

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

**FACULTAD DE INGENIERÍA DE PETROLEO,
GAS NATURAL Y PETROQUÍMICA**



**“DISEÑO, OPTIMIZACION Y MEJORA DE LA EXTRACCION DE
PETROLEO UTILIZANDO UN SISTEMA DE BOMBEO MECANICO
HIDRAULICO APLICANDO EN CAMPOS MADUROS”**

TESIS

**PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO DE PETROLEO Y GAS NATURAL**

ELABORADO POR:

MIGUEL ANGEL SALVADOR VILLALOBOS

PROMOCIÓN: 2011 – II

LIMA – PERÚ

2013

DEDICATORIA

La presente tesis la dedico a mi familia que me condujeron siempre por el camino de la ética y la verdad, en especial a mis padres Miguel y Rebeca debido a que me han sabido guiar para lograr y obtener de la vida todo lo que soy que es gracias a ellos, además a mi tía Piedad por apoyarme siempre, a mis hermanos Ivan y María por siempre darme su cariño, a mis profesores de inicial, secundaria y universidad por haberme brindado horas de su vida para darme pautas para triunfar en la vida con sus conocimientos compartidos en especial a mi asesor el Ingeniero Alberto Erazo por sus consejos y ayuda en la elaboración del presente trabajo, a mi prometida Marlith por acompañarme estos años de mi vida y enseñarme que todo en esta vida es posible y que los sueños se hacen realidad si uno se esfuerza y por sobre todo, a Dios porque es el Ingeniero de todo lo que crea la humanidad.

SUMARIO

La industria petrolera se esfuerza por obtener la mayor eficiencia en el recobro de petróleo de los pozos que producen por flujo natural o bien que produzcan por medio de algún sistema de levantamiento artificial, la razón fundamental es la de percibir mayores ganancias por renta petrolera. Para lograrlo, es necesario mantener o aumentar los niveles de producción realizando inversiones en estudios a fin de detectar las mejoras que se pueden hacer a los sistemas de extracción ya existentes. Frecuentemente nos encontramos con pozos que requieren del sistema de bombeo mecánico, en muchos, debido a su sistema de estimulación se hace necesario el uso de unidades de levantamiento artificial que les puedan ofrecer un amplio margen de variación de acuerdo a sus características. Debido a esta necesidad, la propuesta técnica presente, es la de desarrollar un sistema hidráulico con el que se pueda manejar cambios muy significativos en el caudal de tal forma que esto se vea reflejado en el cambio de velocidad de la unidad de levantamiento artificial así como en varios otros parámetros. En dicho proceso de desarrollo se halló las ventajas adicionales que surgieron en aspectos como: movilidad, peso, operación, recorridos, mantenimiento y otras que en el desarrollo de este documento se estarán presentando. La finalidad del presente trabajo de investigación es la de evaluar un nuevo sistema extractivo Mecánico Hidráulico, que fue aplicado y probado exitosamente en el Lote X ubicado en del Nor-Oeste del Perú, que eventualmente reemplazara los equipos de superficie, del sistema de bombeo mecánico convencional, en la búsqueda de una mayor eficiencia operativa del sistema y optimización de producción de los pozos, con menor inversión y costo de operación que la Unidad de Bombeo Mark II, más aun considerando una futura masificación de perforación de pozos de desarrollo que se tiene proyectado en próximos proyectos para pozos profundos en la búsqueda de nuevas formaciones productivas donde se tendrá que innovar con sistemas técnicamente adecuados y económicamente viables en el desarrollo de campos maduros.

**“DISEÑO, OPTIMIZACION Y MEJORA DE LA EXTRACCION DE
PETROLEO UTILIZANDO UN SISTEMA DE BOMBEO MECANICO
HIDRAULICO APLICANDOLO EN CAMPOS MADUROS”**

INDICE

| | |
|---|------------|
| DEDICATORIA | I |
| SUMARIO | II |
| INDICE | III |
| | |
| CAPITULO I. PROBLEMATICA | 1 |
| 1.1.- PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA | 1 |
| 1.1.1.- PROBLEMÁTICA | 1 |
| 1.1.2.- FORMULACIÓN DEL PROBLEMA | 2 |
| 1.1.3.- JUSTIFICACIÓN DEL TRABAJO DE TESIS | 2 |
| 1.1.4.- OBJETIVOS | 3 |
| 1.2.- HIPÓTESIS Y VARIABLES | 4 |
| 1.2.1.- HIPÓTESIS GENERAL | 4 |
| 1.2.2.- IDENTIFICACIÓN DE VARIABLES | 4 |
| 1.3.- ALCANCE DE LA INVESTIGACIÓN | 6 |
| 1.4.- DELIMITACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN | 6 |
| 1.4.1.- DELIMITACIÓN ESPACIAL | 6 |

| | |
|---|-----------|
| CAPITULO II. MARCO TEORICO | 7 |
| 2.1 ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN | |
| 2.2 BASES TEORICAS | |
| 2.2.1 SISTEMA DE BOMBEO MECÁNICO | 7 |
| 2.2.2 OTRAS UNIDADES DE BOMBEO | 11 |
| 2.2.3. EQUIPO DE SUPERFICIE | 17 |
| 2.2.4 EQUIPO DE SUBSUELO | 20 |
| 2.2.5 MÉTODO DE LA ECUACIÓN DE ONDA | 31 |
| 2.2.6 MEDICIONES FÍSICAS | 35 |
| 2.2.7 COMPORTAMIENTO DE PRODUCCIÓN | 42 |
| 2.2.8 DEFINICIÓN DE VARIABLES EN PRODUCCIÓN | 44 |
| 2.2.9 TÉCNICAS Y MÉTODOS PARA LA DETERMINACIÓN Y ANÁLISIS DE LAS CONDICIONES DE BOMBEO | 45 |
| | |
| CAPÍTULO III. MARCO METODOLÓGICO | |
| 3.1 TIPO DE INVESTIGACIÓN | 55 |
| 3.2 DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN | 56 |
| 3.3 PROCEDIMIENTO DE LA INVESTIGACIÓN | 57 |
| 3.4 TÉCNICA DE RECOLECCIÓN DE DATOS | 58 |
| 3.5 REVISIÓN DOCUMENTAL O BIBLIOGRÁFICA | 59 |
| 3.6 METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN | 60 |

