fabricante, para las bombas de estator rígido, el factor de uso esta definido para prevenir que la eficiencia volumétrica sea menor al 50%, debido a que las curvas de comportamiento volumétrico no son predecibles al entrar en esta zona, además, las pérdidas por escurrimiento en ese punto superaban a la potencia que la bomba era capaz de transmitirle al fluido [Olivet, 2001]. Para las bombas de estator convencional este factor está definido para una eficiencia volumétrica crítica de 80%, ya que a partir de este valor la presión de descarga tiende a ser inestable, aumentando el riesgo a dañar la bomba.[Gamboa, 2000]

El diferencial de presión nominal dado es dividido entre el diferencial de presión requerido para levantar el fluido en el pozo a la tasa requerida, dando una estimación del cumplimiento del tiempo de vida previsto.

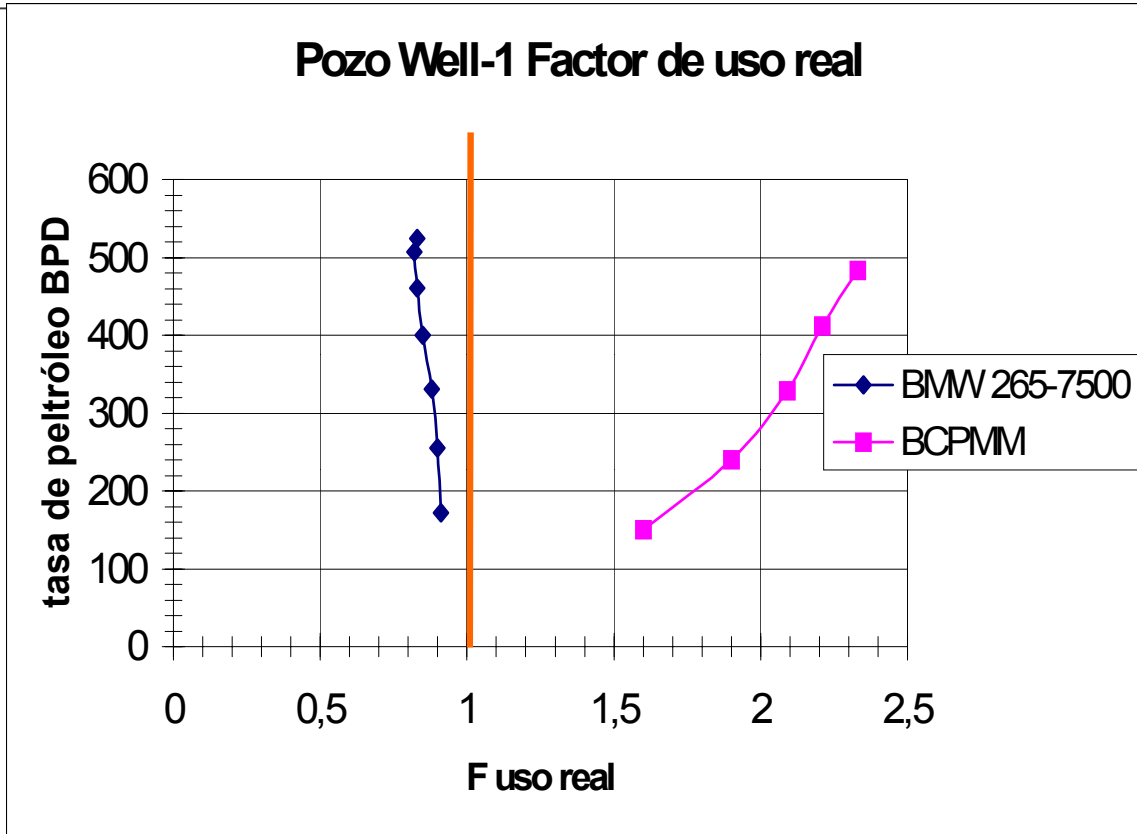
$$F_{uso} = \frac{\Delta P_{nominal}}{\Delta P_{requerido}} \quad (5.8)$$

Este factor de uso nominal es calculado por los fabricantes a una velocidad de operación constante, al cambiar la velocidad de operación, como es mostrado en las pruebas de escurrimiento dinámico, en las gráficas de caudal vs. diferencial de presión a varias velocidades [Gráficas 4.4]. las curvas tienen el mismo comportamiento, sólo que se desplazan a medida que la velocidad de operación cambia. Esto cambia el factor de uso para cada velocidad, lo cual hace necesario definir un factor de uso real dependiente de cada velocidad de operación.

$$F_{real} = \frac{\Delta P_{@velocidad [r.p.m]}}{\Delta P_{requerido}} \quad (5.9)$$

El factor de uso real, puede alertar un funcionamiento inadecuado de la bomba, este afectaría su tiempo de vida útil en el campo.

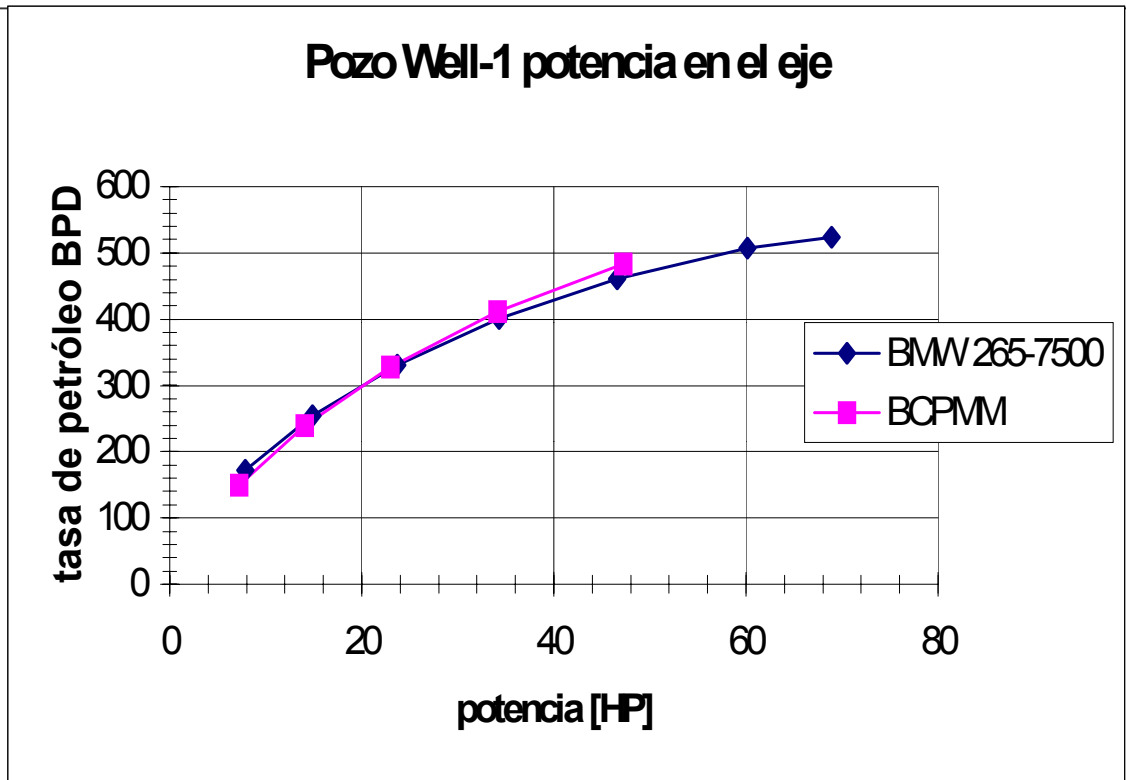
La comparación entre los valores de factor de uso real de las bombas simuladas, muestran que para el caso de la BCPMM, el tiempo de vida es mayor que para la BPC convencional, sin tomar en cuenta la fricción entre los elementos de ésta última. Lo cual sin duda reduciría aún más el tiempo de vida útil de ésta última.



Gráfica 5.3.- Factor de uso real, pozo Well-1

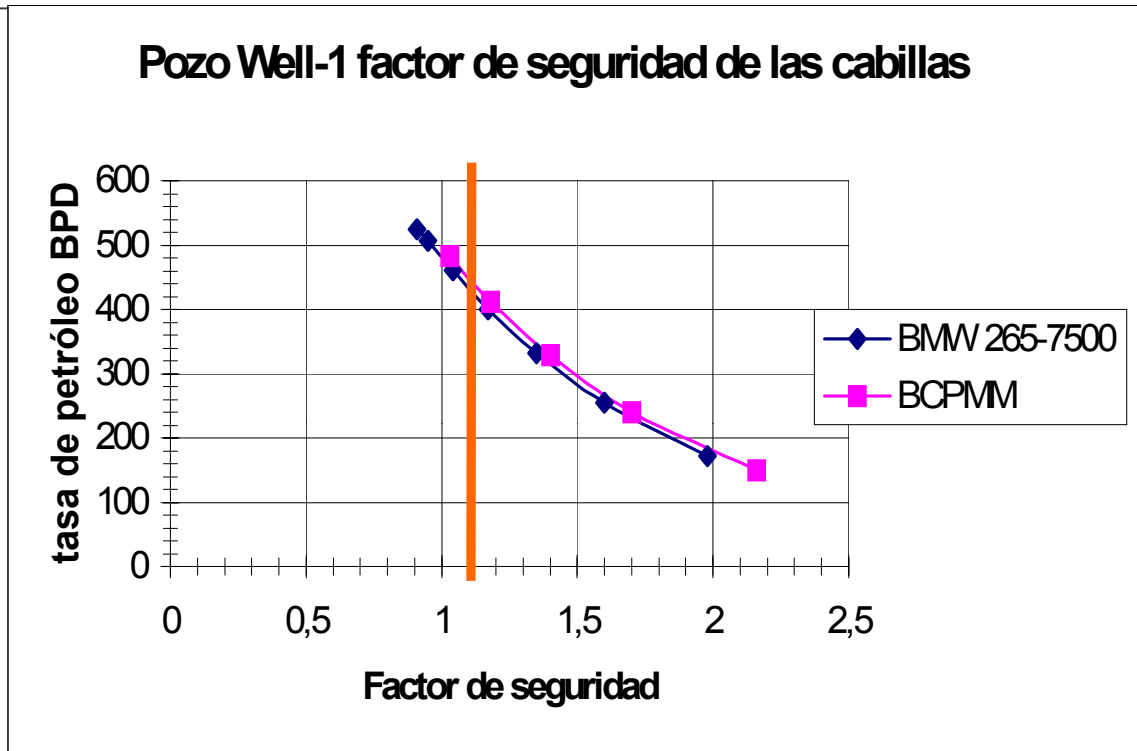
La potencia en el eje, que es la potencia necesaria para levantar el fluido, toma en cuenta la potencia hidráulica, las pérdidas por escurrimiento, el peso de las cabillas utilizadas, y según el caso, las pérdidas por fricción, ya que de existir este fenómeno, sería necesaria la aplicación de una mayor potencia en el eje de la bomba convencional para la producción del caudal requerido. [ver figura 5.4].

La tendencia de ambas bombas es similar, pero al tomar en cuenta la fricción dentro de la bomba, la curva para BCP convencional se desplazará a la derecha, siendo necesaria una mayor potencia para levantar el fluido que la BCPMM.



Gráfica 5.4.- Potencia en el eje, pozo Well-1

El factor de seguridad para las cabillas, mostrado en los resultados del programa, permite ver si las mismas son capaces de soportar todas las fuerzas bajo las cuales están sometidas. Igualmente para la bomba convencional (BMW 265-7500), no se está considerando la fricción entre los elementos de la bomba, esto es un esfuerzo más que actúa sobre la cabilla, con lo cual una BCPMM es favorable para el tiempo de vida de la sarta de cabillas utilizada en el pozo.[Ver figura 5.5]. El factor de seguridad promedio para una sarta de cabilla duradera es de 1.10 en la mayoría de los casos.



Gráfica 5.5.- Factor de seguridad en la sarta de cabillas

El segundo pozo simulado fue el Well-2, que trabajó con la bomba Robbins & Myers 80-N-275, del cual se obtuvo la siguiente data:

POZO: WELL-2

IP (bpd/psi): 0.311

PROF PERFORA (ft): 7178

ANG INCLINACIÓN (°): 0

CORTE DE AGUA (%): 17

R G P (scf/b): 100

EFIC SEPARACION (%): 80

VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0

GRAVE CRUDO (°API): 10.4

GRAVE GAS : 0.7

PROF BOMBA (pies): 6057

PRESIÓN ESTÁTICA (psi): 2589

P DE BURBUJEO (psi): 1115

P DE SEPARADOR (psi): 50

P DE DESCARGA (psi): 150

T DE CABEZAL (øF): 100

T EN LAS PERF (øF) 195

SUMERG MÍNIMA (pies): 200

P ANULAR CABZ (psi): 150

BOMBA: Robbins&Myers80-N-275

***** SARTA DE TUBERÍA *****

TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 6057, DIAMETRO (in):3.5

EL FLUJO DE CRUDO ES POR:

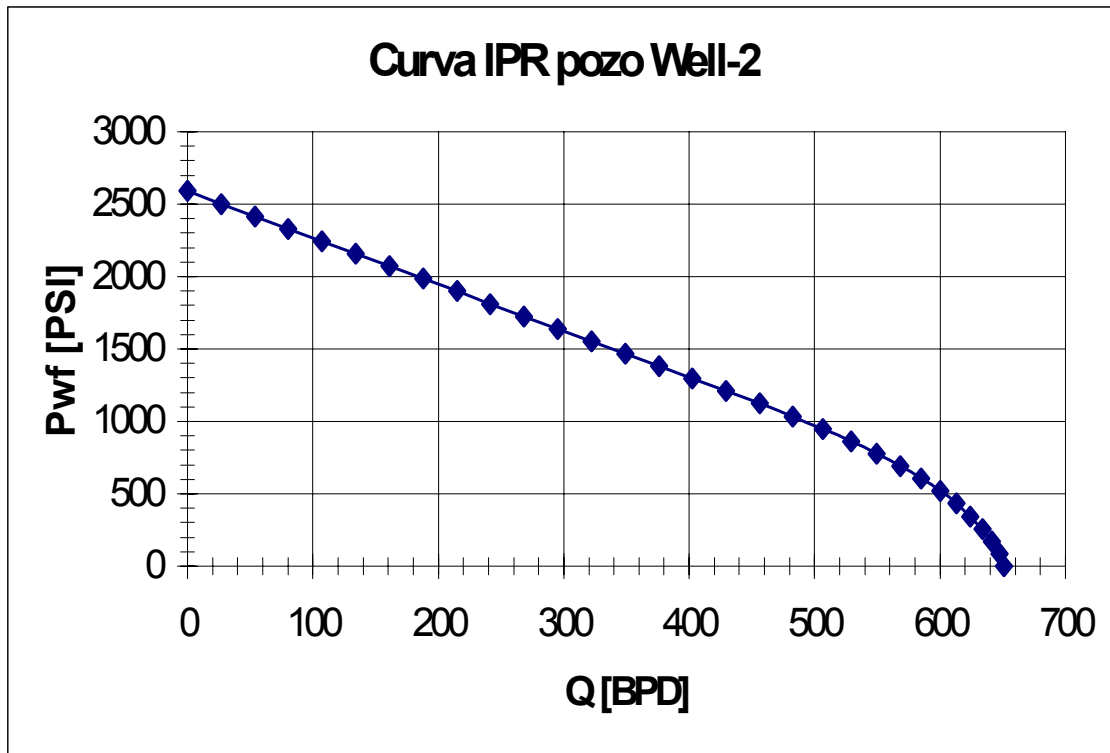
***** SARTA DE CABILLAS *****

TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 6057, DIAMETRO (plg):1

, ACOPL: Normal

CABILLAS GRADO: D

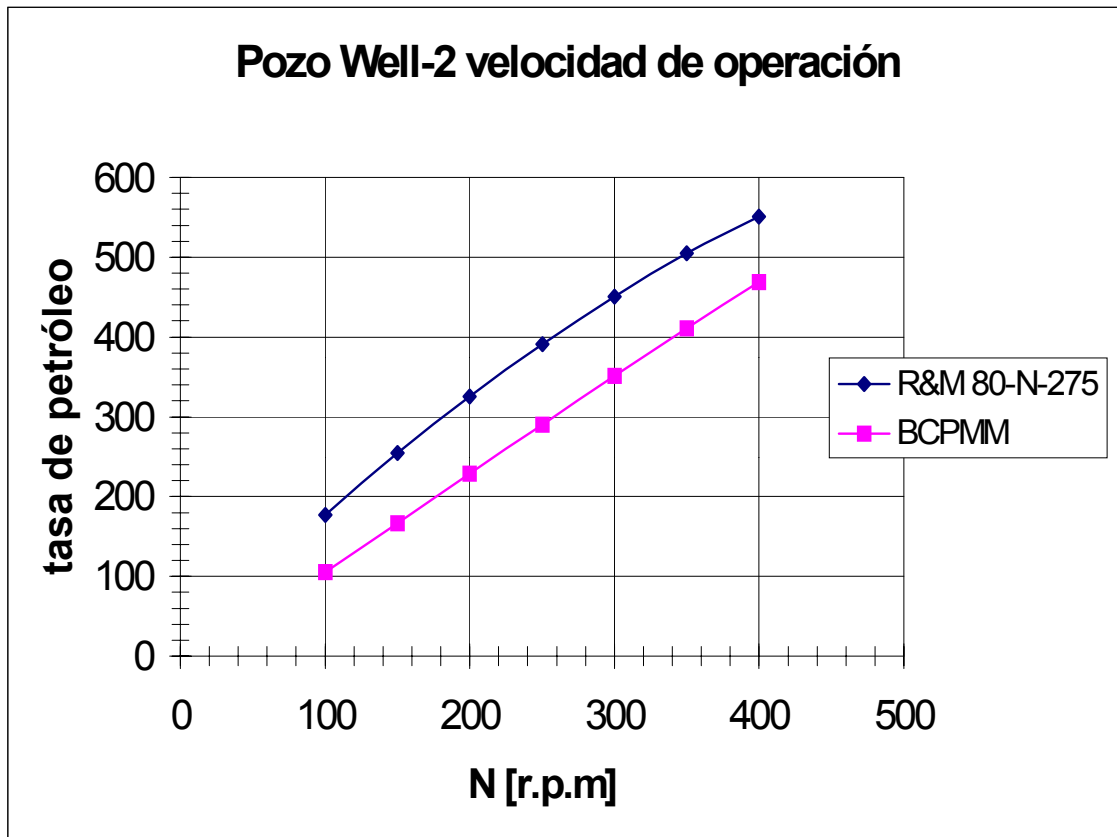
De la data de producción obtenida para el pozo Well-2 se tiene la siguiente curva IPR:



Gráfica 5.6.- Curva IPR del pozo Well-2

Estableciendo las mismas condiciones de la simulación del pozo Well-1, con respecto a la fricción que ocurre entre los elementos de la bomba, para esta nueva simulación se comparan las bombas utilizadas, las dimensiones de la bomba de cavidad progresiva de estator rígido fueron las mismas de la primera simulación (40mm de diámetro del rotor, un paso de estator de 177mm y una interferencia de -0.02mm). De los resultados de la simulación de este pozo [Apéndice 8] se observa:

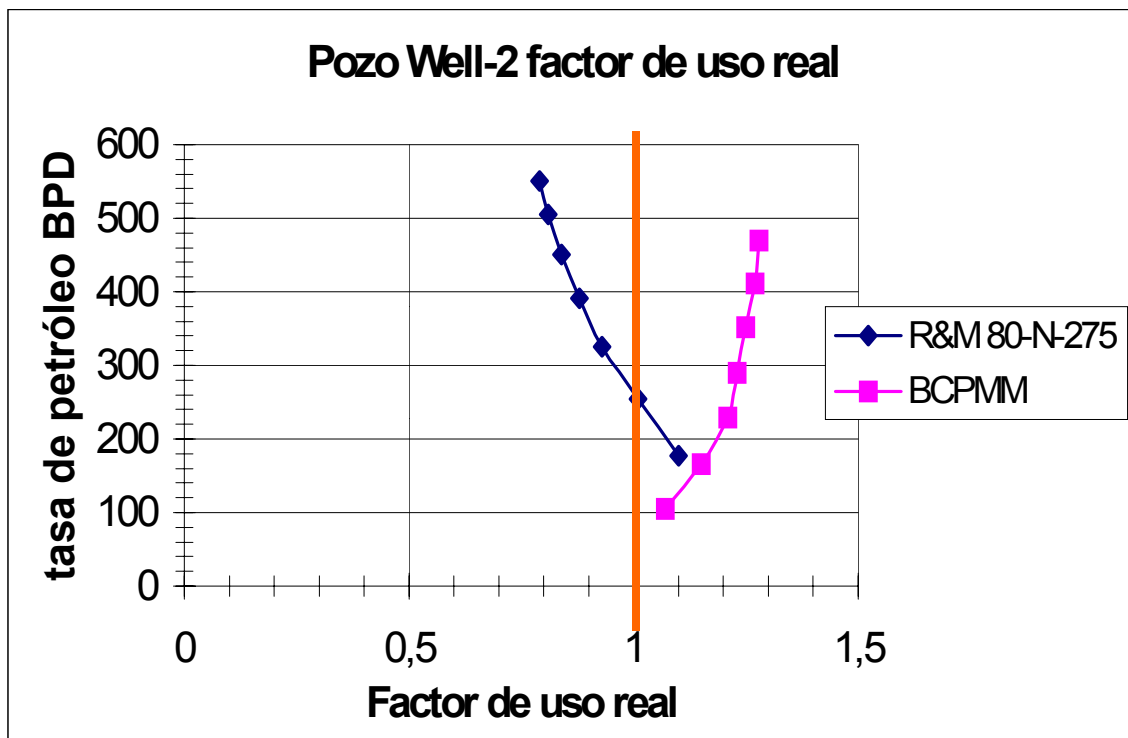
El desplazamiento de la bomba convencional es mayor al desplazamiento de la BCPMM, debido a la diferencia de geometría entre ambas, lo cual según la ecuación de desplazamiento [Ecuación 16] genera diferentes resultados.



Gráfica 5.7.- Desplazamiento, pozo Well-2.

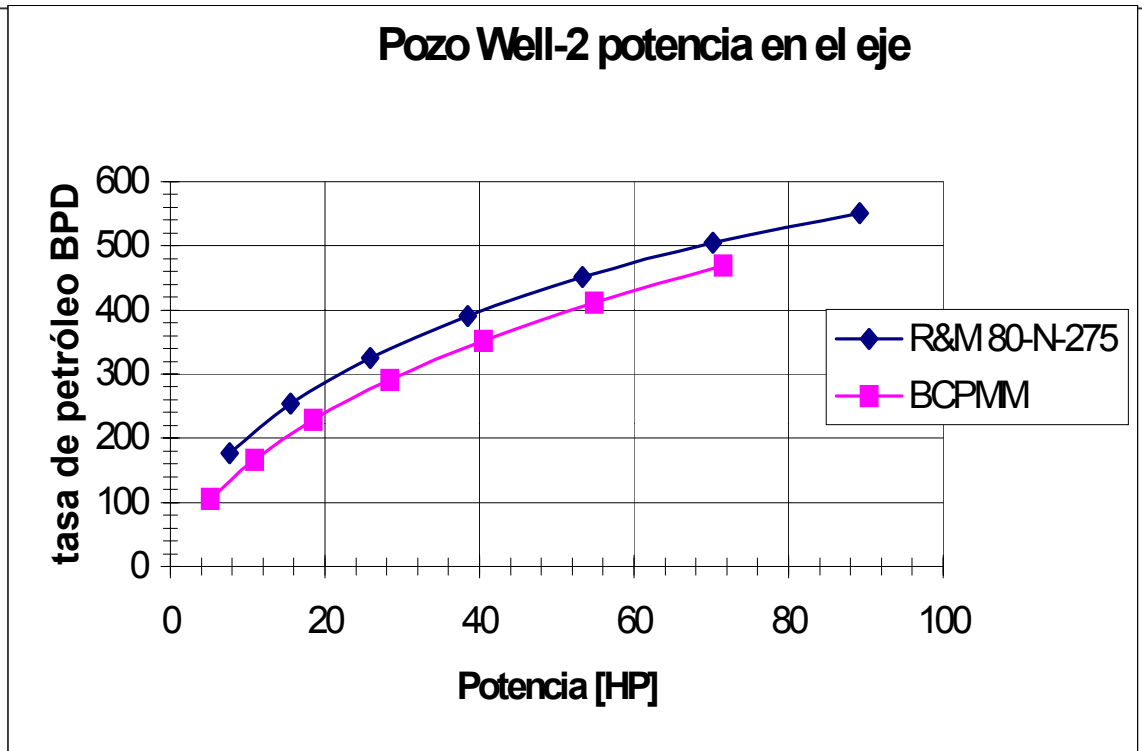
Para la estimación del tiempo de vida, el factor de uso real de la bomba convencional muestra que para unas tasas de producción de menos de 250 BPD aproximadamente, la bomba está funcionando adecuadamente; por encima de esta producción existe la posibilidad de tener problemas, el factor de fricción entre los elementos de la bomba desplazaría la curva hacia la izquierda, esto reduce el tiempo de vida útil de la bomba a menos de un año para tasas inferiores a 250 BPD.

Para el caso de la BCPMM, el funcionamiento es satisfactorio para cualquiera de las tasas, principalmente por no existir fricción entre rotor-estator debido a la holgura dentro de la bomba producto de su interferencia negativa.



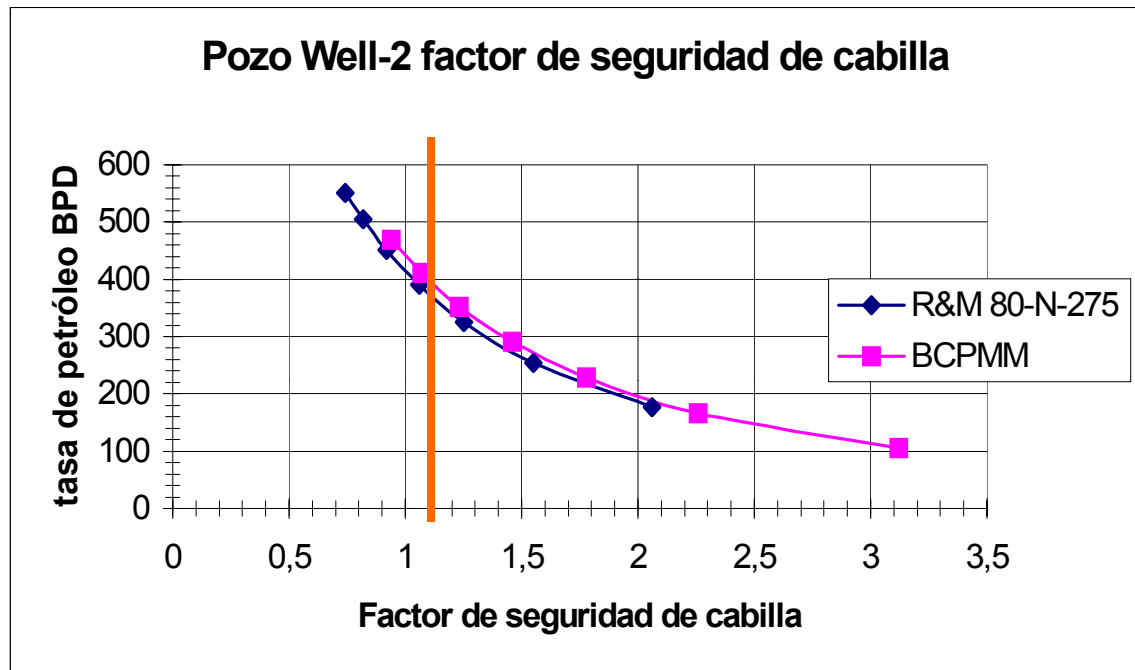
Gráfica 5.8.- Factor de uso real, pozo WELL-2.

La potencia del eje, para la BCPMM es menor que en el caso de BCP convencional, lo cual muestra que para poner en funcionamiento la Bomba de Cavidad Progresiva de estator rígido, no es necesaria tanta potencia en el eje que para una Bomba de Cavidad Progresiva convencional.



Gráfica 5.9.- Potencia en el eje de la bomba, Pozo Well-2.

Las tendencias para el factor de seguridad en las cabillas es muy similar, a caudales entre 350 y 400 BPD, la cabilla comienzan a tener problemas, por no soportar lo esfuerzos a los cuales está siendo sometido, al tomar en cuenta la fricción para la BCP convencional, las cabillas se sobrecargarían con caudales aún menores.



Gráfica 5.10.- Factor de seguridad de las cabillas, pozo Well-2.

El tercer pozo simulado fue el Well-3, que trabajó con la bomba 60tp1300, del cual se obtuvo la siguiente data:

DATOS:

POZO: Well-3

IP (bpd/psi): 0.29

PROF PERFORA (ft): 1150

CORTE DE AGUA (%): 12

R G P (scf/b): 150

EFIC SEPARACION (%): 30

VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0

VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0

GRAVE CRUDO (ϕ API): 14.6

GRAVE GAS : 0.7

PROF BOMBA (pies): 1130

PRESION ESTATICA (psi): 400

P DE BURBUJEO (psi): 400

P DE SEPARADOR (psi): 50

P DE DESCARGA (psi): 300

T DE CABEZAL (øF): 100

T EN LAS PERF (øF) 130

SUMERG MINIMA (pies): 200

P ANULAR CABZ (psi): 7.8

BOMBA: PCM/Kudu60TP1300

***** SARTA DE TUBERIA *****

TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 1130 ,DIAMETRO (in):3.5

EL FLUJO DE CRUDO ES POR:

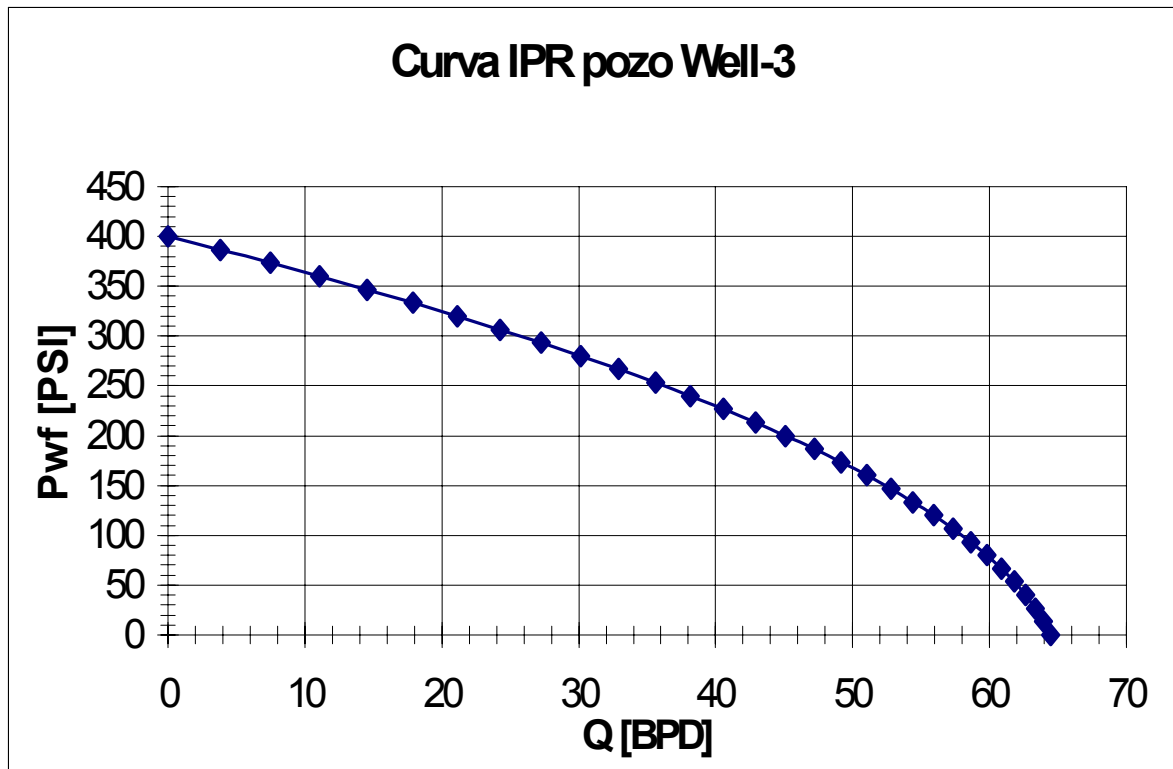
***** SARTA DE CABILLAS *****

TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 1130 ,DIAMETRO (plg):1

, ACOUPLE: Normal

CABILLAS GRADO: D

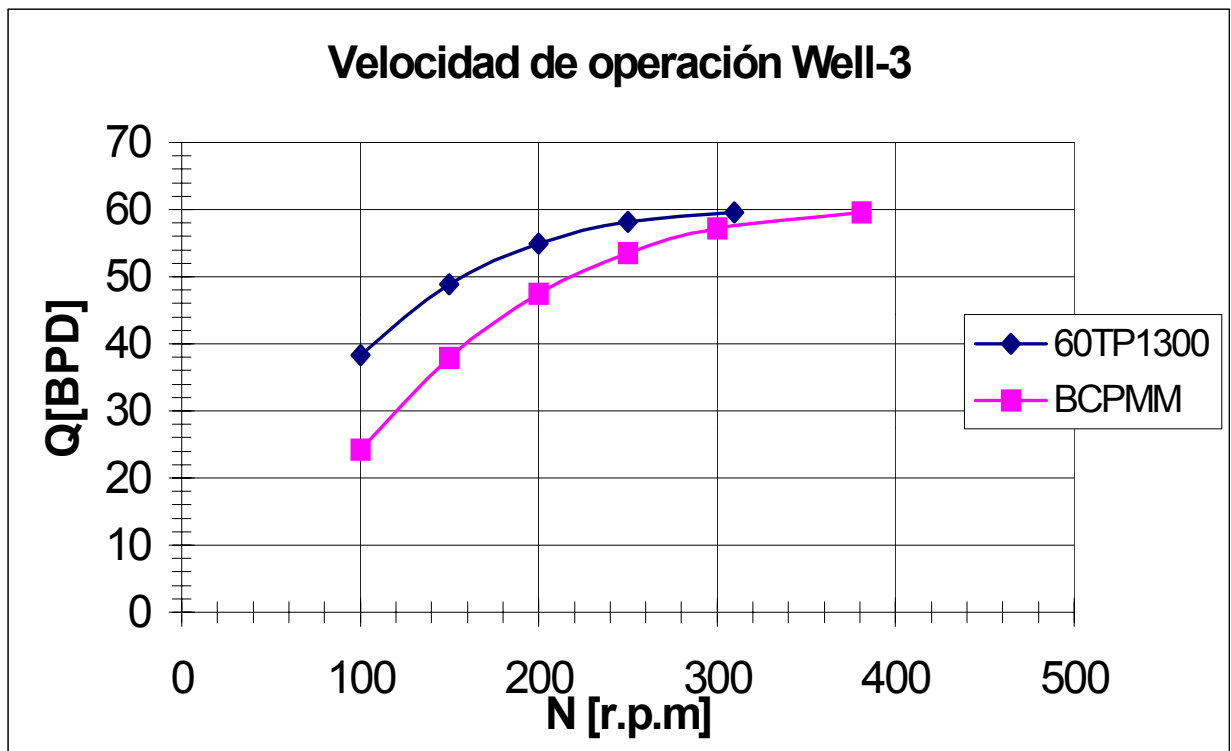
De la data de producción obtenida para el pozo Well-3 se tiene la siguiente curva IPR:



Gráfica 5.11.- Curva IPR pozo Well-3

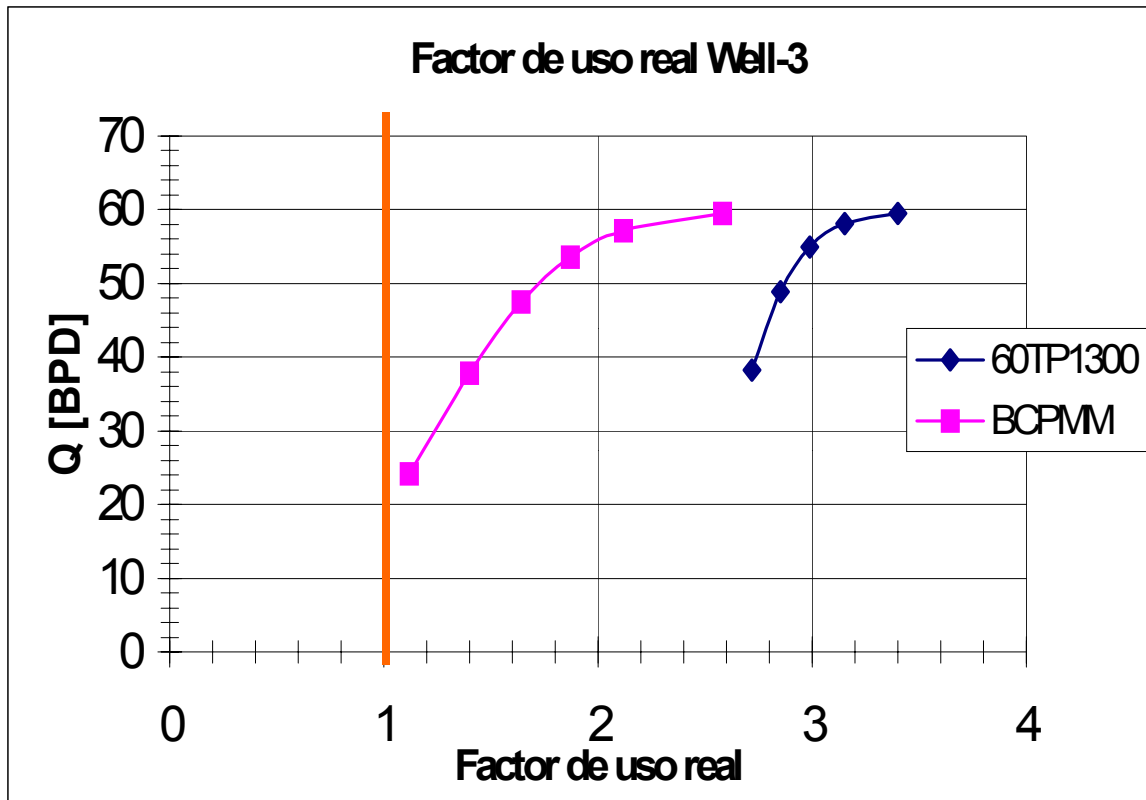
Para esta simulación, se utilizó las características de la bomba de cavidad progresiva convencional para establecer la geometría de la BCPMM, con el diámetro del rotor y las ecuaciones de Moineau [Ecuaciones 5.5 y 5.6] para establecer excentricidad y paso de estator, con los mismos valores de interferencia (-0.02mm) y 8 etapas. De los resultados de ésta simulación se observa:

El desplazamiento de las bombas es de comportamientos similares. A medida que el caudal es bajo, el desplazamiento de la bomba convencional es superior al de la BCPMM, debido a la interferencia del mismo, pero al ir aumentando la velocidad de operación, el caudal aumenta y se va compensando el escurrimiento producido en la BCPMM, acercándose más al valor de desplazamiento de la BCP convencional.