| | |
|--|------------|
| CAPITULO IV. DISEÑO E IMPLEMENTACION DEL PROYECTO | 62 |
| 4.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL EQUIPO “HYDRAULIFT” | 62 |
| 4.2 EQUIPO COPPERHEAD MODELO CH-10-64 | 63 |
| 4.3 COMPONENTES PRINCIPALES | 64 |
| 4.4 CONFIGURACIÓN Y OPERACIÓN GENERAL DE LOS EQUIPOS | 66 |
| 4.5 CONTROLES DEL EQUIPO HIDRÁULICO CH-10-64 | 67 |
| 4.6 PROCEDIMIENTO DE INSTALACIÓN | 69 |
| 4.7 VARIACIONES EN LA LONGITUD DE LA CARRERA | 73 |
| 4.8 CAMBIO DE LONGITUD DE LA CARRERA | 74 |
| 4.9 CARACTERISTICAS DE LOS COMPONENTES | 75 |
| 4.10 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA Y CALCULOS DE CARGAS | 77 |
| | |
| CAPÍTULO V. DESARROLO DEL PROYECTO | 87 |
| 5.1 SIMULACIÓN DE LAS CONDICIONES DE TRABAJO DEL POZO CON EL PROGRAMA “SROD” | 90 |
| 5.2 DIAGNOSTICO DE LAS CONDICIONES DE TRABAJO DEL POZO MEDIANTE LA TOMA DE MEDICIONES FÍSICAS CON SISTEMA “ECHOMETER” | 100 |
| 5.3 CURVA IPR | 114 |
| 5.4 CALCULO DE LA CURVA DE DECLINACIÓN | 116 |
| 5.5 COMPORTAMIENTO DE LA DIFERIDA | 123 |
| 5.6 COMPARACIÓN DEL BOMBEO MECÁNICO VS BOMBEO MECÁNICO HIDRÁULICO | 125 |
| | |
| CAPÍTULO VI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES | 131 |
| | |
| BIBLIOGRAFIA | 136 |
| | |
| ANEXOS | 137 |

CAPITULO I

PROBLEMÁTICA

1.1.- PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Desde siempre, uno de los objetivos principales de la industria petrolera ha sido obtener el mayor porcentaje de recobro de hidrocarburos aportados por los reservorios que producen a través de pozos, por flujo natural o con algún tipo de unidad de levantamiento artificial usadas, debido a la declinación de la presión en función del tiempo. Entre ellos destaca el sistema de bombeo mecánico como sistema de levantamiento artificial más aplicado en la actualidad.

1.1.1.- PROBLEMÁTICA

El sistema de bombeo mecánico es el predominante en las operaciones del Lote X que se encuentra en la cuenca de Talara, se aplica en más del 95 % de los pozos productores activos. Para pozos con profundidades menores a los 5000 pies se viene adquiriendo unidades de bombeo mecánico balanceadas por aire (AIB) de fabricación china (cumplen Norma API 11E) por sus bajos costos en reemplazo de las unidades de la marca Lufkin. En el mercado mundial el tipo de unidad de bombeo mecánico, Mark II es la unidad más usada en pozos profundos, pero este tipo de unidades no es fabricado por la industria china, En consecuencia, la inversión que implicará es alta siendo superior a los 100M\$ por unidad. El alto costo afectaría el número de pozos a perforar disminuyendo la rentabilidad por pozo, exigiendo un mayor volumen de reservas para los proyectos aun teniendo en cuenta que se trata de un campo maduro, entonces este problema se debería de tratar con la implementación de nuevos sistemas extractivos competitivos tanto desde el punto de vista técnico como económico.

1.1.2.- FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

Los costos de la mayoría de los sistemas descritos son equivalentes o cercanos a los fabricados por la firma Lufkin por lo que se propone el diseño de un prototipo hidráulico de fabricación nacional, que cumpla con las exigencias técnicas y económicas de la operación productiva en el Lote X. El sistema de bombeo mecánico hidráulico tiene un costo del orden de 65M\$, inferior al de una MARK II de la marca LUFKIN además se implementó una forma de controlar el pozo y monitorearlo de manera similar al sistema de bombeo Mecánico por lo que los costos operativos también serán competitivos haciendo a este sistema una opción técnica.

1.1.3.- JUSTIFICACIÓN DEL TRABAJO DE TESIS

En vista de la problemática explicada se implementó y experimento en varios pozos con el sistema mecánico hidráulico, de los cuales aún existen tres en 3 diferentes escenarios y mediante la formulación del diseño, monitoreo, optimización y seguimiento que se realiza en estos, se encontraron tanto las deficiencias como las mejoras inherentes a este sistema para que se pueda generalizar la implementación no solo en el Lote X sino también en cualquier campo maduro. Además de esto se continúan realizando la implementación de ajustes y mejoras adecuadas para que puedan ser manejados y controlados de forma similar a los pozos de Bombeo Mecánico en lo que viene a ser la toma de muestras, mediciones físicas y el mantenimiento de las unidades.

En el presente trabajo, para poder generar un piloto del funcionamiento de las unidades de Bombeo Hidráulico Mecánico y realizar un balance de sus cualidades se ha analizado un pozo del área Central, que produce petróleo con trazas de agua y baja relación de gas /liquido, de varias formaciones abiertas a producción (pozo SV 1000)el cual fue estudiado desde el diseño, puesta en marcha, control, operación e instalación durante el desarrollo de la vida productiva antes y después de la implementación del sistema de bombeo mecánico hidráulico.

1.1.4.- OBJETIVOS

- Brindar una solución técnica y económica, específicamente en la implementación de un sistema de extracción no convencional.
- Aplicar el sistema de bombeo mecánico hidráulico en la producción y operación en el Lote X además de controlar y crear un piloto para observar las dificultades y bondades que puede ofrecer este sistema.
- Diagnosticar las condiciones de los equipos instalados en superficie del sistema de levantamiento en los pozos seleccionados partiendo de las mediciones acústicas o más conocidas como mediciones físicas.
- Describir el comportamiento de producción de los pozos seleccionados y estimar la capacidad de producción a partir de curvas IPR basadas en el método de Vogel.

1.2.- HIPÓTESIS Y VARIABLES

1.2.1.- HIPÓTESIS GENERAL

Aplicando el sistema de bombeo mecánico hidráulico a el pozo seleccionado (SV 1000) ubicado dentro del Lote X, un campo maduro del Nor Oeste Peruano en la cuenca de Talara se estima poder mejorar y desarrollar un sistema que facilitara el cambio de condiciones de los pozos con bombeo mecánico y mejorara la operatividad de los campos así como también mediante el análisis de los resultados se podrá encontrar las oportunidades de mejora así como también las dificultades y fortalezas del sistema.

1.2.2.- IDENTIFICACIÓN DE VARIABLES

1.2.2.1 Variable Independiente:

- Comportamiento productivo del pozo

1.2.2.2 Variable Dependiente:

- Verificación del desempeño de la unidad de levantamiento de superficie.
- Comportamiento de la sarta de varillas
- Recorrido efectivo del pistón y cargas en la bomba
- Prueba acústica para determinar nivel de fluido
- Comportamiento de producción

En vista de que en Campos Maduros, la declinación de estos juega un papel trascendental en la evaluación tanto técnica como económica, es necesario desarrollar sistemas de levantamiento artificial cada vez más económicos y que además mejoren técnicamente la capacidad extractiva de los equipos.

En el caso específico se necesita lograr evaluar y realizar un piloto de unidades de sistema mecánico hidráulico que puedan tener características muy particulares

| Objetivos específicos | Variable | Dimensión | Indicadores |
|--|-------------------------------------|---|--|
| Diagnosticar las condiciones de los equipos instalados en superficie del sistema de levantamiento en los pozos seleccionados para así interpretar la relación entre el recorrido de la barra pulida y el pistón durante las carreras ascendentes y descendentes. | Comportamiento de producción | Verificación del desempeño de la unidad de levantamiento de superficie. | <ul style="list-style-type: none"> • Porcentaje total de carga estructural. • Carta dinamométrica de superficie • Longitud de la carrera de la barra pulida • Coeficiente de elasticidad |
| Verificar el comportamiento de la sarta de varillas mediante análisis de tensión con el método de Goodman modificado. | | Comportamiento de la sarta de varillas | <ul style="list-style-type: none"> • Porcentaje de stress en las varillas • Cargas máximas que soportan las varillas • Cargas mínimas en las varillas |
| Examinar el recorrido efectivo del pistón y cargas en la bomba a partir del cálculo de la carta dinográficas de fondo. | | Recorrido efectivo del pistón y cargas en la bomba | <ul style="list-style-type: none"> • Carta dinamométrica de velocidad del pistón vs. Posición del pistón. • Carta dinamométrica de posición de barra pulida, posición del pistón vs. Tiempo. |
| Determinar el nivel de líquido en condiciones dinámicas a través de mediciones acústicas. | | Prueba acústica para determinar nivel de fluido. | <ul style="list-style-type: none"> • Velocidad acústica • Tiempo de doble viaje • Gravedad del gas • Conteo de collares |
| Describir el comportamiento de producción de los pozos seleccionados y estimar la capacidad de producción a partir de curvas IPR basadas en el método de Vogel. | | Comportamiento de producción | <ul style="list-style-type: none"> • Presión de fondo dinámica. • Presión de fondo estática. • Presión en la entrada de la bomba. • Potencial de los pozos. |

1.3.- ALCANCE DE LA INVESTIGACIÓN

El presente trabajo de investigación abarca todos los sistemas de bombeo mecánico hidráulico dentro de su implementación en el campo maduro del Lote X, la mejora de los sistemas de bombeo mecánico así como también el proceso productivo que presenta este campo de petróleo.

1.4.- DELIMITACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

1.4.1.- DELIMITACIÓN ESPACIAL

La ubicación del pozo seleccionado para realizar el estudio se encuentra en el Lote X dentro de las formación Central en la cuenca de Talara, provincia de Talara departamento de Piura perteneciente a la empresa privada PETROBRAS E. P. y operados bajo concesión de PERUPETRO. El pozo en estudio es el “SV 1000” ubicados en el campo ya delimitado.



Figura 1 – MAPA DE UBICACIÓN

CAPITULO II

MARCO TEORICO

2.1 ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN

El sistema de bombeo mecánico es el predominante en las operaciones del Lote X; se encuentra en el 95 % de pozos activos; seguido por el sistema conocido como “Plunger Lift” con el 3 % entre otros. A mediados del 2010 se empezó a analizar otras alternativas técnicas con respecto a los sistemas de levantamiento artificial que fueran confiables y que hayan manifestado buen performance y alto grado de confiabilidad operativo en otros campos, la idea de un sistema de levantamiento artificial que utilice mecanismos hidráulicos fue usada en el 2008 como piloto en campos petroleros de Venezuela consiguiendo resultados muy favorables. Entre Marzo y Abril del 2011 se evaluó un equipo mecánico hidráulico (“Hydralift”) de fabricación nacional, con resultados parcialmente exitosos y que se encuentra en estado de perfeccionamiento. Pero es a partir del 2012 donde se implementan 3 pozos con sistema mecánico hidráulico en diferentes zonas de la operación de la marca ICI SOLUTIONS.

2.2 BASES TEORICAS

2.2.1 Sistema de Bombeo Mecánico

El bombeo mecánico es el método de levantamiento artificial más usado a nivel mundial. Este método consiste en una bomba de subsuelo de acción recíproca, que es abastecida con la energía producida en superficie, a través de una sarta de varillas. La energía proviene de un motor eléctrico o de combustión interna, la cual mueve a una unidad de superficie mediante un sistema de engranajes y correas.

- **Unidades de bombeo convencional**

Es de fácil operación y mínimo mantenimiento. Su principio de funcionamiento está basado en la transmisión del movimiento rotativo del motor por medio de correas a la caja de transmisión, la cual reduce la velocidad a través de su sistema de engranajes.

Este movimiento angular más lento es comunicado a la viga viajera mediante la conexión biela-manivela, convirtiéndolo en alternativo vertical, que se refleja en el ascenso y descenso de la barra pulida. Estas unidades son balanceadas generalmente en la manivela. Sin embargo, los equipos con cajas de engranaje pequeñas pueden ser balanceados en la viga viajera. La capacidad de la caja de engranajes varía en el rango de 25 a 912 MLbs-pulg, y la longitud de las carreras entre 12 y 192 pulg.