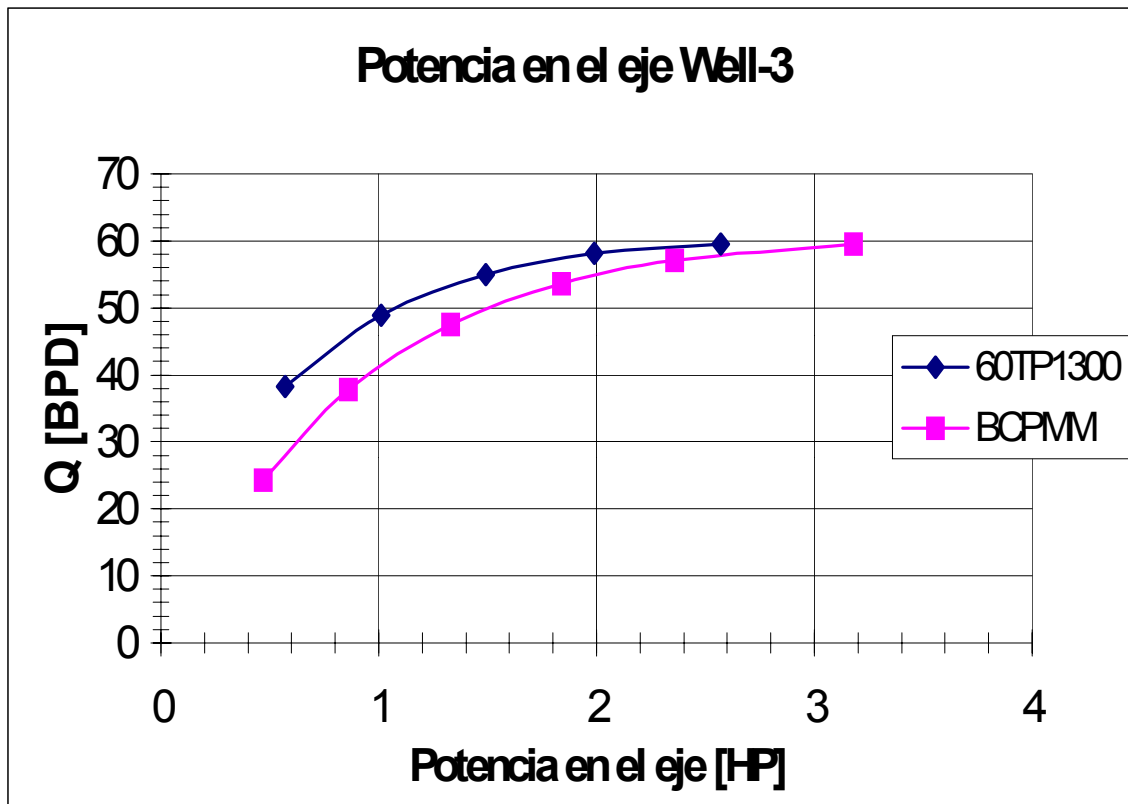
Gráfica 5.12.- Desplazamiento pozo Well-3

Para el factor de uso real también existe un comportamiento similar, para la bomba de cavidad progresiva convencional es mayor que para la BCPMM, esto es sin tomar en cuenta el factor de fricción entre los elementos de la bomba, el cual reduciría el factor de uso real acercándolo al de la bomba de cavidad progresiva de estator rígido.



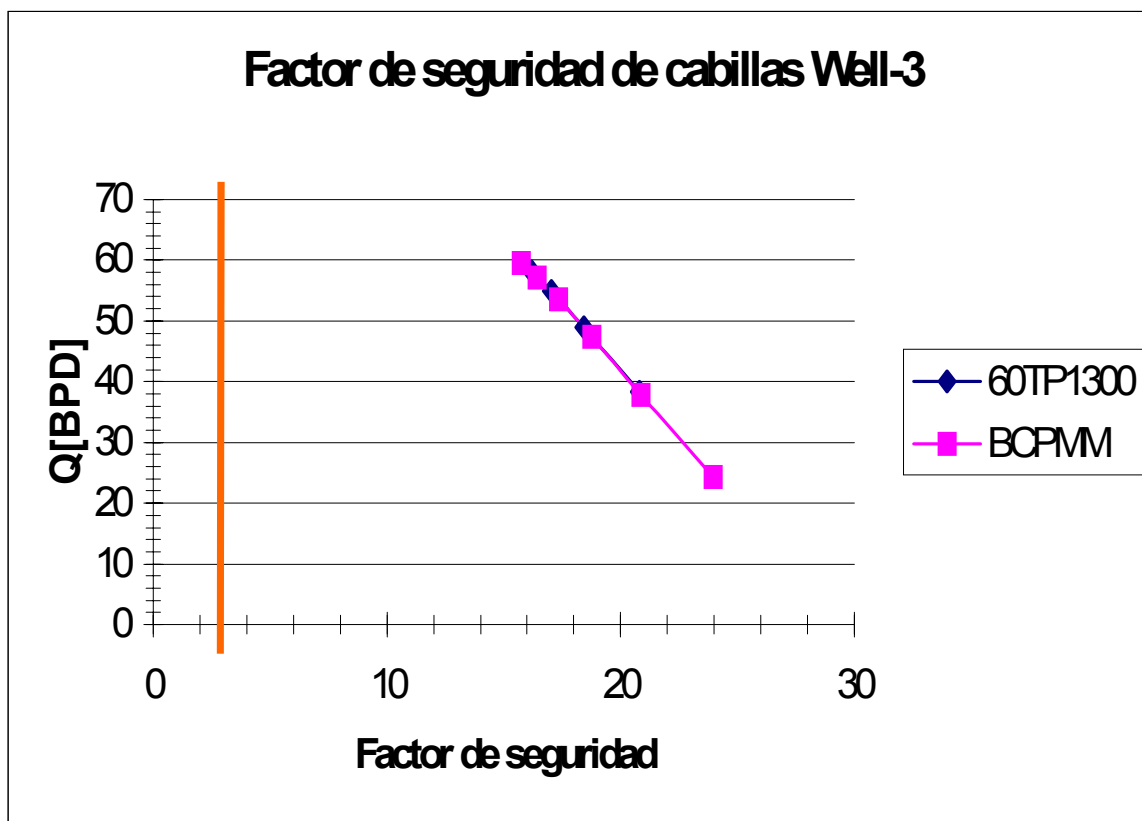
Grafica 5.13.- Factor de uso real pozo Well-3

La potencia necesaria para levantar el fluido a superficie tiene un comportamiento similar a la velocidad de operación, disminuyendo la pendiente de la curva a medida que aumenta en caudal. Para la BCP convencional la potencia necesaria en el eje es muy parecida a la necesaria en una BCPMM, con la salvedad de que no se está tomando en cuenta el factor de fricción para los elementos de la bomba, lo cual aumentaría para el funcionamiento de la bomba convencional, ya que se convierte en una restricción más para el movimiento de los elementos de la misma.



Gráfica 5.14.- Potencia necesaria en el eje, pozo Well-3

El factor de seguridad en las cabillas es el mismo, es decir en la BCP convencional y en la BCPMM son iguales, pero como en todos los casos, la fricción entre los elementos de la bomba crea mayor dificultad para el movimiento teniendo que aportar más potencia al eje lo que podría producir el daño de las cabillas, es decir, disminuye el factor de seguridad para la BCP convencional desplazando la curva a la derecha.



Gráfica 5.15.- Factor de seguridad de las cabillas, pozo Well-3

Las comparaciones de los tres casos, muestran que para los dos primeros pozos (Well-1 y Well-2), la BCPMM es ventajosa, para una gravedad API de 10 a 11°, no tanto para pozo Well-3 que tiene una gravedad API mayor de 14,7°, esto indica que a medida que el crudo es más pesado el uso de la bomba de cavidad progresiva de estator rígido es al más recomendado.

VI.- Conclusiones y Recomendaciones

6.1.- Conclusiones.

En base a los resultados obtenidos y dentro de los rangos operacionales cubiertos en este estudio, se pueden hacer las siguientes conclusiones:

- Los resultados de este trabajo aportan una valiosa fuente de información, la cual permite entender el desempeño de la BCP de estator rígido con flujo monofásico, esto completa el vacío de información existente en el área e inicia la apertura para la construcción de modelos, los cuales permitirán diseñar y/o seleccionar BCP de estator rígido para operaciones de campo.
- Las pruebas realizadas, comprueban los resultados obtenidos por Olivet (2001). Los resultados de las pruebas de escurrimiento estático pueden ser utilizados para predecir el escurrimiento en condiciones dinámicas.
- La posición del rotor influye en los resultados de las pruebas de escurrimiento estático. La posición que mejor predice el escurrimiento dinámico es la que corresponde al rotor ubicado en el centro del estator, visto desde el puerto de succión de la bomba, Esta posición presenta menos restricciones para el paso de fluidos a través de las holguras entre el rotor y estator.
- El escurrimiento de la bomba se incrementa a medida que aumenta la holgura de la bomba, esto ocurre por el cambio de rotor acompañado de modificaciones de interferencia.
- Se encontró que por efecto del incremento de la viscosidad el escurrimiento estático y dinámico disminuyen, en consecuencia, la eficiencia volumétrica y la potencia hidráulica se elevan. Por lo que este tipo de bomba es aplicable producción de crudos de alta viscosidad.

- La importancia de este proyecto radica en que existe un rango de operación óptima del equipo, el cual es función de la diferencia de presión y la velocidad de operación lo que sin duda podría cambiar la metodología de selección y diseño. De igual forma se definió la ventana de aplicación de este equipo a procesos donde el fluido a bombear posea una alta viscosidad.
- Uno de los aportes es el complemento al trabajo realizado por Gamboa (2000). Este proyecto confirma que el contacto entre los elementos no es una condición obligatoria para el funcionamiento de una BCP, y que eficiencias volumétricas comparables a la de una BCP con interferencia pueden ser alcanzadas en fluidos de alta viscosidad.
- Para los resultados de la simulación, éstos demuestran que el factor de uso de la bomba de cavidad progresiva de estator rígido en comparación con una bomba de cavidad progresiva convencional es mayor. Debido a la disminución del factor de fricción dentro de la misma, ya que sólo existe la fricción generada por el fluido bombeado.
- Existen mayores pérdidas de potencia por fricción en las bombas convencionales debido a la interferencia positiva existente en la misma. La pérdida de potencia por fricción generada en la bomba de cavidad progresiva de estator rígido, es gracias únicamente al fluido que circula a través de ella, mientras que en las bombas convencionales, la interferencia positiva genera una fricción entre los elementos de la misma, la cual hace más difícil su movimiento son diferentes.

6.2.- Recomendaciones

- Continuar con los experimentos de este tipo, con fluidos de distinta viscosidad y con otros modelos de BCP de estator rígido. Con el objeto de aumentar el aporte de datos, lo cual optimizará el modelo de diseño y podría predecir el funcionamiento de la bomba.
- Incluir mediciones de potencia en el eje de accionamiento de la BCP de estator rígido, para calcular las pérdidas por fricción y la eficiencia interna, con lo cual se tendría mayor información para comprender el desempeño energético de la bomba.
- Elaborar estudios de visualización, utilizando una bomba con el estator construido en un material transparente. Por ejemplo material como los tubos Plexiglas, los cuales son empleados en muchos circuitos de bombeo.
- Incorporar, con el objeto de simular, el factor de fricción en la bomba de cavidad progresiva convencional, lo que minimizará el error de predicción y se alcanzará una mayor compensación con otros tipos de bombas.
- Ejecutar estudios de simulación con otros pozos a diferentes condiciones, con el fin de aportar mayor cantidad de datos en este sentido, esto permitiría realizar una investigación más detallada del desempeño de una bomba de cavidad progresiva de estator rígido.
- Realizar pruebas de producción de la bomba de cavidad progresiva de estator rígido en campo, para un mejor desarrollo de la investigación y una mayor predicción de factibilidad de uso, en condiciones reales determinadas.

Bibliografía

Belcher, I. R. (1991). **AN INVESTIGATION INTO THE OPERATING CHARACTERISTICS OF THE PROGRESSING CAVITY PUMPS.** Doctoral Thesis Published at The British Library. Cranfield Institute of Technology, Cranfield

Cholet, Henri (1997). **PROGRESSING CAVITY PUMPS.** Paris: Éditions Technip.

Dillon, M. **MAXIMIZE THE PERFORMANCE OF PROGRESSING CAVITY PUMPS.** Seepex, Inc. Pump-zone Archive article. Pump-zone.com. (1999).

Gamboa, J. (2000). **SIMULACION COMPUTACIONAL DE UNA BCP SIN INTERFERENCIA.** Tesis de Maestría. Universidad Simón Bolívar, Sartenejas-Venezuela

Gasse de Carvalho, P. Kazuyuki Morooka, C. Nascimento Bordalo, S. Rizzo Guilherme, I. **CONTROL:- AN INTELLIGENT SYSTEM FOR PROGRESSING CAVITY PUMPS.** (ETCE2000/PROD-10009), New Orleans LA, Febrero 14-17, 2000

Gomez, B. (2000). **MODELO ANALITICO PARA ESTIMACION DEL NPSH REQUERIDO PARA BOMBAS DE CAVIDAD PROGRESIVA.** Informe pasantía, Universidad Simón Bolívar, Sartenejas-Venezuela.

Jennings, B. **PROGRESSING CAVITY PUMPS, THE NEW METALLIC STATORS.** National Oil well. Southwestern Petroleum short course.

Leithold, L. **EL CALCULO CON GEOMETRÍA ANALÍTICA.** Pepperdine University, Harla S.A., Mexico, (1987).

Martín, Ana (1999). **NEW APROACH DESCRIBES MULTIPHASE FLOW BEHAVIOR IN SINGLE AND TWON SCREW PUMPS.** TAMU 9974. Paper presented at the 1999 Texas A&M University Student Paper Contest. Texas, 3 December

Mills, R.A.:R. **NEW APPLICATION FOR WELLBORE PROGRESSING CAVITY PUMPS.** SPE 35541, Kudu Industries, Villa Hermosa, Mexico, 5-7 Marzo (1996)

Mirza, Kamran Z. and Wild, Alan G. (1997). **KEY ADVANTAGES FOR PROGRESSING CAVITY PUMPS IN MULTIPHASE TRANSFER APPLICATION.** SPE 38812. Paper presented at 1997 SPE Annual Technical Conference and Exhibition held in San Antonio, Texas, USA, 5-8 October.

Munson, B. Young, D. Okiishi, T. **FUNDAMENTO DE MECANICA DE FLUIDOS.** Departamento de Mecánica, Universidad Estatal de Iowa. Editorial Limusa S.A. Mexioco D.F. (1999).

Olivett, A. (2001). **ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL DESEMPEÑO DE UNA BCP DE ESTATOR RÍGIDO CON FLUJO BIFÁSICO.** Tesis de post-grado. Universidad Simón Bolívar, Sartenejas-Venezuela.

Robles, Jorge & Ercolino, Jose. **ANÁLISIS DE FUERZAS INTERNAS EN BOMBAS DE CAVIDADES PROGRESIVAS**, (EPPR2-011-92), Centro de Investigación y Apoyo Tecnológico Filial de PDVSA, INTEVEP S.A., (1992).

Vetter, G. & Wirth, W. **UNDERSTAND PROGRESSING CAVITY PUMPS CHARACTERISTICS AND AVOID ABRASIVE WEAR.** University of Erlangen – Nuremberg, Erlangen, Germany, pp. 47-49.

Vetter, G. and Wincek, M. (1993). **PERFORMANCE PREDICTION OF TWIN SCREW PUMPS FOR TWO PHASE GAS/LIQUID FLOW.** Pumping Machinery. Edited by Paul Cooper. ASME, FED Vol 154

Whitmore, Kent. **SUCCESSFULLY USE PROGRESSING CAVITY PUMPS**, A&M University, Texas, College Station, TX, pp. 83-85, (1997).

APÉNDICE

APÉNDICE 1

Área libre de un Bomba de Cavidad Progresiva

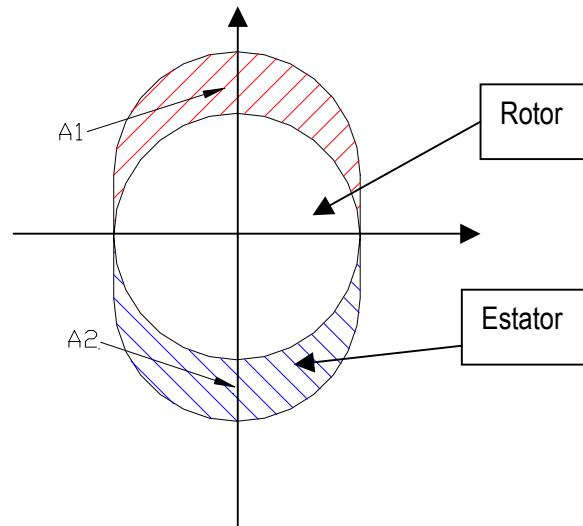


Figura A.1.- Área libre de una Bomba de Cavidad Progresiva

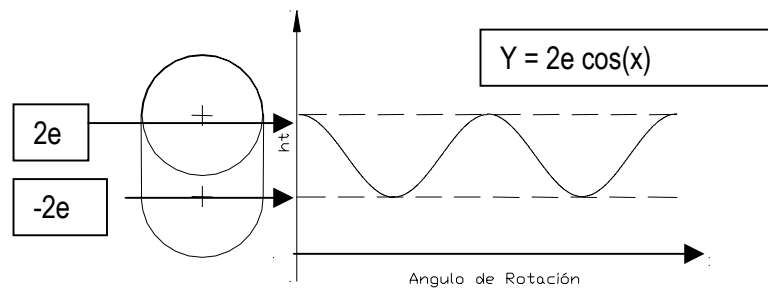


Figura A.2.- Movimiento del centro del rotor

$$A1 = \frac{\pi dr^2}{4} \frac{1}{2} + 2edr - \frac{(\pi dr^2)}{4} \frac{1}{2} - Ydr$$

$$A1 = 2edr - Ydr$$

$$A1 = 2edr - (2e \cos \theta) dr$$

$$A1 = 2edr(1 - \cos \theta)$$

$$A2 = 2edr(1 + \cos \theta)$$

$$\text{Area total} = A1 + A2$$

$$\text{Area total} = 2edr(1 - \cos \theta) + 2edr(1 + \cos \theta)$$

$$\text{Área total} = 4edr$$

APÉNDICE 2

Hipocicloide y Hélice Circular

Hipocicloide:

Una *hipocicloide* es la curva trazada por un punto P sobre una circunferencia de radio b que rueda dentro de una circunferencia de radio a ; $a > b$. Si el origen está en el centro de dicha circunferencia, $A(a, 0)$ es uno de los puntos donde P toca la circunferencia fija, B es el punto móvil de tangencia de ambas circunferencias, y el parámetro t es el número de radianes del ángulo AOB . Las ecuaciones paramétricas de la hipocicloide son:

$$\begin{aligned} x &= (a - b) \cos t + b \cos \frac{a-b}{b} t \\ y &= (a - b) \sin t - b \sin \frac{a-b}{b} t \end{aligned}$$

Hélice circular:

En la tabla 1 da un conjunto de valores de x , y y z para valores específicos de t , generando una curva llamada hélice. Si $a = b$, la hélice se llama hélice circular, y se localiza en el cilindro circular recto: $x^2 + y^2 = a^2$

Tabla A.1 valores de hélice circular

t	x	y	z
0	a	0	0
$\frac{\pi}{4}$	$\frac{a}{\sqrt{2}}$	$\frac{b}{\sqrt{2}}$	$\frac{\pi}{4}$
$\frac{\pi}{2}$	0	b	$\frac{\pi}{2}$
$\frac{3\pi}{4}$	$-\frac{a}{\sqrt{2}}$	$\frac{b}{\sqrt{2}}$	$\frac{3\pi}{4}$
π	$-a$	0	π
$\frac{3\pi}{2}$	0	$-b$	$\frac{3\pi}{2}$

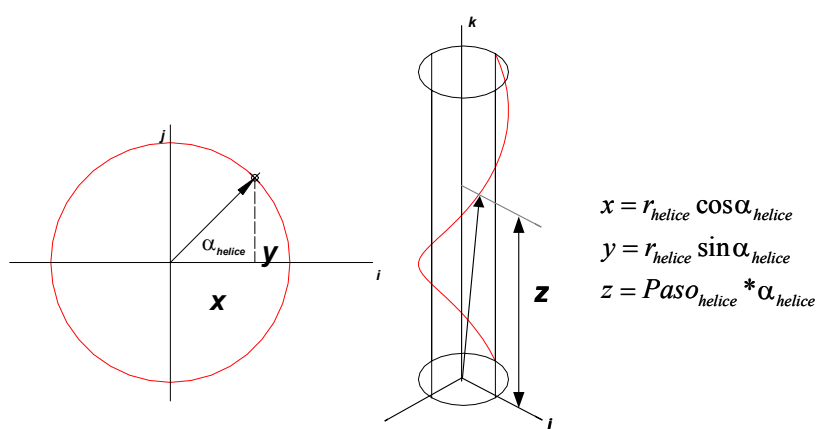


Figura A.3 hélice circular

APÉNDICE 3**Tabla A.2 Equipos e Instrumentos del Circuito de Pruebas**

CÓDIGO	NOMBRE	ESPECIFICACIONES
TQ-01 TQ-02	Tanques de almacenamiento de líquido	Marca: IMACA Cuerpo cilíndrico, tapa y fondo cónicos, peso: 200 kg, diámetro: 0,6 m
P-02	Bomba auxiliar para caudales medios y altos en la succión de la BCP	Marca: Viking Pump
P-03	Bomba auxiliar para caudales bajos en la succión de la BCP	Marca: Lenze modelo M08-775716F
IC-01	Intercambiador de calor	Marca: FRAPCA Intercambiador de tubo y coraza modelo 850
CGA-01	Compresor	Marca: ATLAS COPCO Modelo GA409 CA409
FT-01	Medidor de flujo de líquido	Marca: Rosemount Modelo: MicroMotion IFT97031C3D3A Rango: 0-500 BPD Apreciación: 0,5 % del rango
PT-05	Medidor de presión de alimentación de aire	Marca: Rosemount Modelo: Smart Family Hart 3051CG4A22 Rango: 0-300 psig Apreciación: 1 % del rango
TT-05	Medidor de temperatura de alimentación de aire	Marca: Rosemount Modelo: Smart Family Hart 3144DIE5B40 Rango: 0-100 °C Apreciación: 1 % del rango
FT-02	Placas orificio para medir el caudal de aire DPT	Marca de las Placas: Rosemount Modelo: 1195 Integral Orifice diámetros: 0,020-0,034-0,066 plg Marca del DPT: Rosemount Modelo: Smart Family Hart Rango: 0-36 psi Apreciación: 1 % del rango
FVC-02	Válvula de control de flujo de aire	Marca: Masonelian Modelo: 14732900192 válvula neumática
PT-04	Medidor de presión de succión en la BCP	Marca: Rosemount Modelo: Smart Family Hart 3051CG4A22 Rango: 0-300 psi Apreciación: 1 % del rango

Continuación Tabla A.2

CÓDIGO	NOMBRE	ESPECIFICACIONES
TT-04	Medidor de temperatura en la succión de la BCP	Marca: Rosemount Modelo: Smart Family Hart 3144DIE5B40 Rango: 0-100 °C Apreciación: 1 % del rango
DPT-01	Medidor de diferencial de presión total en la BCP	Marca: Rosemount Modelo: Smart Family Hart 3051CD3A22 Rango: 0-36 psi Apreciación: 1 % del rango
DPT-02	Medidor de diferencial de presión interno en la BCP	Marca: Rosemount Modelo: Smart Family Hart 3051CD3A22 Rango: 0-36 psi Apreciación: 1 % del rango
PT-03	Medidor de presión de descarga en la BCP	Marca: Rosemount Modelo: Smart Family Hart 3051CG5A1M Rango: 0-300 psi Apreciación: 1 % del rango
TT-04	Medidor de temperatura en la descarga de la BCP	Marca: Rosemount Modelo: Smart Family Hart 3144DIE5B40 Rango: 0-100 °C Apreciación: 1 % del rango
PCV-01	Válvula de control de presión de descarga en la BCP	Marca: Foxboro Modelo: V1400UV*P60 válvula neumática alimentada con aire a 30 psi
SC-01	Variador de frecuencia de la BCP	Marca: Magnetek Modelo: VFD 818
SC-02	Variador de frecuencia de las bombas auxiliares	Marca:ABB Modelo: SAMI 26MB5-M2P

Tabla A.3.- Componentes del Sistema de Adquisición

COMPONENTE	ESPECIFICACIONES
Módulo de entradas analógicas	Marca: National Instruments Modelo: NBMIO-16
Módulo de salidas analógicas	Marca: National Instruments Modelo: NB-AO-6
Módulo de salidas digitales	Marca: National Instruments Modelo: SC-2068
Chasis para los módulos	Marca: National Instruments Modelo: SCXI-1100
Software Labview 4.0 para Macintosh	National Instruments

Tabla A.4.- Sensores de presión rápidos

NOMBRE	ESPECIFICACIONES
Sensor A	Marca: Entran, Modelo: EPIH-212-200P-/PAR/X Rango: 200 psi, Apreciación: 0,5% del rango
Sensor B	Marca: Entran, Modelo: EPIH-212-200P-/PAR/X Rango: 200 psi, Apreciación: 0,5% del rango
Sensor C	Marca: Entran, Modelo: EPIH-212-200P-/PAR/X Rango: 200 psi, Apreciación: 0,5% del rango
Sensor D	Marca: Entran, Modelo: EPIH-212-300P-/PAR/X Rango: 300 psi, Apreciación: 0,5% del rango
Sensor E	Marca: Entran, Modelo: EPIH-212-300P-/PAR/X Rango: 300 psi, Apreciación: 0,5% del rango

APÉNDICE 4.

Procedimiento para prueba de escurrimiento estático

- 1) Verificar que el circuito de pruebas está alineado y que hay suficiente nivel de líquido en los tanques.
- 2) Encender el computador principal, abrir el programa de adquisición de datos y un archivo para guardar los puntos de la prueba.
- 3) Encender el módulo de adquisición de señales y alimentar los instrumentos del circuito.
- 4) Abrir la válvula de suministro de aire de la instrumentación neumática.
- 5) Encender el interruptor principal y el variador de frecuencia de la bomba auxiliar.
- 6) Verificar que la unidad Chiller está alimentada con agua fresca y encenderla.
- 7) Abrir completamente la válvula de control de presión de descarga de la BCP.
- 8) Fijar un valor de caudal de líquido con el variador de la bomba auxiliar.
- 9) Esperar que las variables: caudal de líquido y diferencial de presión en la BCP se estabilicen.
- 10) Grabar el punto en el sistema de adquisición de datos y registrar las variables de principal interés en el cuaderno de laboratorio.
- 11) Repetir los pasos 8, 9 y 10, cada vez con caudales de líquidos más altos, hasta que la presión de succión en la BCP alcance la presión máxima permitida en el circuito.
- 12) Repetir la prueba en sentido contrario, ejecutando los pasos 8, 9 y 10, pero esta vez disminuyendo el caudal de líquido para cada punto, hasta llegar al primer caudal fijado en la prueba (con esto se busca realizar la prueba en sentido contrario para verificar repetibilidad).
- 13) Apagar la bomba auxiliar.
- 14) Desahogar el circuito de pruebas, abriendo totalmente la válvula de control de presión de descarga.
- 15) Apagar todos los equipos siguiendo el orden inverso en el que fueron encendidos y cerrar la válvula de suministro de aire de la instrumentación neumática.

APÉNDICE 5

Procedimiento para prueba de comportamiento volumétrico Monofásicas

Verificar que el circuito de pruebas está alineado y que hay suficiente nivel de líquido en los tanques.

- 1) Encender el computador principal, abrir el programa de adquisición de datos y un archivo para guardar los puntos de la prueba.
- 2) Encender el módulo de adquisición de señales y alimentar los instrumentos del circuito.
- 3) Abrir la válvula de suministro de aire de la instrumentación neumática.
- 4) Encender el interruptor principal y los variadores de frecuencia de la bomba auxiliar y la BCP.
- 5) Verificar que la unidad Chiller está alimentada con agua fresca y encenderla.
- 6) Abrir completamente la válvula de control de presión de descarga de la BCP.
- 7) Fijar un valor de caudal de líquido con el variador de la bomba auxiliar.
- 8) Ajustar la velocidad de la BCP (que se debe mantener constante durante toda la prueba) con el variador de la BCP y un tacómetro digital.
- 9) Ajustar el punto de operación de ΔP igual a cero con el valor de presión de succión seleccionado para la prueba (30 psig o 40 psig según el caso de estudio), ajustando el caudal de líquido enviado por la bomba auxiliar y el porcentaje de apertura de la válvula de control de presión de descarga de la BCP.
- 10) Esperar que las variables: caudal de líquido, presión de succión, presión de descarga y diferencial de presión en la BCP se estabilicen.
- 11) Grabar el punto con el sistema de adquisición de datos y registrar las variables de principal interés en el cuaderno de laboratorio.
- 12) Disminuir el caudal de líquido enviado por la bomba auxiliar (con lo que también disminuye la presión de succión en la BCP).
- 13) Cerrar la válvula de control de presión de descarga de la BCP, hasta que la presión de succión vuelva al valor seleccionado para la prueba.
- 14) Repetir los pasos 11 y 12.

- 15) Repetir los pasos 13, 14 y 15 hasta alcanzar en la descarga de la BCP la presión máxima permitida en el circuito o el punto de válvula bloqueada, donde la capacidad de la bomba es igual a cero.
- 16) Repetir la prueba en sentido contrario, ejecutando los pasos 13, 14 y 15, pero esta vez aumentando el caudal de líquido para cada punto, hasta llegar al punto de operación de ΔP igual a cero (con esto se busca realizar la prueba en sentido contrario para verificar repetibilidad).
- 17) Apagar la BCP y después la bomba auxiliar.
- 18) Despresurizar el circuito de pruebas, abriendo totalmente la válvula de control de presión de descarga.
- 19) Apagar todos los equipos siguiendo el orden inverso en el que fueron encendidos y cerrar la válvula de suministro de aire de la instrumentación neumática.

APÉNDICE 6

Diámetro Hidráulico y Coeficiente de Resistencia

Diámetro hidráulico

$$D_h = \frac{4 \cdot A_{libre}}{Pe_m}$$

$$A_{libre} = 4ed_r - 8ew - \pi(d_rw - w^2)$$

$$Pe_m = Pe_{rotor} + Pe_{estator} = \pi d_r + \pi d_{st} + 8e = \pi(d_r + d_r - 2w) + 8e = 2(d_r - w) + 8e$$

$$D_h = \frac{4(4ed_r - 8ew - \pi(d_rw - w^2))}{2(d_r - w) + 8e} = \frac{2(4ed_r - 8ew - \pi(d_rw - w^2))}{(d_r - w) + 4e}$$

Coeficiente de resistencia.

$$\Delta p = \left(f \frac{L}{D_h} \right) \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 D_h^4} = \kappa \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 D_h^4} \Rightarrow \kappa = \frac{\Delta p \pi^2 D_h^2}{8\rho Q^2}$$

APÉNDICE 7

Análisis adimensional

$$S, \Delta p, w, \mu, \rho, d_r, e, Paso_{st}$$

$$r = 3$$

$$n = 8$$

$$m = n - r = 5$$

Variables Independientes: μ, ρ, d_r

Primer Número Adimensional.

$$\pi_1 = S \cdot \rho^a \cdot \mu^b \cdot d_r^c \Rightarrow [1] = \left[\frac{L^3}{T} \right] \cdot \left[\frac{M}{L^3} \right]^a \cdot \left[\frac{M}{LT} \right]^b [L]^c$$

$$\boxed{M} \quad 0 = a + b \Rightarrow a = 1$$

$$\boxed{L} \quad 0 = 3 - 3a - b + c \Rightarrow c = -1$$

$$\boxed{T} \quad 0 = -1 - b \Rightarrow b = -1$$

$$\pi_1 = \frac{\rho S}{\mu d_r}$$

Segundo Número Adimensional.

$$\pi_2 = \Delta p \cdot n^a \cdot \rho^b \cdot d_r^c \Rightarrow [1] = \left[\frac{M}{LT^2} \right] \cdot \left[\frac{M}{L^3} \right]^a \cdot \left[\frac{M}{LT} \right]^b [L]^c$$

$$\boxed{M} \quad 0 = 1 + b + a \Rightarrow a = 1$$

$$\boxed{L} \quad 0 = -b - 3a + c + 1 \Rightarrow c = 2$$

$$\boxed{T} \quad 0 = -2 - b \Rightarrow b = -2$$

$$\pi_2 = \frac{\rho \Delta p d_r^2}{\mu^2}$$

Tercer Número Adimensional.

$$\pi_3 = w \cdot \rho^a \cdot \mu^b \cdot d_r^c \Rightarrow [1] = [L] \cdot \left[\frac{M}{L^3} \right]^a \cdot \left[\frac{M}{LT} \right]^b [L]^c$$

$$\boxed{M} \quad 0 = a + b \Rightarrow a = 0$$

$$\boxed{L} \quad 0 = -b - 3a + c + 1 \Rightarrow c = -1$$

$$\boxed{T} \quad 0 = -b \Rightarrow b = 0$$

$$\pi_3 = \frac{w}{d_r}$$

Cuatro Número Adimensional.

$$\pi_4 = Paso_{st} \cdot \rho^a \cdot \mu^b \cdot d_r^c \Rightarrow [1] = \left[\frac{M}{LT} \right] \cdot \left[\frac{1}{T} \right]^a \cdot \left[\frac{M}{L^3} \right]^b [L]^c$$

$$\boxed{M} \quad 0 = a + b \Rightarrow a = 0$$

$$\boxed{L} \quad 0 = -b - 3a + c + 1 \Rightarrow c = -1$$

$$\boxed{T} \quad 0 = -b \Rightarrow b = 0$$

$$\pi_4 = \frac{Paso_{st}}{d_r}$$

Quinto Número Adimensional.

$$\pi_5 = e \cdot \rho^a \cdot \mu^b \cdot d_r^c \Rightarrow [1] = [L] \left[\frac{M}{L^3} \right]^a \left[\frac{M}{LT} \right]^b [L]^c$$

$$\boxed{M} \quad 0 = a + b \Rightarrow a = 0$$

$$\boxed{L} \quad 0 = -b - 3a + c + 1 \Rightarrow c = -1$$

$$\boxed{T} \quad 0 = -b \Rightarrow b = 0$$

$$\pi_5 = \frac{e}{d_r}$$

resumiendo se tiene,

$$\pi_1 = \frac{\rho S}{\mu d_r}, \pi_2 = \frac{\rho \Delta p d_r^2}{\mu^2}, \pi_3 = \frac{w}{d_r}, \pi_4 = \frac{Paso_{st}}{d_r}, \pi_5 = \frac{e}{d_r}$$

La ecuación para flujo en tubería no circular [Schiller & Nikuradse, 1950] es:

$$\Delta P = (f) \frac{L}{d_h} \frac{8 \rho S^2}{\pi^2 d_h^4} \quad \text{donde,}$$

$$C_v = (f) \frac{L}{d_h}$$

Luego:

$$\pi_1^2 = \frac{\rho^2 S^2}{\mu^2 dr^2}$$

$$\pi_2 \propto \pi_1^2 \pi_3 \pi_4 \pi_5 \quad \text{entonces,}$$

$$\frac{\rho \Delta p d_r^2}{\mu^2} \propto \frac{\rho^2 S^2}{\mu^2 dr^2} \pi_3 \pi_4 \pi_5$$

$$\Delta p \propto \frac{\rho S^2}{dr^4} \pi_3 \pi_4 \pi_5$$

$$\Delta P = \left(\frac{\rho S^2}{dr^4} \right) \left(\frac{Paso_{st}}{dr} \right) \left(\frac{e}{dr} \right) \left(\frac{w}{dr} \right)$$

$$\Delta P = \left[f \left(\frac{Paso_{st}}{dr} \right) \left(\frac{e}{dr} \right) \left(\frac{w}{dr} \right) \right] \frac{8\rho S^2}{\pi^2 dr^4}$$

$$C_v = \left[f \left(\frac{Paso_{st}}{dr} \right) \left(\frac{e}{dr} \right) \left(\frac{w}{dr} \right) \right] \quad \text{donde,}$$

$$f = \frac{C_v}{F_{forma}} \quad F_{forma} = \left(\frac{Paso_{st}}{dr} \right) \left(\frac{e}{dr} \right) \left(\frac{w}{dr} \right)$$