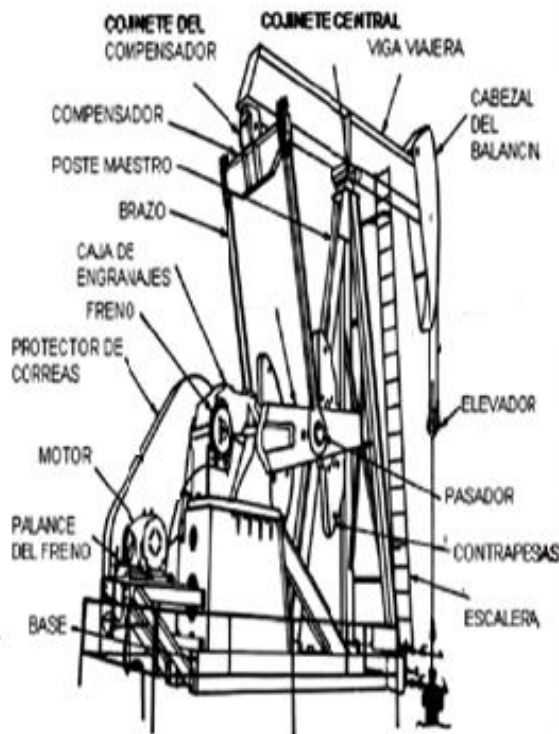


Figura 1. Balancin convencional.

- **Unidades de bombeo Mark II**

La unidad unitorque Mark II, como se observa en la siguiente ilustración, es una variante del diseño convencional donde cambia la posición de los brazos y el poste maestro para obtener un sistema unitorsional, con el fin de reducir el torque en la caja de engranajes. Esta, generalmente, es capaz de soportar más fluido sin sobrecargar el equipo en comparación con la unidad convencional o la balanceada por aire, sin embargo, su manufactura es más costosa y requiere mayor balanceo. El balanceo de ésta unidad se realiza, necesariamente, en la manivela y su requerimiento adicional es para contrarrestar el desbalance estructural, originado por su geometría. La capacidad de la caja varía desde 114 Mlbs-pulg hasta 1280 Mlbs-pulg y la longitud de carrera entre 64 y 216 pulgs.

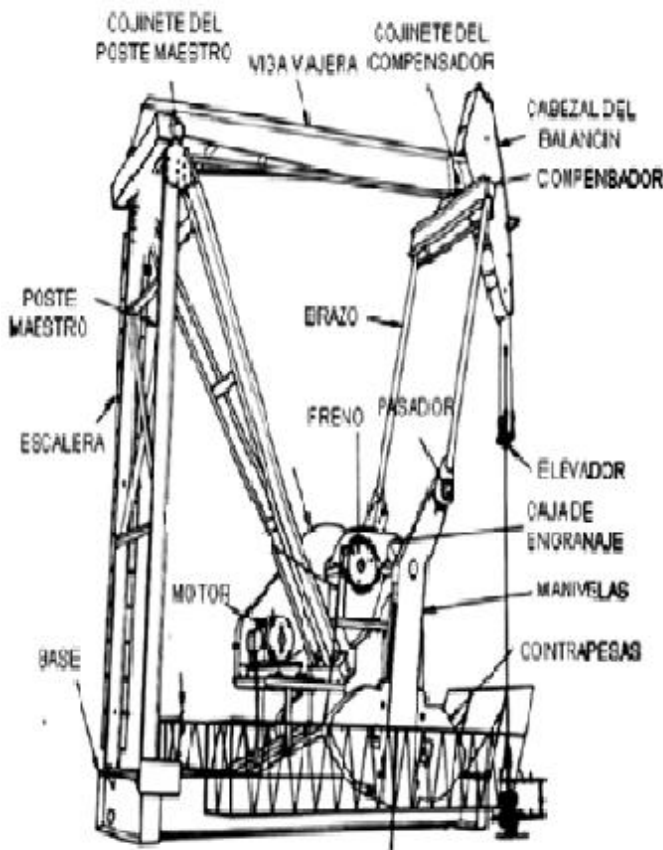


Figura 2. Unidad de bombeo unitorque Mark II.

- **Unidades de bombeo balanceadas por aire**

Estas unidades de bombeo utilizan un cilindro con aire comprimido en lugar de pesas de hierro, como se puede observar en la figura. Esta cualidad permite mejor transporte de la unidad y por ser un 40% más livianos que las convencionales, se reducen los costos de transporte e instalación. Sin embargo, los costos de operación son altos debido al mantenimiento del sistema de balanceo (cilindro de aire, pistón, compresor y controles neumáticos)

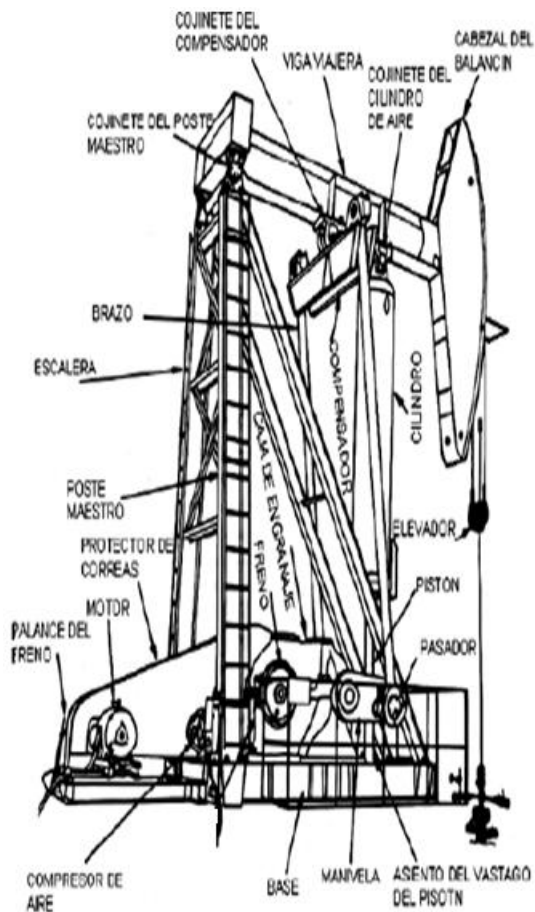


Figura 3. Unidad de bombeo air balance.

2.2.2 Otras unidades de bombeo

- **Reverse MARK II**

Esta unidad ofrece una alternativa mejorada al diseño y geometría de las unidades convencionales. A pesar de las similitudes en la apariencia la geometría de las unidades reverse Mark II pueden reducir el torque y los requerimientos de potencia en muchas aplicaciones de bombeo. En algunos ejemplos cajas de engranajes y motores más pequeñas pueden usarse.



Figura 4. Reverse mark II.

- **Unidad de bombeo Churchill**

Disponibles exclusivamente por el Fabricante Lufkin, estas ofrecen la misma dureza y resistencia que las unidades convencionales. Han sido utilizadas regularmente en pozos poco profundos.



Figura 5. Unidad de bombeo Churchill.

- **Unidades de bombeo de bajo perfil**

Unidades de bombeo compactas diseñadas para instalación en campos de irrigación con sistemas de aspersores móviles o en áreas urbanas donde las características del bajo perfil serian preferibles.



Figura 6. Unidad de bombeo de bajo perfil

- **Unidades de bombeo “Strapjack”**

Las Unidades de bombeo “Strapjack” combinan longitudes de carrera máximas y requerimientos de altura mínimos (similar al bajo perfil) permitiendo operación continua bajo sistemas de irrigación activos. Esta unidad es única y apropiada para aplicaciones especiales donde el impacto visual debe ser minimizado. Con este diseño de bajo perfil el impacto visual es reducido en áreas sensibles tales como parques y zonas residenciales. Mejorando la relación con los propietarios de las áreas mencionadas.

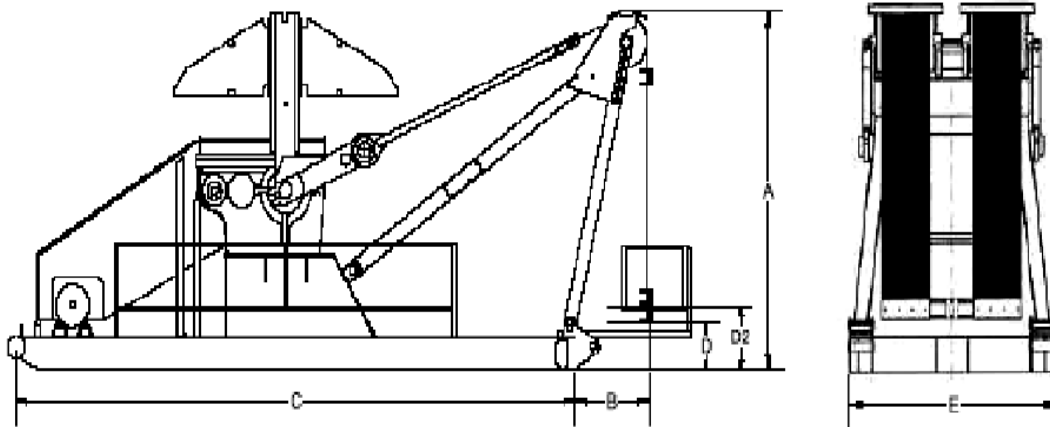


Figura 7. Unidades de bombeo strapjack

- **Caja reductora o caja de engranaje**

Las unidades convencionales, “MarkII”, “Reverse Mark”, balanceadas por aire, “Churchill”, “Strapjack” y bajo perfil están provistas de una caja de engranaje o caja reductora, por otra parte las unidades “Dynapump” y “Hydralift” dependen de un empuje hidráulico suministrado por una unidad de potencia conectada a una bomba de aceite, por lo tanto no se hace necesario la medición de torque para efectos de balanceo. A razón de esta investigación no se tomarán en cuenta datos de torque ya que la unidad de bombeo objeto de estudio corresponde a una del tipo hidráulico como lo es “Hydralift”.

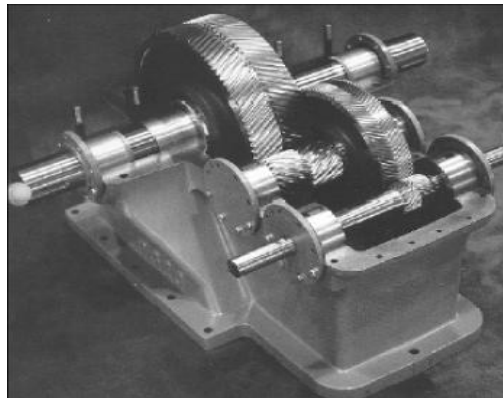


Figura 8. Caja reductora o caja de engranaje.

La función de la caja de engranaje es convertir torques bajos y altas rpm de la unidad motriz en altos torque y bajas rpm necesarias para operar la unidad de bombeo. Una reducción típica de una caja de engranaje es 30:1. Esto significa que la caja de engranaje reduce las rpm a la entrada 30 veces mientras intensifica el torque de entrada 30 veces. Son de doble reducción. Con manivelas gemelas y engranajes con dientes en V con razón de reducción según normas API.

- **Unidades de bombeo “Rotaflex”**

Este sistema utiliza tecnología probada e innovación en el diseño para proveer una eficiencia excelente y eficacia en los costos para pozos profundos, problemáticos y de alto potencial. Con la Unidad “Rotaflex” bombas de varillas de succión pueden ser utilizadas en vez de bombas electros sumergibles, o bombas hidráulicas de subsuelo. Usando todas las 306 pulgadas de longitud de carrera resultaría en ahorros operacionales e incremento de productividad.

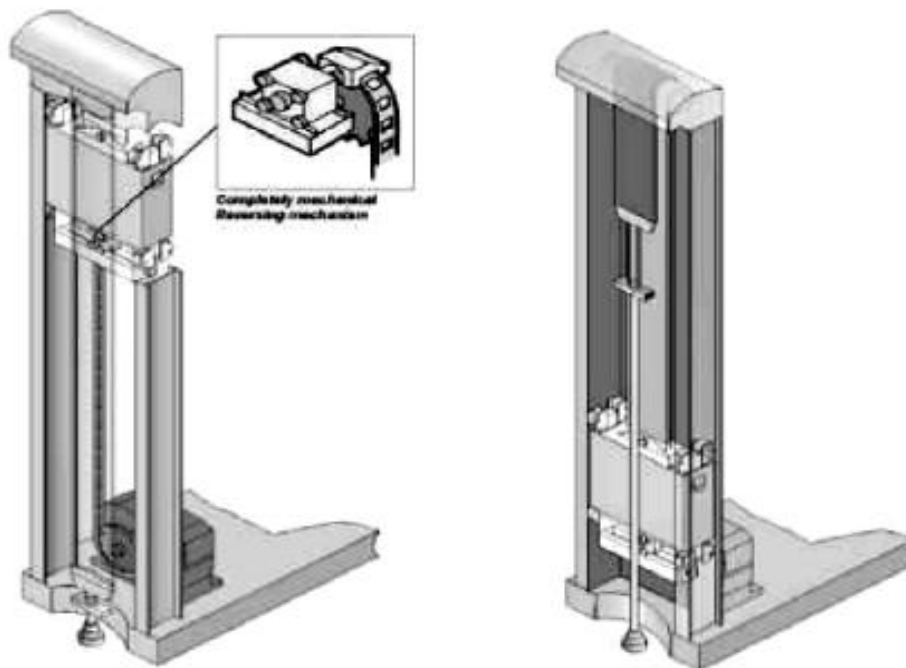


Figura 9. Unidades de bombeo rotaflex

Las unidades Rotaflex virtualmente no tienen velocidades mínimas asegurando el incremento de su flexibilidad. Velocidades más bajas y longitudes de carrera largas resultan en un llenado del barril más completo. Las cartas Dina gráficas tomadas en aplicaciones Rotaflex son similares a la carta teórica perfecta.