APÉNDICE 8

Datos de los pozos y Resultados de la simulación

```

=====
=====
DATOS:
POZO: Well53
IP (bpd/psi): 0.63
PROF PERFORA (ft): 5455
ANG INCLINACION (°): 0
CORTE DE AGUA (%): 8
R G P (scf/b): 50
EFIC SEPARACION (%): 80
VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
GRAVE CRUDO (øAPI): 10
GRAVE GAS : 0.7
PROF BOMBA (pies): 5014
PRESION ESTATICA (psi): 1391
P DE BURBUJEO (psi): 1115
P DE SEPARADOR (psi): 40
P DE DESCARGA (psi): 100
T DE CABEZAL (øF): 110
T EN LAS PERF (øF) 161
SUMERG MINIMA (pies): 200
P ANULAR CABZ (psi): 105
BOMBA: BMW/Wheatherford265-7500
***** SARTA DE TUBERIA *****
TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 5014 ,DIAMETRO (in):3.5
EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
***** SARTA DE CABILLAS *****
TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 5014 ,DIAMETRO (plg):1
, ACOPL: Normal
CABILLAS GRADO: D
=====
=====
RESULTADOS:
T EN LA BOMBA (øF):156.88
NIVEL DINAMICO (pies):2743.61
SUMERGENCIA (pies):2270.39
Q(petrøl)EN SUPERFI(bnpd):171.64
Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):186.56
Q(liq+_gas)EN BOMBA(bpd):195.87
Q de AGUA EN SUPERF (bpd):14.93
Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
ESCURRIMIENTO (bpd):-195.87
FRACCION DE GAS (%):1.37
EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):74.14
FACTOR DE USO TEORICO (%):2.04
FACTOR DE USO REAL (%):0.91
VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):100.00
PRESION DE CABEZAL (psi):100.00
DELTA P EN LA BOMBA (psi):1590.70
PRESION DE SUCCION (psi):963.79
PRESION DE DESCARGA (psi):2554.49
TORQUE TOTAL (lbf-ft):408.93
POTENCIA EN EJE (hp):7.89
FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 13816.41
FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:1.98
ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):43.03
ESPACIAMIENTO (plg):27.62
CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación
=====
=====
DATOS:

```

```

POZO: Well53
IP (bpd/psi): 0.63
PROF PERFORA (ft): 5455
ANG INCLINACION (°): 0
CORTE DE AGUA (%): 8
R G P (scf/b): 50
EFIC SEPARACION (%): 80
VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
GRAVE CRUDO (°API): 10
GRAVE GAS : 0.7
PROF BOMBA (pies): 5014
PRESION ESTATICA (psi): 1391
P DE BURBUJEO (psi): 1115
P DE SEPARADOR (psi): 40
P DE DESCARGA (psi): 100
T DE CABEZAL (°F): 110
T EN LAS PERF (°F) 161
SUMERG MINIMA (pies): 200
P ANULAR CABZ (psi): 105
BOMBA: BMW/Weatherford265-7500
***** SARTA DE TUBERIA *****
TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 5014 ,DIAMETRO (in):3.5
EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
***** SARTA DE CABILLAS *****
TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 5014 ,DIAMETRO (plg):1
, ACOUPLE: Normal
CABILLAS GRADO: D
=====
=====
RESULTADOS:
T EN LA BOMBA (°F):156.88
NIVEL DINAMICO (pies):3083.29
SUMERGENCIA (pies):1930.71
Q(petról)EN SUPERFI(bnpd):254.61
Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):276.75
Q(liq_+ gas)EN BOMBA(bpd):292.98
Q de AGUA EN SUPERF (bpd):22.14
Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
ESCURRIMIENTO (bpd):-292.98
FRACCION DE GAS (%):2.03
EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):73.93
FACTOR DE USO TEORICO (%):1.65
FACTOR DE USO REAL (%):0.90
VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):150.00
PRESION DE CABEZAL (psi):100.00
DELTA P EN LA BOMBA (psi):1969.87
PRESION DE SUCCION (psi):828.15
PRESION DE DESCARGA (psi):2798.02
TORQUE TOTAL (lbf-ft):512.84
POTENCIA EN EJE (hp):14.85
FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 15552.21
FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:1.60
ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):53.14
ESPACIAMIENTO (plg):32.01
CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación
=====
=====

```

```

DATOS:
POZO: Well53
IP (bpd/psi): 0.63
PROF PERFORA (ft): 5455
ANG INCLINACION (°): 0
CORTE DE AGUA (%): 8
R G P (scf/b): 50
EFIC SEPARACION (%): 80
VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
GRAVE CRUDO (°API): 10
GRAVE GAS : 0.7

```

PROF BOMBA (pies): 5014
 PRESION ESTATICA (psi): 1391
 P DE BURBUJEO (psi): 1115
 P DE SEPARADOR (psi): 40
 P DE DESCARGA (psi): 100
 T DE CABEZAL (øF): 110
 T EN LAS PERF (øF) 161
 SUMERG MINIMA (pies): 200
 P ANULAR CABZ (psi): 105
 BOMBA: BMW/Weatherford265-7500
 ***** SARTA DE TUBERIA *****
 TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 5014 ,DIAMETRO (in):3.5
 EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
 ***** SARTA DE CABILLAS *****
 TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 5014 ,DIAMETRO (plg):1
 , ACOUPLE: Normal
 CABILLAS GRADO: D
 =====
 =====
 RESULTADOS:
 T EN LA BOMBA (øF):156.88
 NIVEL DINAMICO (pies):3443.18
 SUMERGENCIA (pies):1570.82
 Q(petrøl)EN SUPERFI(bnpd):331.34
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):360.16
 Q(liq+_gas)EN BOMBA(bpd):385.73
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):28.81
 Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
 ESCURRIMIENTO (bpd):-385.73
 FRACCION DE GAS (%):2.99
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):73.00
 FACTOR DE USO TEORICO (%):1.39
 FACTOR DE USO REAL (%):0.88
 VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):200.00
 PRESION DE CABEZAL (psi):100.00
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):2334.55
 PRESION DE SUCCION (psi):686.94
 PRESION DE DESCARGA (psi):3021.49
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):613.28
 POTENCIA EN EJE (hp):23.68
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 17221.75
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:1.35
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):62.93
 ESPACIAMIENTO (plg):36.23
 CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación

=====
 DATOS:
 POZO: Well53
 IP (bpd/psi): 0.63
 PROF PERFORA (ft): 5455
 ANG INCLINACION (ø): 0
 CORTE DE AGUA (%): 8
 R G P (scf/b): 50
 EFIC SEPARACION (%): 80
 VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
 VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
 GRAVE CRUDO (øAPI): 10
 GRAVE GAS : 0.7
 PROF BOMBA (pies): 5014
 PRESION ESTATICA (psi): 1391
 P DE BURBUJEO (psi): 1115
 P DE SEPARADOR (psi): 40
 P DE DESCARGA (psi): 100
 T DE CABEZAL (øF): 110
 T EN LAS PERF (øF) 161
 SUMERG MINIMA (pies): 200
 P ANULAR CABZ (psi): 105
 BOMBA: BMW/Weatherford265-7500
 ***** SARTA DE TUBERIA *****

TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 5014 ,DIAMETRO (in):3.5
EL FLUJO DE CRUDO ES POR:

***** SARTA DE CABILLAS *****

TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 5014 ,DIAMETRO (plg):1

, ACOUPLE: Normal

CABILLAS GRADO: D

RESULTADOS:

T EN LA BOMBA (øF):156.88
NIVEL DINAMICO (pies):3823.06
SUMERGENCIA (pies):1190.94
Q(petrøl)EN SUPERFI(bnpd):400.53
Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):435.35
Q(liq+_gas)EN BOMBA(bpd):474.47
Q de AGUA EN SUPERF (bpd):34.83
Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
ESCURRIMIENTO (bpd):-474.47
FRACCION DE GAS (%):4.49
EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):71.83
FACTOR DE USO TEORICO (%):1.21
FACTOR DE USO REAL (%):0.85
VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):250.00
PRESION DE CABEZAL (psi):100.00
DELTA P EN LA BOMBA (psi):2689.10
PRESION DE SUCCION (psi):540.51
PRESION DE DESCARGA (psi):3229.61
TORQUE TOTAL (lbf-ft):711.40
POTENCIA EN EJE (hp):34.33
FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 18829.38
FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:1.17
ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):72.50
ESPACIAMIENTO (plg):40.32
CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación

DATOS:

POZO: Well53
IP (bpd/psi): 0.63
PROF PERFORA (ft): 5455
ANG INCLINACION (ø): 0
CORTE DE AGUA (%): 8
R G P (scf/b): 50
EFIC SEPARACION (%): 80
VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
GRAVE CRUDO (øAPI): 10
GRAVE GAS : 0.7
PROF BOMBA (pies): 5014
PRESION ESTATICA (psi): 1391
P DE BURBUJEO (psi): 1115
P DE SEPARADOR (psi): 40
P DE DESCARGA (psi): 100
T DE CABEZAL (øF): 110
T EN LAS PERF (øF) 161
SUMERG MINIMA (pies): 200
P ANULAR CABZ (psi): 105
BOMBA: BMW/Weatherford265-7500

***** SARTA DE TUBERIA *****

TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 5014 ,DIAMETRO (in):3.5
EL FLUJO DE CRUDO ES POR:

***** SARTA DE CABILLAS *****

TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 5014 ,DIAMETRO (plg):1

, ACOUPLE: Normal

CABILLAS GRADO: D

RESULTADOS:

T EN LA BOMBA (øF):156.88
NIVEL DINAMICO (pies):4232.48

SUMERGENCIA (pies):781.52
 Q(petr&l)EN SUPERFI(bnpd):460.92
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):501.00
 Q(liq+_gas)EN BOMBA(bpd):562.54
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):40.08
 Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
 ESCURRIMIENTO (bpd):-562.54
 FRACCION DE GAS (%):7.12
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):70.97
 FACTOR DE USO TEORICO (%):1.08
 FACTOR DE USO REAL (%):0.83
 VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):300.00
 PRESION DE CABEZAL (psi):100.00
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):3017.52
 PRESION DE SUCCION (psi):389.07
 PRESION DE DESCARGA (psi):3406.59
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):804.37
 POTENCIA EN EJE (hp):46.58
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 20322.58
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:1.04
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):81.46
 ESPACIAMIENTO (plg):44.11
 CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación y sobrecarga la cabilla

=====

DATOS:

POZO: Well53
 IP (bpd/psi): 0.63
 PROF PERFORA (ft): 5455
 ANG INCLINACION (ø): 0
 CORTE DE AGUA (%): 8
 R G P (scf/b): 50
 EFIC SEPARACION (%): 80
 VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
 VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
 GRAVE CRUDO (øAPI): 10
 GRAVE GAS : 0.7
 PROF BOMBA (pies): 5014
 PRESION ESTATICA (psi): 1391
 P DE BURBUJEO (psi): 1115
 P DE SEPARADOR (psi): 40
 P DE DESCARGA (psi): 100
 T DE CABEZAL (øF): 110
 T EN LAS PERF (øF) 161
 SUMERG MINIMA (pies): 200
 P ANULAR CABZ (psi): 105
 BOMBA: BMW/Wheatherford265-7500
 ***** SARTA DE TUBERIA *****
 TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 5014 ,DIAMETRO (in):3.5
 EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
 ***** SARTA DE CABILLAS *****
 TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 5014 ,DIAMETRO (plg):1
 , ACOUPLE: Normal
 CABILLAS GRADO: D

=====

RESULTADOS:

T EN LA BOMBA (øF):156.88
 NIVEL DINAMICO (pies):4620.63
 SUMERGENCIA (pies):393.37
 Q(petr&l)EN SUPERFI(bnpd):506.57
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):550.62
 Q(liq+_gas)EN BOMBA(bpd):652.95
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):44.05
 Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
 ESCURRIMIENTO (bpd):-652.95
 FRACCION DE GAS (%):11.88
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):70.61
 FACTOR DE USO TEORICO (%):0.98
 FACTOR DE USO REAL (%):0.82

VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):350.00
 PRESION DE CABEZAL (psi):100.00
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):3313.14
 PRESION DE SUCCION (psi):249.28
 PRESION DE DESCARGA (psi):3562.42
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):890.42
 POTENCIA EN EJE (hp):60.16
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 21663.71
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:0.95
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):89.61
 ESPACIAMIENTO (plg):47.52
 CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación y sobrecarga la cabilla

=====

DATOS:

POZO: Well53
 IP (bpd/psi): 0.63
 PROF PERFORA (ft): 5455
 ANG INCLINACION (°): 0
 CORTE DE AGUA (%): 8
 R G P (scf/b): 50
 EFIC SEPARACION (%): 80
 VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
 VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
 GRAVE CRUDO (°API): 10
 GRAVE GAS : 0.7
 PROF BOMBA (pies): 5014
 PRESION ESTATICA (psi): 1391
 P DE BURBUJEO (psi): 1115
 P DE SEPARADOR (psi): 40
 P DE DESCARGA (psi): 100
 T DE CABEZAL (°F): 110
 T EN LAS PERF (°F) 161
 SUMERG MINIMA (pies): 200
 P ANULAR CABZ (psi): 105
 BOMBA: BMW/Wheatherford265-7500
 ***** SARTA DE TUBERIA *****
 TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 5014 ,DIAMETRO (in):3.5
 EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
 ***** SARTA DE CABILLAS *****
 TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 5014 ,DIAMETRO (plg):1
 , ACOUPLE: Normal
 CABILLAS GRADO: D

=====

RESULTADOS:

T EN LA BOMBA (°F):156.88
 NIVEL DINAMICO (pies):4807.93
 SUMERGENCIA (pies):206.07
 Q(petr°l)EN SUPERFI(bnpd):523.95
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):569.51
 Q(liq_+ _gas)EN BOMBA(bpd):718.29
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):45.56
 Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
 ESCURRIMIENTO (bpd):-718.29
 FRACCION DE GAS (%):15.82
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):70.92
 FACTOR DE USO TEORICO (%):0.94
 FACTOR DE USO REAL (%):0.83
 VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):383.38
 PRESION DE CABEZAL (psi):100.00
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):3440.72
 PRESION DE SUCCION (psi):186.23
 PRESION DE DESCARGA (psi):3626.96
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):931.51
 POTENCIA EN EJE (hp):68.94
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 22241.76
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:0.91
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):93.26
 ESPACIAMIENTO (plg):48.99

CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Sumergencia Minima y sobrecarga la cabilla

=====

DATOS:

POZO: Well53
 IP (bpd/psi): 0.63
 PROF PERFORA (ft): 5455
 ANG INCLINACION (°): 0
 CORTE DE AGUA (%): 8
 R G P (scf/b): 50
 EFIC SEPARACION (%): 80
 VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
 VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
 GRAVE CRUDO (øAPI): 10
 GRAVE GAS : 0.7
 PROF BOMBA (pies): 5014
 PRESION ESTATICA (psi): 1391
 P DE BURBUJEO (psi): 1115
 P DE SEPARADOR (psi): 40
 P DE DESCARGA (psi): 100
 T DE CABEZAL (øF): 110
 T EN LAS PERF (øF) 161
 SUMERG MINIMA (pies): 200
 P ANULAR CABZ (psi): 105
 BOMBA: BCPMM
 ***** SARTA DE TUBERIA *****
 TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 5014 ,DIAMETRO (in):3.5
 EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
 ***** SARTA DE CABILLAS *****
 TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 5014 ,DIAMETRO (plg):1
 , ACOPLE: Normal
 CABILLAS GRADO: D

=====

RESULTADOS:

T EN LA BOMBA (øF):156.88
 NIVEL DINAMICO (pies):2657.45
 SUMERGENCIA (pies):2356.55
 Q(petrøl)EN SUPERFI(bnpd):149.99
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):163.03
 Q(liq+_gas)EN BOMBA(bpd):170.85
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):13.04
 Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
 ESCURRIMIENTO (bpd):-170.85
 FRACCION DE GAS (%):1.23
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):66.57
 FACTOR DE USO TEORICO (%):8.29
 FACTOR DE USO REAL (%):1.60
 VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):100.00
 PRESION DE CABEZAL (psi):100.00
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):1491.73
 PRESION DE SUCCION (psi):997.47
 PRESION DE DESCARGA (psi):2489.20
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):376.07
 POTENCIA EN EJE (hp):7.26
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 13249.58
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:2.16
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):39.47
 ESPACIAMIENTO (plg):26.19
 CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación

=====

DATOS:

POZO: Well53
 IP (bpd/psi): 0.63
 PROF PERFORA (ft): 5455
 ANG INCLINACION (°): 0
 CORTE DE AGUA (%): 8
 R G P (scf/b): 50

EFIC SEPARACION (%): 80
 VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
 VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
 GRAVE CRUDO (ϕ API): 10
 GRAVE GAS : 0.7
 PROF BOMBA (pies): 5014
 PRESION ESTATICA (psi): 1391
 P DE BURBUJEO (psi): 1115
 P DE SEPARADOR (psi): 40
 P DE DESCARGA (psi): 100
 T DE CABEZAL (ϕ F): 110
 T EN LAS PERF (ϕ F) 161
 SUMERG MINIMA (pies): 200
 P ANULAR CABZ (psi): 105
 BOMBA: BCPMM
 ***** SARTA DE TUBERIA *****
 TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 5014 ,DIAMETRO (in):3.5
 EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
 ***** SARTA DE CABILLAS *****
 TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 5014 ,DIAMETRO (plg):1
 , ACOUPLE: Normal
 CABILLAS GRADO: D
 =====
 RESULTADOS:
 T EN LA BOMBA (ϕ F):156.88
 NIVEL DINAMICO (pies):3022.13
 SUMERGENCIA (pies):1991.87
 Q(petr ϕ)EN SUPERF(bnpd):240.13
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):261.01
 Q(liq_+ gas)EN BOMBA(bpd):275.83
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):20.88
 Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
 ESCURRIMIENTO (bpd):-275.83
 FRACCION DE GAS (%):1.89
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):71.65
 FACTOR DE USO TEORICO (%):6.50
 FACTOR DE USO REAL (%):1.90
 VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):150.00
 PRESION DE CABEZAL (psi):100.00
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):1902.86
 PRESION DE SUCCION (psi):852.92
 PRESION DE DESCARGA (psi):2755.78
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):484.50
 POTENCIA EN EJE (hp):14.03
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 15100.67
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:1.70
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):50.08
 ESPACIAMIENTO (plg):30.87
 CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación

=====

DATOS:
 POZO: Well53
 IP (bpd/psi): 0.63
 PROF PERFORA (ft): 5455
 ANG INCLINACION (ϕ): 0
 CORTE DE AGUA (%): 8
 R G P (scf/b): 50
 EFIC SEPARACION (%): 80
 VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
 VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
 GRAVE CRUDO (ϕ API): 10
 GRAVE GAS : 0.7
 PROF BOMBA (pies): 5014
 PRESION ESTATICA (psi): 1391
 P DE BURBUJEO (psi): 1115
 P DE SEPARADOR (psi): 40
 P DE DESCARGA (psi): 100
 T DE CABEZAL (ϕ F): 110