- **Unidad de bombeo “Dynapump”**

“Dynapump” es un sistema de unidad de bombeo computarizado. El “Dynapump” utiliza sensores electrónicos, equipamiento hidráulico y sistemas de monitoreo computarizado con el propósito de extraer petróleo lo más eficientemente posible tanto para pozos profundos como para pozos someros.

El “Dynapump” consiste en dos componentes principales que son la unidad de bombeo y la unidad de potencia. La unidad de potencia maneja la unidad de bombeo y es el control central del sistema. Este consiste en una computadora controlada con un sistema de modem radio, electrónica sólida, controladores de motor y bombas hidráulicas. Actualmente este equipo se utiliza en el Sureste de California, Texas, Nuevo México, Utah, Colorado y Venezuela. Algunas de estas unidades han excedido el record de producción de fluidos para sistemas hidráulicos, siendo capaces de producir tasas que superan los 10.000 BIs/d.

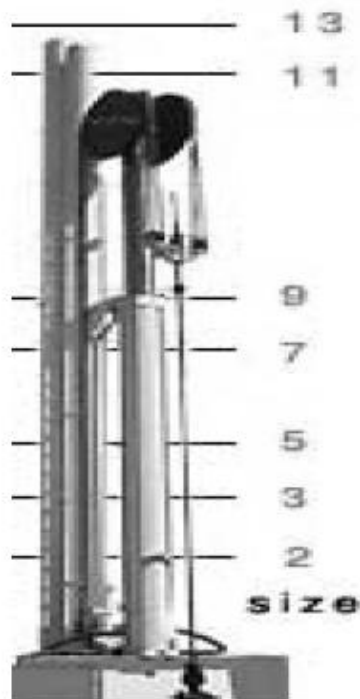


Figura 10. Unidades de bombeo dynapump

- **Unidad de bombeo Mecánico Hidráulico**

Mediante presión hidráulica generada por una bomba conectada a un motor de combustión interna que le supe energía, llena un recipiente cilíndrico que levanta y recoge un pistón al momento de la carga y descarga transmitiendo este movimiento recíprocante a la barra pulida mediante bridas que se sujetan al elevador acoplado a dicha barra manteniendo el principio de bombeo mecánico no-convencional.

Básicamente las unidades hidráulicas de bombeo mecánico trabajan como cualquier otra unidad, ya que lo que éstas hacen es subir y bajar una sarta de varillas, colocando así el pozo en producción; pero a diferencia de las demás unidades convencionales, éstas realizan el trabajo con un actuador hidráulico.

En general las unidades hidráulicas de bombeo mecánico están construidas de forma modular. El primer módulo, es la unidad hidráulica de potencia, la cual posee el motor, bomba, circuitos hidráulicos y eléctricos que en conjunto se encarga de proporcionarle la energía hidráulica al segundo módulo. El segundo módulo lo componen el pedestal y actuador hidráulico. El pedestal se ensambla sobre la cabeza de pozo como se observa en la figura 11.

Su función es la de servir como base del actuador hidráulico, conducir el aceite hasta el actuador, y proporcionar un sitio para la ubicación de los sensores finales de carrera. El actuador hidráulico tiene como función convertir la energía hidráulica en energía mecánica, con lo cual realiza el movimiento de subir y bajar la sarta de varillas.

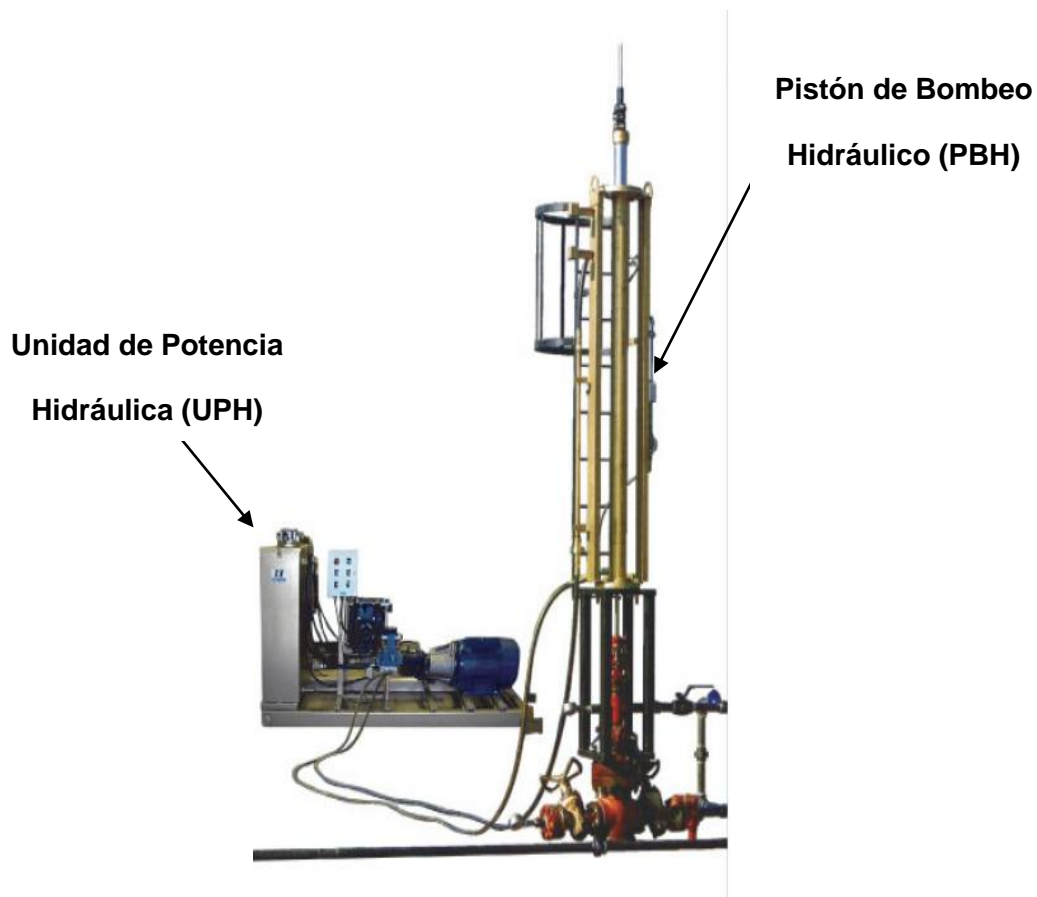


Figura 11. Sistema Mecánico Hidráulico

2.2.3. Equipo de Superficie

- **Cabezal de producción**

Es un conjunto de válvulas, colgadores y elementos empacadores, los cuales con sus accesorios sirven para producir el pozo de forma segura; su principal es controlar y dirigir la entrada y salida de los fluidos o gases mediante el uso de las válvulas, colgar la tubería y los revestimientos y sellar espacios anulares entre tubería y revestimiento al nivel de la superficie.

- **Componentes del Cabezal de Producción:**

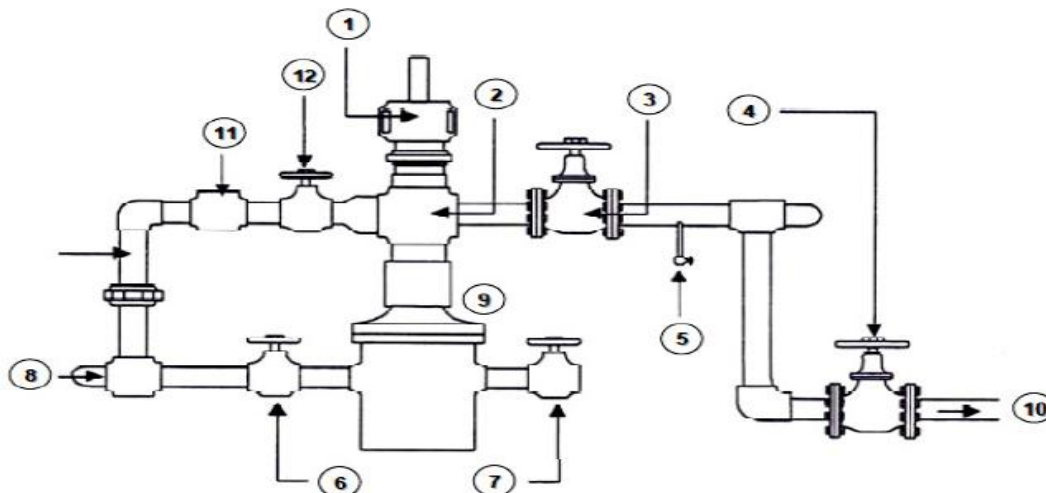


Figura 12. Cuadro de Producción (cabezal de producción)

1. Prensa Estopa.
2. Cruceta.
3. Primera Válvula de 4" del brazo.
4. Segunda Válvula de 4" del brazo.
5. Válvula Toma Muestra.
6. Válvula del Revestidor.
7. Válvula "Sonolog" de 2".
8. Válvula de 2" del anular para desfogar de gas.
9. Brida superior del cabezal.
10. Línea de flujo.
11. Válvula Cheque.
12. Válvula 2" de la tubería de producción.

Prensa Estopa (Figura 12- Parte 1): Es un conjunto de piezas que se utilizan para sellar el espacio entre la barra pulida y la tubería, permitiendo el paso del petróleo hacia la línea de flujo evitando así la salida incontrolada de crudo y gas al ambiente.

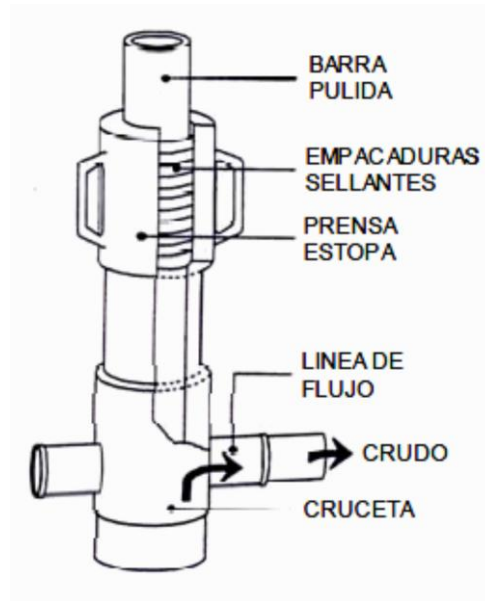


Figura 13. Prensa estopa.

Cruceta (Figura 12- Parte 2): Es una pieza de cuatro vías con conexiones de líneas de tubería de 4", sirve para ensamblar las conexiones en superficie.

Primera Válvula de 4" del brazo (Figura 12- Parte 3): Se Utiliza para bloquear la comunicación de la estación al pozo.

Segunda Válvula de 4" del brazo (Figura 12- Parte 4): Se utiliza para bloquear la presión entre la estación y el pozo.

Válvula Toma muestra (Figura 12- Parte 5): Es una válvula de ½" de diámetro que sirve para tomar muestras de crudo y la presión de cabezal (THP, siglas en inglés para "Tubería de producción Head Pressure"), mientras el pozo bombea.

Válvula del Revestidor (Figura 12- Parte 6): Utilizada para desahogar la presión en el Revestidor y tomar registros.

Válvula de 2" del "Sonolog" (Figura 12- Parte 7): Válvula instalada en la parte inferior que tiene como objetivo permitir el paso de la onda sonora que se propaga por el espacio anular Revestidor/tubería de producción hasta detectar el nivel de fluido.

Válvula de 2" del anular para desfogue de gas (Figura 12- Parte 8): Esta instalada en la válvula de 2" del "Casing" en el cabezal del pozo, tiene como finalidad servir de vía de comunicación al fluido que viene del "Casing" y va hacia la atmósfera.

Brida superior del cabezal (Figura 12- Parte 9): Se utiliza para sellar el espacio anular, soporta el peso de la tubería de producción y permite las conexiones de superficie.

Líneas de flujo (Figura 12- Parte 10): Es una línea que se utiliza para transportar el crudo desde la superficie hacia la estación recolectora.

2.2.4 Equipo de Subsuelo

- **Sarta de varillas**

La sarta de varillas conecta la bomba de fondo con la barra pulida. La función principal es transmitir el movimiento oscilatorio de la barra pulida a la bomba. Esto proporciona la potencia necesaria por la bomba para producir hidrocarburos. La resistencia, vida útil y fuerzas friccionales de la sarta de varillas tiene un impacto significativo en la economía de un pozo.