T EN LAS PERF (øF) 161
 SUMERG MINIMA (pies): 200
 P ANULAR CABZ (psi): 105
 BOMBA: BCPMM
 ***** SARTA DE TUBERIA *****
 TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 5014 ,DIAMETRO (in):3.5
 EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
 "***** SARTA DE CABILLAS *****"
 TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 5014 ,DIAMETRO (plg):1
 , ACOPL: Normal
 CABILLAS GRADO: D
 =====
 =====
 RESULTADOS:
 T EN LA BOMBA (øF):156.88
 NIVEL DINAMICO (pies):3426.23
 SUMERGENCIA (pies):1587.77
 Q(petrøl)EN SUPERFI(bnpd):328.29
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):356.84
 Q(liq_+ gas)EN BOMBA(bpd):381.94
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):28.55
 Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
 ESCURRIMIENTO (bpd):-381.94
 FRACCION DE GAS (%):2.94
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):74.41
 FACTOR DE USO TEORICO (%):5.33
 FACTOR DE USO REAL (%):2.09
 VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):200.00
 PRESION DE CABEZAL (psi):100.00
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):2319.65
 PRESION DE SUCCION (psi):692.92
 PRESION DE DESCARGA (psi):3012.57
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):594.14
 POTENCIA EN EJE (hp):22.94
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 16977.23
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:1.40
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):60.89
 ESPACIAMIENTO (plg):35.61
 CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación

=====

DATOS:
 POZO: Well53
 IP (bpd/psi): 0.63
 PROF PERFORA (ft): 5455
 ANG INCLINACION (ø): 0
 CORTE DE AGUA (%): 8
 R G P (scf/b): 50
 EFIC SEPARACION (%): 80
 VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
 VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
 GRAVE CRUDO (øAPI): 10
 GRAVE GAS : 0.7
 PROF BOMBA (pies): 5014
 PRESION ESTATICA (psi): 1391
 P DE BURBUJEO (psi): 1115
 P DE SEPARADOR (psi): 40
 P DE DESCARGA (psi): 100
 T DE CABEZAL (øF): 110
 T EN LAS PERF (øF) 161
 SUMERG MINIMA (pies): 200
 P ANULAR CABZ (psi): 105
 BOMBA: BCPMM
 ***** SARTA DE TUBERIA *****
 TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 5014 ,DIAMETRO (in):3.5
 EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
 "***** SARTA DE CABILLAS *****"
 TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 5014 ,DIAMETRO (plg):1
 , ACOPL: Normal
 CABILLAS GRADO: D

=====

RESULTADOS:

T EN LA BOMBA (øF):156.88
 NIVEL DINAMICO (pies):3891.75
 SUMERGENCIA (pies):1122.25
 Q(petról)EN SUPERFI(bnpd):411.46
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):447.23
 Q(liq+_gas)EN BOMBA(bpd):489.29
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):35.78
 Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
 ESCURRIMIENTO (bpd):-489.29
 FRACCION DE GAS (%):4.83
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):76.26
 FACTOR DE USO TEORICO (%):4.50
 FACTOR DE USO REAL (%):2.21
 VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):250.00
 PRESION DE CABEZAL (psi):100.00
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):2748.77
 PRESION DE SUCCION (psi):515.08
 PRESION DE DESCARGA (psi):3263.85
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):706.89
 POTENCIA EN EJE (hp):34.11
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 18891.83
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:1.18
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):72.08
 ESPACIAMIENTO (plg):40.47
 CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación

=====

DATOS:

POZO: Well53
 IP (bpd/psi): 0.63
 PROF PERFORA (ft): 5455
 ANG INCLINACION (ø): 0
 CORTE DE AGUA (%): 8
 R G P (scf/b): 50
 EFIC SEPARACION (%): 80
 VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
 VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
 GRAVE CRUDO (øAPI): 10
 GRAVE GAS : 0.7
 PROF BOMBA (pies): 5014
 PRESION ESTATICA (psi): 1391
 P DE BURBUJEO (psi): 1115
 P DE SEPARADOR (psi): 40
 P DE DESCARGA (psi): 100
 T DE CABEZAL (øF): 110
 T EN LAS PERF (øF) 161
 SUMERG MINIMA (pies): 200
 P ANULAR CABZ (psi): 105
 BOMBA: BCPMM
 ***** SARTA DE TUBERIA *****
 TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 5014 ,DIAMETRO (in):3.5
 EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
 ***** SARTA DE CABILLAS *****
 TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 5014 ,DIAMETRO (plg):1
 , ACOPL: Normal
 CABILLAS GRADO: D

=====

RESULTADOS:

T EN LA BOMBA (øF):156.88
 NIVEL DINAMICO (pies):4405.53
 SUMERGENCIA (pies):608.47
 Q(petról)EN SUPERFI(bnpd):482.79
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):524.77
 Q(liq+_gas)EN BOMBA(bpd):600.94
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):41.98
 Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00

ESCURRIMIENTO (bpd):-600.94
 FRACCION DE GAS (%):8.84
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):78.05
 FACTOR DE USO TEORICO (%):3.92
 FACTOR DE USO REAL (%):2.33
 VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):300.00
 PRESION DE CABEZAL (psi):100.00
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):3153.51
 PRESION DE SUCCION (psi):325.79
 PRESION DE DESCARGA (psi):3479.30
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):815.46
 POTENCIA EN EJE (hp):47.22
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 20700.15
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:1.03
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):82.72
 ESPACIAMIENTO (plg):45.07
 CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación y sobrecarga la cabilla

=====

DATOS:

POZO: WELL570
 IP (bpd/psi): 0.311
 PROF PERFORA (ft): 7178
 ANG INCLINACION (°): 0
 CORTE DE AGUA (%): 17
 R G P (scf/b): 100
 EFIC SEPARACION (%): 80
 VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
 VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
 GRAVE CRUDO (°API): 10.4
 GRAVE GAS : 0.7
 PROF BOMBA (pies): 6057
 PRESION ESTATICA (psi): 2589
 P DE BURBUJEO (psi): 1115
 P DE SEPARADOR (psi): 50
 P DE DESCARGA (psi): 150
 T DE CABEZAL (°F): 100
 T EN LAS PERF (°F) 195
 SUMERG MINIMA (pies): 200
 P ANULAR CABZ (psi): 150
 BOMBA: Robbins&Myers80-N-275
 ***** SARTA DE TUBERIA *****
 TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 6057 ,DIAMETRO (in):3.5
 EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
 ***** SARTA DE CABILLAS *****
 TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 6057 ,DIAMETRO (plg):1
 , ACOUPLE: Normal
 CABILLAS GRADO: D

=====

RESULTADOS:

T EN LA BOMBA (°F):180.16
 NIVEL DINAMICO (pies):2053.28
 SUMERGENCIA (pies):4003.72
 Q(petról)EN SUPERF(bn pd):176.84
 Q(liq) SUPERFICIE (bn pd):213.06
 Q(liq_+_gas)EN BOMBA(bpd):220.58
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):36.22
 Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
 ESCURRIMIENTO (bpd):-220.58
 FRACCION DE GAS (%):0.44
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):79.69
 FACTOR DE USO TEORICO (%):2.46
 FACTOR DE USO REAL (%):1.10
 VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):100.00
 PRESION DE CABEZAL (psi):150.00
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):1462.36
 PRESION DE SUCCION (psi):1663.35
 PRESION DE DESCARGA (psi):3125.71

TORQUE TOTAL (lbf-ft):397.93
 POTENCIA EN EJE (hp):7.68
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 14002.01
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:2.06
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):41.39
 ESPACIAMIENTO (plg):32.04
 CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación

=====

DATOS:

POZO: WELL570
 IP (bpd/psi): 0.311
 PROF PERFORA (ft): 7178
 ANG INCLINACION (ø): 0
 CORTE DE AGUA (%): 17
 R G P (scf/b): 100
 EFIC SEPARACION (%): 80
 VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
 VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
 GRAVE CRUDO (øAPI): 10.4
 GRAVE GAS : 0.7
 PROF BOMBA (pies): 6057
 PRESION ESTATICA (psi): 2589
 P DE BURBUJEO (psi): 1115
 P DE SEPARADOR (psi): 50
 P DE DESCARGA (psi): 150
 T DE CABEZAL (øF): 100
 T EN LAS PERF (øF) 195
 SUMERG MINIMA (pies): 200
 P ANULAR CABZ (psi): 150
 BOMBA: Robbins&Myers80-N-275
 ***** SARTA DE TUBERIA *****
 TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 6057 ,DIAMETRO (in):3.5
 EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
 "***** SARTA DE CABILLAS *****"
 TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 6057 ,DIAMETRO (plg):1
 , ACOUPLE: Normal
 CABILLAS GRADO: D

=====

RESULTADOS:

T EN LA BOMBA (øF):180.16
 NIVEL DINAMICO (pies):2688.22
 SUMERGENCIA (pies):3368.78
 Q(petrøl)EN SUPERF(bnps):254.56
 Q(liq) SUPERFICIE (bnps):306.70
 Q(liq_+_gas)EN BOMBA(bpd):319.44
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):52.14
 Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
 ESCURRIMIENTO (bpd):-319.44
 FRACCION DE GAS (%):0.64
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):76.94
 FACTOR DE USO TEORICO (%):1.84
 FACTOR DE USO REAL (%):1.01
 VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):150.00
 PRESION DE CABEZAL (psi):150.00
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):1958.49
 PRESION DE SUCCION (psi):1415.83
 PRESION DE DESCARGA (psi):3374.31
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):535.68
 POTENCIA EN EJE (hp):15.51
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 16091.39
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:1.55
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):54.93
 ESPACIAMIENTO (plg):38.41
 CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación

=====

DATOS:

POZO: WELL570

IP (bpd/psi): 0.311
 PROF PERFORA (ft): 7178
 ANG INCLINACION (°): 0
 CORTE DE AGUA (%): 17
 R G P (scf/b): 100
 EFIC SEPARACION (%): 80
 VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
 VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
 GRAVE CRUDO (°API): 10.4
 GRAVE GAS : 0.7
 PROF BOMBA (pies): 6057
 PRESION ESTATICA (psi): 2589
 P DE BURBUJEO (psi): 1115
 P DE SEPARADOR (psi): 50
 P DE DESCARGA (psi): 150
 T DE CABEZAL (°F): 100
 T EN LAS PERF (°F) 195
 SUMERG MINIMA (pies): 200
 P ANULAR CABZ (psi): 150
 BOMBA: Robbins&Myers80-N-275
 ***** SARTA DE TUBERIA *****
 TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 6057 ,DIAMETRO (in):3.5
 EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
 ***** SARTA DE CABILLAS *****
 TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 6057 ,DIAMETRO (plg):1
 , ACOUPLE: Normal
 CABILLAS GRADO: D
 =====
 RESULTADOS:
 T EN LA BOMBA (°F):180.16
 NIVEL DINAMICO (pies):3245.93
 SUMERGENCIA (pies):2811.07
 Q(petr°l)EN SUPERFI(bnpd):325.53
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):392.20
 Q(liq+_gas)EN BOMBA(bpd):412.38
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):66.67
 Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
 ESCURRIMIENTO (bpd):-412.38
 FRACCION DE GAS (%):1.22
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):74.49
 FACTOR DE USO TEORICO (%):1.48
 FACTOR DE USO REAL (%):0.93
 VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):200.00
 PRESION DE CABEZAL (psi):150.00
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):2434.97
 PRESION DE SUCCION (psi):1192.21
 PRESION DE DESCARGA (psi):3627.18
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):669.93
 POTENCIA EN EJE (hp):25.86
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 18088.70
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:1.25
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):68.05
 ESPACIAMIENTO (plg):44.50
 CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación

=====

DATOS:
 POZO: WELL570
 IP (bpd/psi): 0.311
 PROF PERFORA (ft): 7178
 ANG INCLINACION (°): 0
 CORTE DE AGUA (%): 17
 R G P (scf/b): 100
 EFIC SEPARACION (%): 80
 VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
 VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
 GRAVE CRUDO (°API): 10.4
 GRAVE GAS : 0.7
 PROF BOMBA (pies): 6057

```

PRESION ESTATICA (psi): 2589
P DE BURBUJEO (psi): 1115
P DE SEPARADOR (psi): 50
P DE DESCARGA (psi): 150
T DE CABEZAL (øF): 100
T EN LAS PERF (øF) 195
SUMERG MINIMA (pies): 200
P ANULAR CABZ (psi): 150
BOMBA: Robbins&Myers80-N-275
***** SARTA DE TUBERIA *****
TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 6057 ,DIAMETRO (in):3.5
EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
***** SARTA DE CABILLAS *****
TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 6057 ,DIAMETRO (plg):1
, ACOUPLE: Normal
CABILLAS GRADO:      D
=====
RESULTADOS:
T EN LA BOMBA      (øF):180.16
NIVEL DINAMICO      (pies):3759.74
SUMERGENCIA         (pies):2297.26
Q(petrøl)EN SUPERFI(bnpd):390.81
Q(liq) SUPERFICIE  (bnpd):470.86
Q(liq_+_gas)EN BOMBA(bpd):500.59
Q de AGUA EN SUPERF (bpd):80.05
Q DILUENTE SUPERF  (bpd):0.00
ESCURRIMIENTO      (bpd):-500.59
FRACCION DE GAS     (%):1.97
EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):72.34
FACTOR DE USO TEORICO (%):1.25
FACTOR DE USO REAL  (%):0.88
VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):250.00
PRESION DE CABEZAL  (psi):150.00
DELTA P EN LA BOMBA (psi):2883.26
PRESION DE SUCCION  (psi):989.81
PRESION DE DESCARGA (psi):3873.08
TORQUE TOTAL        (lbf-ft):797.92
POTENCIA EN EJE      (hp):38.51
FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 19964.95
FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:1.06
ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):80.50
ESPACIAMIENTO        (plg):50.24
CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación y sobrecarga de cabilla
=====
DATOS:
POZO: WELL570
IP (bpd/psi): 0.311
PROF PERFORA (ft): 7178
ANG INCLINACION (ø): 0
CORTE DE AGUA (%): 17
R G P (scf/b): 100
EFIC SEPARACION (%): 80
VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
GRAVE CRUDO (øAPI): 10.4
GRAVE GAS : 0.7
PROF BOMBA (pies): 6057
PRESION ESTATICA (psi): 2589
P DE BURBUJEO (psi): 1115
P DE SEPARADOR (psi): 50
P DE DESCARGA (psi): 150
T DE CABEZAL (øF): 100
T EN LAS PERF (øF) 195
SUMERG MINIMA (pies): 200
P ANULAR CABZ (psi): 150
BOMBA: Robbins&Myers80-N-275
***** SARTA DE TUBERIA *****
TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 6057 ,DIAMETRO (in):3.5

```

EL FLUJO DE CRUDO ES POR:

***** SARTA DE CABILLAS *****

TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 6057 ,DIAMETRO (plg):1

, ACOUPLE: Normal

CABILLAS GRADO: D

RESULTADOS:

T EN LA BOMBA (øF):180.16
 NIVEL DINAMICO (pies):4235.24
 SUMERGENCIA (pies):1821.76
 Q(petrøl)EN SUPERFI(bnpd):450.79
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):543.12
 Q(liq_+ gas)EN BOMBA(bpd):585.33
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):92.33
 Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
 ESCURRIMIENTO (bpd):-585.33
 FRACCION DE GAS (%):2.98
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):70.49
 FACTOR DE USO TEORICO (%):1.09
 FACTOR DE USO REAL (%):0.84
 VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):300.00
 PRESION DE CABEZAL (psi):150.00
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):3306.06
 PRESION DE SUCCION (psi):807.05
 PRESION DE DESCARGA (psi):4113.11
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):920.30
 POTENCIA EN EJE (hp):53.30
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 21734.10
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:0.92
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):92.32
 ESPACIAMIENTO (plg):55.65
 CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación y sobrecarga la cabilla

DATOS:

POZO: WELL570
 IP (bpd/psi): 0.311
 PROF PERFORA (ft): 7178
 ANG INCLINACION (ø): 0
 CORTE DE AGUA (%): 17
 R G P (scf/b): 100
 EFIC SEPARACION (%): 80
 VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
 VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
 GRAVE CRUDO (øAPI): 10.4
 GRAVE GAS : 0.7
 PROF BOMBA (pies): 6057
 PRESION ESTATICA (psi): 2589
 P DE BURBUJEO (psi): 1115
 P DE SEPARADOR (psi): 50
 P DE DESCARGA (psi): 150
 T DE CABEZAL (øF): 100
 T EN LAS PERF (øF) 195
 SUMERG MINIMA (pies): 200
 P ANULAR CABZ (psi): 150
 BOMBA: Robbins&Myers80-N-275

***** SARTA DE TUBERIA *****

TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 6057 ,DIAMETRO (in):3.5

EL FLUJO DE CRUDO ES POR:

***** SARTA DE CABILLAS *****

TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 6057 ,DIAMETRO (plg):1

, ACOUPLE: Normal

CABILLAS GRADO: D

RESULTADOS:

T EN LA BOMBA (øF):180.16
 NIVEL DINAMICO (pies):4694.35
 SUMERGENCIA (pies):1362.65

Q(petró)EN SUPERFI(bnpd):504.68
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):608.05
 Q(liq+_gas)EN BOMBA(bpd):667.20
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):103.37
 Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
 ESCURRIMIENTO (bpd):-667.20
 FRACCION DE GAS (%):4.42
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):68.87
 FACTOR DE USO TEORICO (%):0.97
 FACTOR DE USO REAL (%):0.81
 VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):350.00
 PRESION DE CABEZAL (psi):150.00
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):3708.88
 PRESION DE SUCCION (psi):637.43
 PRESION DE DESCARGA (psi):4346.31
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):1039.18
 POTENCIA EN EJE (hp):70.21
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 23430.47
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:0.82
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):103.67
 ESPACIAMIENTO (plg):60.82
 CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación y sobrecarga la cabilla

DATOS:

POZO: WELL570
 IP (bpd/psi): 0.311
 PROF PERFORA (ft): 7178
 ANG INCLINACION (°): 0
 CORTE DE AGUA (%): 17
 R G P (scf/b): 100
 EFIC SEPARACION (%): 80
 VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
 VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
 GRAVE CRUDO (°API): 10.4
 GRAVE GAS : 0.7
 PROF BOMBA (pies): 6057
 PRESION ESTATICA (psi): 2589
 P DE BURBUJEO (psi): 1115
 P DE SEPARADOR (psi): 50
 P DE DESCARGA (psi): 150
 T DE CABEZAL (°F): 100
 T EN LAS PERF (°F) 195
 SUMERG MINIMA (pies): 200
 P ANULAR CABZ (psi): 150
 BOMBA: Robbins&Myers80-N-275
 ***** SARTA DE TUBERIA *****
 TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 6057 ,DIAMETRO (in):3.5
 EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
 ***** SARTA DE CABILLAS *****
 TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 6057 ,DIAMETRO (plg):1
 , ACOUPLE: Normal
 CABILLAS GRADO: D

RESULTADOS:

T EN LA BOMBA (°F):180.16
 NIVEL DINAMICO (pies):5149.62
 SUMERGENCIA (pies):907.38
 Q(petró)EN SUPERFI(bnpd):550.42
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):663.16
 Q(liq+_gas)EN BOMBA(bpd):747.86
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):112.74
 Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
 ESCURRIMIENTO (bpd):-747.86
 FRACCION DE GAS (%):6.69
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):67.55
 FACTOR DE USO TEORICO (%):0.88
 FACTOR DE USO REAL (%):0.79
 VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):400.00

PRESION DE CABEZAL (psi):150.00
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):4093.53
 PRESION DE SUCCION (psi):473.65
 PRESION DE DESCARGA (psi):4567.18
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):1154.94
 POTENCIA EN EJE (hp):89.18
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 25049.72
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:0.74
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):114.60
 ESPACIAMIENTO (plg):65.75
 CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación y sobrecarga la clabilla

=====

DATOS:

POZO: WELL570
 IP (bpd/psi): 0.311
 PROF PERFORA (ft): 7178
 ANG INCLINACION (ø): 0
 CORTE DE AGUA (%): 17
 R G P (scf/b): 100
 EFIC SEPARACION (%): 80
 VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
 VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
 GRAVE CRUDO (øAPI): 10.4
 GRAVE GAS : 0.7
 PROF BOMBA (pies): 6057
 PRESION ESTATICA (psi): 2589
 P DE BURBUJEO (psi): 1115
 P DE SEPARADOR (psi): 50
 P DE DESCARGA (psi): 150
 T DE CABEZAL (øF): 100
 T EN LAS PERF (øF) 195
 SUMERG MINIMA (pies): 200
 P ANULAR CABZ (psi): 150
 BOMBA: BCPMM
 ***** SARTA DE TUBERIA *****
 TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 6057 ,DIAMETRO (in):3.5
 EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
 "***** SARTA DE CABILLAS *****"
 TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 6057 ,DIAMETRO (plg):1
 , ACOUPLE: Normal
 CABILLAS GRADO: D

=====

RESULTADOS:

T EN LA BOMBA (øF):180.16
 NIVEL DINAMICO (pies):1463.70
 SUMERGENCIA (pies):4593.30
 Q(petról)EN SUPERFI(bnpd):104.90
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):126.38
 Q(liq_+ gas)EN BOMBA(bpd):130.29
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):21.49
 Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
 ESCURRIMIENTO (bpd):-130.29
 FRACCION DE GAS (%):0.38
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):50.77
 FACTOR DE USO TEORICO (%):5.57
 FACTOR DE USO REAL (%):1.07
 VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):100.00
 PRESION DE CABEZAL (psi):150.00
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):989.95
 PRESION DE SUCCION (psi):1893.04
 PRESION DE DESCARGA (psi):2882.99
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):266.70
 POTENCIA EN EJE (hp):5.15
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 12314.37
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:3.12
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):27.39
 ESPACIAMIENTO (plg):26.93
 CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación

=====

DATOS:

POZO: WELL570
 IP (bpd/psi): 0.311
 PROF PERFORA (ft): 7178
 ANG INCLINACION (°): 0
 CORTE DE AGUA (%): 17
 R G P (scf/b): 100
 EFIC SEPARACION (%): 80
 VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
 VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
 GRAVE CRUDO (°API): 10.4
 GRAVE GAS : 0.7
 PROF BOMBA (pies): 6057
 PRESION ESTATICA (psi): 2589
 P DE BURBUJEO (psi): 1115
 P DE SEPARADOR (psi): 50
 P DE DESCARGA (psi): 150
 T DE CABEZAL (°F): 100
 T EN LAS PERF (°F): 195
 SUMERG MINIMA (pies): 200
 P ANULAR CABZ (psi): 150
 BOMBA: BCPMM
 ***** SARTA DE TUBERIA *****
 TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 6057 ,DIAMETRO (in):3.5
 EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
 ***** SARTA DE CABILLAS *****
 TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 6057 ,DIAMETRO (plg):1
 , ACOUPLE: Normal
 CABILLAS GRADO: D

=====

RESULTADOS:

T EN LA BOMBA (°F):180.16
 NIVEL DINAMICO (pies):1965.12
 SUMERGENCIA (pies):4091.88
 Q(petr°l)EN SUPERFI(bnpd):166.45
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):200.54
 Q(liq+_gas)EN BOMBA(bpd):207.47
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):34.09
 Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
 ESCURRIMIENTO (bpd):-207.47
 FRACCION DE GAS (%):0.43
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):53.89
 FACTOR DE USO TEORICO (%):3.95
 FACTOR DE USO REAL (%):1.15
 VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):150.00
 PRESION DE CABEZAL (psi):150.00
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):1395.55
 PRESION DE SUCCION (psi):1696.50
 PRESION DE DESCARGA (psi):3092.05
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):374.99
 POTENCIA EN EJE (hp):10.86
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 14153.68
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:2.26
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):37.70
 ESPACIAMIENTO (plg):32.52
 CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación

=====

DATOS:

POZO: WELL570
 IP (bpd/psi): 0.311
 PROF PERFORA (ft): 7178
 ANG INCLINACION (°): 0
 CORTE DE AGUA (%): 17
 R G P (scf/b): 100
 EFIC SEPARACION (%): 80
 VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0

VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
 GRAVE CRUDO (ϕ API): 10.4
 GRAVE GAS : 0.7
 PROF BOMBA (pies): 6057
 PRESION ESTATICA (psi): 2589
 P DE BURBUJEO (psi): 1115
 P DE SEPARADOR (psi): 50
 P DE DESCARGA (psi): 150
 T DE CABEZAL (ϕ F): 100
 T EN LAS PERF (ϕ F) 195
 SUMERG MINIMA (pies): 200
 P ANULAR CABZ (psi): 150
 BOMBA: BCPMM
 ***** SARTA DE TUBERIA *****
 TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 6057 ,DIAMETRO (in):3.5
 EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
 ***** SARTA DE CABILLAS *****
 TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 6057 ,DIAMETRO (plg):1
 , ACOUPLE: Normal
 CABILLAS GRADO: D
 =====
 RESULTADOS:
 T EN LA BOMBA (ϕ F):180.16
 NIVEL DINAMICO (pies):2482.87
 SUMERGENCIA (pies):3574.13
 Q(petról)EN SUPERFI(bnpd):228.97
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):275.87
 Q(liq_+_gas)EN BOMBA(bpd):286.54
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):46.90
 Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
 ESCURRIMIENTO (bpd):-286.54
 FRACCION DE GAS (%):0.49
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):55.82
 FACTOR DE USO TEORICO (%):3.08
 FACTOR DE USO REAL (%):1.21
 VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):200.00
 PRESION DE CABEZAL (psi):150.00
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):1790.48
 PRESION DE SUCCION (psi):1497.20
 PRESION DE DESCARGA (psi):3287.67
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):479.69
 POTENCIA EN EJE (hp):18.52
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 15941.99
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:1.78
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):47.83
 ESPACIAMIENTO (plg):37.97
 CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación

=====

DATOS:
 POZO: WELL570
 IP (bpd/psi): 0.311
 PROF PERFORA (ft): 7178
 ANG INCLINACION (ϕ): 0
 CORTE DE AGUA (%): 17
 R G P (scf/b): 100
 EFIC SEPARACION (%): 80
 VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
 VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
 GRAVE CRUDO (ϕ API): 10.4
 GRAVE GAS : 0.7
 PROF BOMBA (pies): 6057
 PRESION ESTATICA (psi): 2589
 P DE BURBUJEO (psi): 1115
 P DE SEPARADOR (psi): 50
 P DE DESCARGA (psi): 150
 T DE CABEZAL (ϕ F): 100
 T EN LAS PERF (ϕ F) 195
 SUMERG MINIMA (pies): 200

```

P ANULAR CABZ (psi): 150
BOMBA: BCPMM
***** SARTA DE TUBERIA *****
TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 6057 ,DIAMETRO (in):3.5
EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
***** SARTA DE CABILLAS *****
TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 6057 ,DIAMETRO (plg):1
, ACOUPLE: Normal
CABILLAS GRADO:      D
=====
=====
RESULTADOS:
T EN LA BOMBA      (øF):180.16
NIVEL DINAMICO    (pies):2971.90
SUMERGENCIA      (pies):3085.10
Q(petrøl)EN SUPERFI(bnpd):290.43
Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):349.92
Q(liq_+ gas)EN BOMBA(bpd):366.08
Q de AGUA EN SUPERF (bpd):59.49
Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
ESCURRIMIENTO    (bpd):-366.08
FRACCION DE GAS   (%)0.91
EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):57.06
FACTOR DE USO TEORICO (%):2.51
FACTOR DE USO REAL (%)1.23
VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):250.00
PRESION DE CABEZAL (psi):150.00
DELTA P EN LA BOMBA (psi):2199.21
PRESION DE SUCCION (psi):1302.38
PRESION DE DESCARGA (psi):3501.58
TORQUE TOTAL      (lbf-ft):589.19
POTENCIA EN EJE   (hp):28.43
FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 17784.04
FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:1.46
ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):58.40
ESPACIAMIENTO     (plg):43.59
CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación
=====
DATOS:
POZO: WELL570
IP (bpd/psi): 0.311
PROF PERFORA (ft): 7178
ANG INCLINACION (ø): 0
CORTE DE AGUA (%) : 17
R G P (scf/b): 100
EFIC SEPARACION (%) : 80
VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
GRAVE CRUDO (øAPI): 10.4
GRAVE GAS      : 0.7
PROF BOMBA (pies): 6057
PRESION ESTATICA (psi): 2589
P DE BURBUJEO (psi): 1115
P DE SEPARADOR (psi): 50
P DE DESCARGA (psi): 150
T DE CABEZAL (øF): 100
T EN LAS PERF (øF) 195
SUMERG MINIMA (pies): 200
P ANULAR CABZ (psi): 150
BOMBA: BCPMM
***** SARTA DE TUBERIA *****
TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 6057 ,DIAMETRO (in):3.5
EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
***** SARTA DE CABILLAS *****
TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 6057 ,DIAMETRO (plg):1
, ACOUPLE: Normal
CABILLAS GRADO:      D
=====
=====

```

RESULTADOS:

T EN LA BOMBA (øF):180.16
 NIVEL DINAMICO (pies):3453.92
 SUMERGENCIA (pies):2603.08
 Q(petrøl)EN SUPERFI(bnpd):351.29
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):423.25
 Q(liq+_gas)EN BOMBA(bpd):446.81
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):71.95
 Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
 ESCURRIMIENTO (bpd):-446.81
 FRACCION DE GAS (%):1.48
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):58.03
 FACTOR DE USO TEORICO (%):2.11
 FACTOR DE USO REAL (%):1.25
 VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):300.00
 PRESION DE CABEZAL (psi):150.00
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):2610.54
 PRESION DE SUCCION (psi):1111.96
 PRESION DE DESCARGA (psi):3722.51
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):700.16
 POTENCIA EN EJE (hp):40.55
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 19634.84
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:1.23
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):69.10
 ESPACIAMIENTO (plg):49.25
 CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación

DATOS:

POZO: WELL570
 IP (bpd/psi): 0.311
 PROF PERFORA (ft): 7178
 ANG INCLINACION (ø): 0
 CORTE DE AGUA (%): 17
 R G P (scf/b): 100
 EFIC SEPARACION (%): 80
 VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
 VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
 GRAVE CRUDO (øAPI): 10.4
 GRAVE GAS : 0.7
 PROF BOMBA (pies): 6057
 PRESION ESTATICA (psi): 2589
 P DE BURBUJEO (psi): 1115
 P DE SEPARADOR (psi): 50
 P DE DESCARGA (psi): 150
 T DE CABEZAL (øF): 100
 T EN LAS PERF (øF) 195
 SUMERG MINIMA (pies): 200
 P ANULAR CABZ (psi): 150
 BOMBA: BCPMM
 ***** SARTA DE TUBERIA *****
 TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 6057 ,DIAMETRO (in):3.5
 EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
 ***** SARTA DE CABILLAS *****
 TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 6057 ,DIAMETRO (plg):1
 , ACOUPLE: Normal
 CABILLAS GRADO: D

RESULTADOS:

T EN LA BOMBA (øF):180.16
 NIVEL DINAMICO (pies):3922.59
 SUMERGENCIA (pies):2134.41
 Q(petrøl)EN SUPERFI(bnpd):411.04
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):495.23
 Q(liq+_gas)EN BOMBA(bpd):528.68
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):84.19
 Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
 ESCURRIMIENTO (bpd):-528.68
 FRACCION DE GAS (%):2.27

EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):58.86
 FACTOR DE USO TEORICO (%):1.82
 FACTOR DE USO REAL (%):1.27
 VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):350.00
 PRESION DE CABEZAL (psi):150.00
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):3024.42
 PRESION DE SUCCION (psi):927.78
 PRESION DE DESCARGA (psi):3952.20
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):812.48
 POTENCIA EN EJE (hp):54.89
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 21494.87
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:1.07
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):79.93
 ESPACIAMIENTO (plg):54.94
 CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación y sobrecarga de cabilla

=====

DATOS:

POZO: WELL570
 IP (bpd/psi): 0.311
 PROF PERFORA (ft): 7178
 ANG INCLINACION (ø): 0
 CORTE DE AGUA (%): 17
 R G P (scf/b): 100
 EFIC SEPARACION (%): 80
 VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
 VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
 GRAVE CRUDO (øAPI): 10.4
 GRAVE GAS : 0.7
 PROF BOMBA (pies): 6057
 PRESION ESTATICA (psi): 2589
 P DE BURBUJEO (psi): 1115
 P DE SEPARADOR (psi): 50
 P DE DESCARGA (psi): 150
 T DE CABEZAL (øF): 100
 T EN LAS PERF (øF) 195
 SUMERG MINIMA (pies): 200
 P ANULAR CABZ (psi): 150
 BOMBA: BCPMM
 ***** SARTA DE TUBERIA *****
 TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 6057 ,DIAMETRO (in):3.5
 EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
 "***** SARTA DE CABILLAS *****"
 TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 6057 ,DIAMETRO (plg):1
 , ACOPL: Normal
 CABILLAS GRADO: D

=====

RESULTADOS:

T EN LA BOMBA (øF):180.16
 NIVEL DINAMICO (pies):4387.08
 SUMERGENCIA (pies):1669.92
 Q(petrøl)EN SUPERFI(bnpd):469.09
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):565.16
 Q(liq_+_gas)EN BOMBA(bpd):612.26
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):96.08
 Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
 ESCURRIMIENTO (bpd):612.26
 FRACCION DE GAS (%):3.38
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):59.64
 FACTOR DE USO TEORICO (%):1.60
 FACTOR DE USO REAL (%):1.28
 VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):400.00
 PRESION DE CABEZAL (psi):150.00
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):3438.26
 PRESION DE SUCCION (psi):751.64
 PRESION DE DESCARGA (psi):4189.89
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):925.99
 POTENCIA EN EJE (hp):71.50
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 23358.95

FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:0.94
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):90.83
 ESPACIAMIENTO (plg):60.63
 CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación y sobrecarga la cabilla

=====

DATOS:

POZO: LSE-4121
 IP (bpd/psi): 0.29
 PROF PERFORA (ft): 1150
 ANG INCLINACION (°): 0
 CORTE DE AGUA (%): 12
 R G P (scf/b): 150
 EFIC SEPARACION (%): 30
 VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
 VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
 GRAVE CRUDO (°API): 14.6
 GRAVE GAS : 0.7
 PROF BOMBA (pies): 1130
 PRESION ESTATICA (psi): 400
 P DE BURBUJEO (psi): 400
 P DE SEPARADOR (psi): 50
 P DE DESCARGA (psi): 300
 T DE CABEZAL (øF): 100
 T EN LAS PERF (øF) 130
 SUMERG MINIMA (pies): 200
 P ANULAR CABZ (psi): 7.8
 BOMBA: PCM/Kudu60TP1300
 ***** SARTA DE TUBERIA *****
 TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 1130 ,DIAMETRO (in):3.5
 EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
 ***** SARTA DE CABILLAS *****
 TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 1130 ,DIAMETRO (plg):1
 , ACOUPLE: Normal
 CABILLAS GRADO: D

=====

=====

RESULTADOS:

T EN LA BOMBA (øF):129.48
 NIVEL DINAMICO (pies):523.45
 SUMERGENCIA (pies):606.55
 Q(petrøl)EN SUPERF(bnpd):38.26
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):43.48
 Q(liq_+_gas)EN BOMBA(bpd):84.35
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):5.22
 Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
 ESCURRIMIENTO (bpd):-84.35
 FRACCION DE GAS (%):47.34
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):101.62
 FACTOR DE USO TEORICO (%):4.72
 FACTOR DE USO REAL (%):2.72
 VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):100.00
 PRESION DE CABEZAL (psi):300.07
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):390.29
 PRESION DE SUCCION (psi):235.98
 PRESION DE DESCARGA (psi):626.28
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):29.67
 POTENCIA EN EJE (hp):0.57
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 2241.31
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:20.81
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):4.12
 ESPACIAMIENTO (plg):1.21
 CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación

=====

DATOS:

POZO: LSE-4121
 IP (bpd/psi): 0.29
 PROF PERFORA (ft): 1150
 ANG INCLINACION (°): 0

CORTE DE AGUA (%): 12
 R G P (scf/b): 150
 EFIC SEPARACION (%): 30
 VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
 VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
 GRAVE CRUDO (ϕ API): 14.6
 GRAVE GAS : 0.7
 PROF BOMBA (pies): 1130
 PRESION ESTATICA (psi): 400
 P DE BURBUJEO (psi): 400
 P DE SEPARADOR (psi): 50
 P DE DESCARGA (psi): 300
 T DE CABEZAL (ϕ F): 100
 T EN LAS PERF (ϕ F) 130
 SUMERG MINIMA (pies): 200
 P ANULAR CABZ (psi): 7.8
 BOMBA: PCM/Kudu60TP1300
 ***** SARTA DE TUBERIA *****
 TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 1130 ,DIAMETRO (in):3.5
 EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
 ***** SARTA DE CABILLAS *****
 TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 1130 ,DIAMETRO (plg):1
 , ACOUPLE: Normal
 CABILLAS GRADO: D
 =====
 =====
 RESULTADOS:
 T EN LA BOMBA (ϕ F):129.48
 NIVEL DINAMICO (pies):690.00
 SUMERGENCIA (pies):440.00
 Q(petról)EN SUPERFI(bnpd):48.93
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):55.60
 Q(liq_+ gas)EN BOMBA(bpd):128.67
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):6.67
 Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
 ESCURRIMIENTO (bpd):-128.67
 FRACCION DE GAS (%):55.76
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):103.35
 FACTOR DE USO TEORICO (%):4.04
 FACTOR DE USO REAL (%):2.85
 VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):150.00
 PRESION DE CABEZAL (psi):300.09
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):455.59
 PRESION DE SUCCION (psi):172.25
 PRESION DE DESCARGA (psi):627.84
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):34.88
 POTENCIA EN EJE (hp):1.01
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 2377.27
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:18.44
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):4.63
 ESPACIAMIENTO (plg):1.29
 CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación y elevada fraccion de gas en la succion
 =====
 =====
 DATOS:
 POZO: LSE-4121
 IP (bpd/psi): 0.29
 PROF PERFORA (ft): 1150
 ANG INCLINACION (ϕ): 0
 CORTE DE AGUA (%): 12
 R G P (scf/b): 150
 EFIC SEPARACION (%): 30
 VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
 VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
 GRAVE CRUDO (ϕ API): 14.6
 GRAVE GAS : 0.7
 PROF BOMBA (pies): 1130
 PRESION ESTATICA (psi): 400
 P DE BURBUJEO (psi): 400
 P DE SEPARADOR (psi): 50

```

P DE DESCARGA (psi): 300
T DE CABEZAL (øF): 100
T EN LAS PERF (øF) 130
SUMERG MINIMA (pies): 200
P ANULAR CABZ (psi): 7.8
BOMBA: PCM/Kudu60TP1300
***** SARTA DE TUBERIA *****
TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 1130 ,DIAMETRO (in):3.5
EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
***** SARTA DE CABILLAS *****
TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 1130 ,DIAMETRO (plg):1
, ACOUPLE: Normal
CABILLAS GRADO:      D
=====
=====
RESULTADOS:
T EN LA BOMBA      (øF):129.48
NIVEL DINAMICO     (pies):810.79
SUMERGENCIA        (pies):319.21
Q(petrøl)EN SUPERFI(bnpd):54.93
Q(liq) SUPERFICIE  (bnpd):62.42
Q(liq_+ gas)EN BOMBA(bpd):174.06
Q de AGUA EN SUPERF (bpd):7.49
Q DILUENTE SUPERF  (bpd):0.00
ESCURRIMIENTO      (bpd):-174.06
FRACCION DE GAS     (%):63.23
EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):104.86
FACTOR DE USO TEORICO (%):3.66
FACTOR DE USO REAL   (%):2.99
VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):200.00
PRESION DE CABEZAL   (psi):300.11
DELTA P EN LA BOMBA (psi):502.20
PRESION DE SUCCION   (psi):126.67
PRESION DE DESCARGA (psi):628.87
TORQUE TOTAL        (lbf-ft):38.70
POTENCIA EN EJE      (hp):1.49
FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 2474.35
FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:17.03
ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):5.01
ESPACIAMIENTO        (plg):1.34
CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación y elevada fraccion de gas en la succion
=====
DATOS:
POZO: LSE-4121
IP (bpd/psi): 0.29
PROF PERFORA (ft): 1150
ANG INCLINACION (ø): 0
CORTE DE AGUA (%): 12
R G P (scf/b): 150
EFIC SEPARACION (%): 30
VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
GRAVE CRUDO (øAPI): 14.6
GRAVE GAS : 0.7
PROF BOMBA (pies): 1130
PRESION ESTATICA (psi): 400
P DE BURBUJEO (psi): 400
P DE SEPARADOR (psi): 50
P DE DESCARGA (psi): 300
T DE CABEZAL (øF): 100
T EN LAS PERF (øF) 130
SUMERG MINIMA (pies): 200
P ANULAR CABZ (psi): 7.8
BOMBA: PCM/Kudu60TP1300
***** SARTA DE TUBERIA *****
TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 1130 ,DIAMETRO (in):3.5
EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
***** SARTA DE CABILLAS *****
TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 1130 ,DIAMETRO (plg):1

```

, ACOPL: Normal
CABILLAS GRADO: D

RESULTADOS:

T EN LA BOMBA (øF):129.48
NIVEL DINAMICO (pies):889.92
SUMERGENCIA (pies):240.08
Q(petrøl)EN SUPERFI(bnpd):58.12
Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):66.04
Q(liq+_gas)EN BOMBA(bpd):220.11
Q de AGUA EN SUPERF (bpd):7.93
Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
ESCURRIMIENTO (bpd):-220.11
FRACCION DE GAS (%):69.22
EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):106.08
FACTOR DE USO TEORICO (%):3.46
FACTOR DE USO REAL (%):3.15
VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):250.00
PRESION DE CABEZAL (psi):300.11
DELTA P EN LA BOMBA (psi):532.60
PRESION DE SUCCION (psi):96.90
PRESION DE DESCARGA (psi):629.50
TORQUE TOTAL (lbf-ft):41.31
POTENCIA EN EJE (hp):1.99
FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 2537.57
FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:16.20
ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):5.27
ESPACIAMIENTO (plg):1.38
CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación y elevada fracción de gas en la succión

DATOS:

POZO: LSE-4121
IP (bpd/psi): 0.29
PROF PERFORA (ft): 1150
ANG INCLINACION (ø): 0
CORTE DE AGUA (%): 12
R G P (scf/b): 150
EFIC SEPARACION (%): 30
VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
GRAVE CRUDO (øAPI): 14.6
GRAVE GAS : 0.7
PROF BOMBA (pies): 1130
PRESION ESTATICA (psi): 400
P DE BURBUJEO (psi): 400
P DE SEPARADOR (psi): 50
P DE DESCARGA (psi): 300
T DE CABEZAL (øF): 100
T EN LAS PERF (øF) 130
SUMERG MINIMA (pies): 200
P ANULAR CABZ (psi): 7.8
BOMBA: PCM/Kudu60TP1300
***** SARTA DE TUBERIA *****
TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 1130 ,DIAMETRO (in):3.5
EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
***** SARTA DE CABILLAS *****
TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 1130 ,DIAMETRO (plg):1
, ACOPL: Normal
CABILLAS GRADO: D

RESULTADOS:

T EN LA BOMBA (øF):129.48
NIVEL DINAMICO (pies):929.26
SUMERGENCIA (pies):200.74
Q(petrøl)EN SUPERFI(bnpd):59.53
Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):67.65
Q(liq+_gas)EN BOMBA(bpd):252.68

Q de AGUA EN SUPERF (bpd):8.12
 Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
 ESCURRIMIENTO (bpd):-252.68
 FRACCION DE GAS (%):72.43
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):98.28
 FACTOR DE USO TEORICO (%):3.36
 FACTOR DE USO REAL (%):3.40
 VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):309.75
 PRESION DE CABEZAL (psi):300.11
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):548.22
 PRESION DE SUCCION (psi):81.59
 PRESION DE DESCARGA (psi):629.81
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):42.91
 POTENCIA EN EJE (hp):2.57
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 2569.96
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:15.77
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):5.41
 ESPACIAMIENTO (plg):1.40
 CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Sumergencia Minima y elevada fraccion de gas en la succion.

BCPMM

DATOS:

POZO: LSE-4121
 IP (bpd/psi): 0.29
 PROF PERFORA (ft): 1150
 ANG INCLINACION (°): 0
 CORTE DE AGUA (%): 12
 R G P (scf/b): 150
 EFIC SEPARACION (%): 30
 VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
 VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
 GRAVE CRUDO (øAPI): 14.6
 GRAVE GAS : 0.7
 PROF BOMBA (pies): 1130
 PRESION ESTATICA (psi): 400
 P DE BURBUJEO (psi): 400
 P DE SEPARADOR (psi): 50
 P DE DESCARGA (psi): 300
 T DE CABEZAL (øF): 100
 T EN LAS PERF (øF) 130
 SUMERG MINIMA (pies): 200
 P ANULAR CABZ (psi): 7.8
 BOMBA: BCPMM
 ***** SARTA DE TUBERIA *****
 TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 1130 ,DIAMETRO (in):3.5
 EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
 ***** SARTA DE CABILLAS *****
 TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 1130 ,DIAMETRO (plg):1
 , ACOUPLE: Normal
 CABILLAS GRADO: D

RESULTADOS:

T EN LA BOMBA (øF):129.48
 NIVEL DINAMICO (pies):352.77
 SUMERGENCIA (pies):777.23
 Q(petrøl)EN SUPERF(bnpd):24.22
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):27.53
 Q(liq_+ gas)EN BOMBA(bpd):47.05
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):3.30
 Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
 ESCURRIMIENTO (bpd):-47.05
 FRACCION DE GAS (%):40.35
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):56.89
 FACTOR DE USO TEORICO (%):5.80
 FACTOR DE USO REAL (%):1.12
 VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):100.00

PRESION DE CABEZAL (psi):300.05
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):321.59
 PRESION DE SUCCION (psi):302.86
 PRESION DE DESCARGA (psi):624.45
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):24.49
 POTENCIA EN EJE (hp):0.47
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 2098.20
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:23.95
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):3.59
 ESPACIAMIENTO (plg):1.13
 CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación

=====

DATOS:

POZO: LSE-4121
 IP (bpd/psi): 0.29
 PROF PERFORA (ft): 1150
 ANG INCLINACION (ø): 0
 CORTE DE AGUA (%): 12
 R G P (scf/b): 150
 EFIC SEPARACION (%): 30
 VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
 VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
 GRAVE CRUDO (øAPI): 14.6
 GRAVE GAS : 0.7
 PROF BOMBA (pies): 1130
 PRESION ESTATICA (psi): 400
 P DE BURBUJEO (psi): 400
 P DE SEPARADOR (psi): 50
 P DE DESCARGA (psi): 300
 T DE CABEZAL (øF): 100
 T EN LAS PERF (øF) 130
 SUMERG MINIMA (pies): 200
 P ANULAR CABZ (psi): 7.8
 BOMBA: BCPMM
 ***** SARTA DE TUBERIA *****
 TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 1130 ,DIAMETRO (in):3.5
 EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
 "***** SARTA DE CABILLAS *****"
 TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 1130 ,DIAMETRO (plg):1
 , ACOUPLE: Normal
 CABILLAS GRADO: D

=====

RESULTADOS:

T EN LA BOMBA (øF):129.48
 NIVEL DINAMICO (pies):520.08
 SUMERGENCIA (pies):609.92
 Q(petröl)EN SUPERFI(bnpd):37.83
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):42.99
 Q(liq_+ gas)EN BOMBA(bpd):83.01
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):5.16
 Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
 ESCURRIMIENTO (bpd):-83.01
 FRACCION DE GAS (%):47.08
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):66.90
 FACTOR DE USO TEORICO (%):4.81
 FACTOR DE USO REAL (%):1.40
 VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):150.00
 PRESION DE CABEZAL (psi):300.07
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):387.98
 PRESION DE SUCCION (psi):238.24
 PRESION DE DESCARGA (psi):626.22
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):29.76
 POTENCIA EN EJE (hp):0.86
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 2236.49
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:20.88
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):4.10
 ESPACIAMIENTO (plg):1.21
 CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación

=====

DATOS:

POZO: LSE-4121
 IP (bpd/psi): 0.29
 PROF PERFORA (ft): 1150
 ANG INCLINACION (°): 0
 CORTE DE AGUA (%): 12
 R G P (scf/b): 150
 EFIC SEPARACION (%): 30
 VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
 VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
 GRAVE CRUDO (°API): 14.6
 GRAVE GAS : 0.7
 PROF BOMBA (pies): 1130
 PRESION ESTATICA (psi): 400
 P DE BURBUJEO (psi): 400
 P DE SEPARADOR (psi): 50
 P DE DESCARGA (psi): 300
 T DE CABEZAL (°F): 100
 T EN LAS PERF (°F): 130
 SUMERG MINIMA (pies): 200
 P ANULAR CABZ (psi): 7.8
 BOMBA: BCPMM

***** SARTA DE TUBERIA *****

TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 1130 ,DIAMETRO (in):3.5

EL FLUJO DE CRUDO ES POR:

***** SARTA DE CABILLAS *****

TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 1130 ,DIAMETRO (plg):1

, ACOUPLE: Normal

CABILLAS GRADO: D

=====

RESULTADOS:

T EN LA BOMBA (°F):129.48
 NIVEL DINAMICO (pies):665.24
 SUMERGENCIA (pies):464.76
 Q(petr°l)EN SUPERFI(bnpd):47.47
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):53.94
 Q(liq+_gas)EN BOMBA(bpd):120.90
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):6.47
 Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
 ESCURRIMIENTO (bpd):-120.90
 FRACCION DE GAS (%):54.34
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):73.09
 FACTOR DE USO TEORICO (%):4.19
 FACTOR DE USO REAL (%):1.64
 VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):200.00
 PRESION DE CABEZAL (psi):300.09
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):445.64
 PRESION DE SUCCION (psi):181.98
 PRESIÓN DE DESCARGA (psi):627.62
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):34.39
 POTENCIA EN EJE (hp):1.33
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 2356.54
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:18.75
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):4.56
 ESPACIAMIENTO (plg):1.27
 CONDICIÓN LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación y elevada fracción de gas en la succión

=====

DATOS:

POZO: LSE-4121
 IP (bpd/psi): 0.29
 PROF PERFORA (ft): 1150
 ANG INCLINACION (°): 0
 CORTE DE AGUA (%): 12
 R G P (scf/b): 150
 EFIC SEPARACION (%): 30
 VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0

VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
 GRAVE CRUDO (ϕ API): 14.6
 GRAVE GAS : 0.7
 PROF BOMBA (pies): 1130
 PRESIÓN ESTÁTICA (psi): 400
 P DE BURBUJEO (psi): 400
 P DE SEPARADOR (psi): 50
 P DE DESCARGA (psi): 300
 T DE CABEZAL (ϕ F): 100
 T EN LAS PERF (ϕ F) 130
 SUMERG MINIMA (pies): 200
 P ANULAR CABZ (psi): 7.8
 BOMBA: BCPMM
 ***** SARTA DE TUBERÍA *****
 TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 1130 ,DIAMETRO (in):3.5
 EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
 ***** SARTA DE CABILLAS *****
 TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 1130 ,DIAMETRO (plg):1
 , ACOUPLE: Normal
 CABILLAS GRADO: D
 =====
 RESULTADOS:
 T EN LA BOMBA (ϕ F):129.48
 NIVEL DINÁMICO (pies):780.01
 SUMERGENCIA (pies):349.99
 Q(petról)EN SUPERFI(bnpd):53.59
 Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):60.89
 Q(liq_+ _gas)EN BOMBA(bpd):161.12
 Q de AGUA EN SUPERF (bpd):7.31
 Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
 ESCURRIMIENTO (bpd):-161.12
 FRACCIÓN DE GAS (%):61.27
 EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):77.92
 FACTOR DE USO TEÓRICO (%):3.80
 FACTOR DE USO REAL (%):1.87
 VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):250.00
 PRESIÓN DE CABEZAL (psi):300.10
 DELTA P EN LA BOMBA (psi):490.78
 PRESIÓN DE SUCCIÓN (psi):137.84
 PRESIÓN DE DESCARGA (psi):628.63
 TORQUE TOTAL (lbf-ft):38.08
 POTENCIA EN EJE (hp):1.84
 FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 2450.59
 FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:17.34
 ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):4.93
 ESPACIAMIENTO (plg):1.33
 CONDICIÓN LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación y elevada fracción de gas en la succión
 =====
 DATOS:
 POZO: LSE-4121
 IP (bpd/psi): 0.29
 PROF PERFORA (ft): 1150
 ANG INCLINACION (ϕ): 0
 CORTE DE AGUA (%): 12
 R G P (scf/b): 150
 EFIC SEPARACION (%): 30
 VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
 VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
 GRAVE CRUDO (ϕ API): 14.6
 GRAVE GAS : 0.7
 PROF BOMBA (pies): 1130
 PRESION ESTATICA (psi): 400
 P DE BURBUJEO (psi): 400
 P DE SEPARADOR (psi): 50
 P DE DESCARGA (psi): 300
 T DE CABEZAL (ϕ F): 100
 T EN LAS PERF (ϕ F) 130
 SUMERG MINIMA (pies): 200

```

P ANULAR CABZ (psi): 7.8
BOMBA: BCPMM
***** SARTA DE TUBERIA *****
TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 1130 ,DIAMETRO (in):3.5
EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
***** SARTA DE CABILLAS *****
TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 1130 ,DIAMETRO (plg):1
, ACOUPLE: Normal
CABILLAS GRADO:      D
=====
=====
RESULTADOS:
T EN LA BOMBA      (øF):129.48
NIVEL DINAMICO     (pies):863.01
SUMERGENCIA        (pies):266.99
Q(petról)EN SUPERFI(bnpd):57.13
Q(liq) SUPERFICIE  (bnpd):64.92
Q(liq + gas)EN BOMBA(bpd):203.45
Q de AGUA EN SUPERF (bpd):7.79
Q DILUENTE SUPERF  (bpd):0.00
ESCURRIMIENTO      (bpd):-203.45
FRACCION DE GAS     (%):67.27
EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):81.99
FACTOR DE USO TEORICO (%):3.57
FACTOR DE USO REAL   (%):2.12
VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):300.00
PRESION DE CABEZAL  (psi):300.11
DELTA P EN LA BOMBA (psi):522.52
PRESION DE SUCCION  (psi):106.77
PRESION DE DESCARGA (psi):629.29
TORQUE TOTAL        (lbf-ft):40.79
POTENCIA EN EJE      (hp):2.36
FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 2516.64
FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:16.44
ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):5.19
ESPACIAMIENTO        (plg):1.37
CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Velocidad Limite de Operación y elevada fracción de gas en la succión
=====
=====

```

```

DATOS:
POZO: LSE-4121
IP (bpd/psi): 0.29
PROF PERFORA (ft): 1150
ANG INCLINACION (ø): 0
CORTE DE AGUA (%): 12
R G P (scf/b): 150
EFIC SEPARACION (%): 30
VISCOSIDAD CABEZAL (cp): 0
VISCOSIDAD YACIMIENTO (cp): 0
GRAVE CRUDO (øAPI): 14.6
GRAVE GAS      : 0.7
PROF BOMBA (pies): 1130
PRESION ESTATICA (psi): 400
P DE BURBUJEO (psi): 400
P DE SEPARADOR (psi): 50
P DE DESCARGA (psi): 300
T DE CABEZAL (øF): 100
T EN LAS PERF (øF) 130
SUMERG MINIMA (pies): 200
P ANULAR CABZ (psi): 7.8
BOMBA: BCPMM
***** SARTA DE TUBERIA *****
TRAMO N°: 1 ,LONGITUD (pies): 1130 ,DIAMETRO (in):3.5
EL FLUJO DE CRUDO ES POR:
***** SARTA DE CABILLAS *****
TRAMO N° 1 ,LONGITUD (pies): 1130 ,DIAMETRO (plg):1
, ACOUPLE: Normal
CABILLAS GRADO:      D
=====
=====

```


RESULTADOS:

T EN LA BOMBA (øF):129.48
NIVEL DINAMICO (pies):929.26
SUMERGENCIA (pies):200.74
Q(petrøl)EN SUPERFI(bnpd):59.53
Q(liq) SUPERFICIE (bnpd):67.65
Q(liq+_gas)EN BOMBA(bpd):253.14
Q de AGUA EN SUPERF (bpd):8.12
Q DILUENTE SUPERF (bpd):0.00
ESCURRIMIENTO (bpd):-253.14
FRACCION DE GAS (%):72.43
EFICIENCIA VOLUMETRICA(%):80.33
FACTOR DE USO TEORICO (%):3.40
FACTOR DE USO REAL (%):2.58
VELOCIDAD DEL ROTOR (rpm):381.02
PRESION DE CABEZAL (psi):300.11
DELTA P EN LA BOMBA (psi):548.22
PRESION DE SUCCION (psi):81.59
PRESION DE DESCARGA (psi):629.81
TORQUE TOTAL (lbf-ft):43.28
POTENCIA EN EJE (hp):3.18
FUERZA AXIAL CABEZAL (lbf): 2569.96
FACTOR DE SEGURIDAD PROMEDIO:15.75
ESFUERZO EFECTIVO PROMEDIO (Ksi):5.42
ESPACIAMIENTO (plg):1.40
CONDICION LIMITANTE : Alcanzada la Sumergencia Mínima y elevada fracción de gas en la succión

APÉNDICE 9

Graficas de pruebas del Laboratorio de Levantamiento Artificial a Escala Reducida