Las varillas de succión son hechas de acero o fibra de vidrio. La mayoría de las varillas son fabricadas 100% en acero. Sartas parcialmente acero y fibra de vidrio son también comunes en muchos campos petroleros. Estas son principalmente utilizadas en localizaciones con problemas de corrosión, para reducir cargas en la unidad de bombeo, para evitar la compra de unidades excesivamente grandes para incrementar la tasa de producción. Varillas de acero son fabricadas en longitudes de 25 o 30 pies.

Varillas de fibra de vidrio son construidas en longitudes de 20, 30 y 37.5 pies. El tamaño de varillas de fibra de vidrio más común es 37.5 pies. Esto reduce el número de acoples haciendo la sarta tan ligera como sea posible

El rango del diámetro de las varillas de acero va de 0.5 pulg hasta 1.25 pulg, para las de fibra de vidrio se encuentran rangos desde 0.75 pulg hasta 1.5 pulg.

Cada varilla de la sarta debe soportar las cargas de fluido y el peso de las varillas por debajo de ellas. Para minimizar los costos y las cargas tensionales, la sarta de varillas se diseña usualmente de forma ahusada (adelgazamiento en forma cilíndrica). Diámetros mayores de varillas son colocados en el tope y más pequeños en la base. Dependiendo de la profundidad la sarta de varillas va desde una (1) hasta cinco (5) secciones ahusadas.

En el diseño de las sartas de varillas un ensayo para determinar el porcentaje en cada sección debería resultar en las mismas cargas tensionales al tope de cada sección de varillas.



Figura 14. Diseño Adecuado de Varillas

La sarta de varillas tiene un impacto mayor en el comportamiento del sistema. Afecta las cargas en la barra pulida y la caja de engranaje, consumo de energía, torque en la caja de engranaje, carrera de fondo, y frecuencia de fallas de las varillas.

- **Varillas API:**

De acuerdo al material de fabricación, existen tres tipos de clases de varillas C, D y K. La siguiente tabla., resume sus especificaciones. El siguiente cuadro presenta la clasificación API de las diferentes varillas utilizadas comúnmente en los sistemas de bombeo mecánico:

Cuadro N° 1, Clasificación API de las varillas según su fuerza de tensión mínima

| | Clase API | | |
|---------------------------------|---------------|------------------|------------------|
| | C | D | K |
| Resistencia a la tensión mínima | 90 | 115 | 85 |
| Dureza, Brinell | 185-235 | 235-285 | 175-235 |
| Metalurgia | AISI-1036 | Carbón | AISI-46xx |
| | <i>Carbón</i> | <i>Aleación*</i> | <i>Aleación*</i> |

**Níquel y Molibdeno*

La siguiente figura presenta una varilla API, mostrando especificaciones impresas. El módulo de elasticidad de acero es de aproximada 30.5 MM lbs/pulg² con un pequeño ajuste debido al cuello. La velocidad de propagación de la onda de esfuerzo de las varillas es alrededor de 16 M pies/seg.

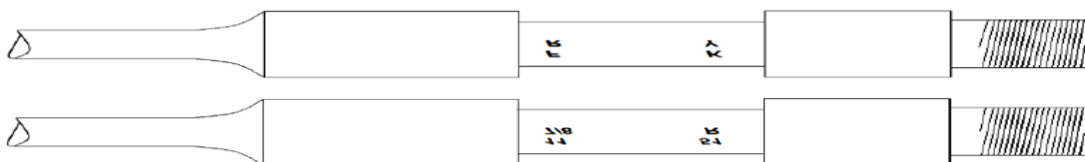


Figura 15. Especificaciones de Varillas

Las varillas API son de 25 pies de longitud (variación ± 2 pulg.), excepto en algunas excepciones, que miden 30 pies (variación ± 2 pulg). A continuación, en la siguiente tabla se detallan más especificaciones API:

Cuadro N° 2, Especificaciones de fabricación API

| Diámetro (pulg.) | Peso (lbs/pie) | Área (pulg.) | Cuello (Diam. exte.) | | Tamaño de tubería Min. (Diam) | |
|------------------|----------------|--------------|----------------------|------------------|-------------------------------|------------------|
| | | | Normal (pulg.) | Especial (pulg.) | Normal (pulg.) | Especial (pulg.) |
| 1/2 | 0.726 | 0.1964 | - | 1.000 | - | 1.66 |
| 5/8 | 1.135 | 0.3068 | 1.500 | 1.250 | 2-1/16 | 1.99 |
| 3/4 | 1.634 | 0.4418 | 1.625 | 1.500 | 2-3/8 | 2-1/16 |
| 7/8 | 2.224 | 0.6013 | 1.813 | 1.625 | 2-7/8 | 2-3/8 |
| 1 | 2.904 | 0.7854 | 2.188 | 2.000 | 3-1/2 | 2-7/8 |
| 1-1/8 | 3.676 | 0.9940 | 2.375 | - | 3-1/2 | - |

Cuadro N° 3, Combinaciones de varillas según el diámetro del pistón

| Según diámetro de pistón de la bomba | | | | | | | |
|---|-------------|-----------|----------------|------|---------------|------------------|------|
| Diámetro (pulg.) | 3/4" - 7/8" | 7/8" - 1" | 3/4"- 7/8"- 1" | | 1" - 1-1/8" | 7/8"- 1"- 1-1/8" | |
| | %3/4 | %7/8 | %3/4 | %7/8 | %1 | %7/8 | %1 |
| 1 1/2" | 68.6 | 74.3 | 50.5 | 26.4 | 78.1 | 58.8 | 21.7 |
| 1 3/4" | 65 | 71.9 | 44.9 | 29.5 | 76.5 | 54.9 | 23.7 |
| 2" | 60.8 | 68.1 | 35.2 | 33 | 74.5 | 50.5 | 26 |
| 2 1/4" | 56.1 | 66 | 30.8 | 36.5 | 72.4 | 45.4 | 28.7 |
| 2 1/2" | 50.8 | 62.5 | 22.5 | 41.3 | 69.7 | 39.8 | 31.7 |
| 2 3/4" | 45 | 53.6 | 13.2 | 46.2 | 67.3 | 33.5 | 35 |
| 3 1/4" | 31.6 | 49.7 | | | 61.2 | 19.2 | 42.6 |
| 3 3/4" | 16 | 39.3 | | | 54 | 26 | 51.4 |
| Nomenclatura de combinación de sarta para el diseño | | | | | | | |
| 66 | 3/4" | 88 | 1 | 99 | 1-18" | | |
| 77 | 7/8" | 86 | 1-7/8-3/4 | 97 | 11/8- 1 – 7/8 | | |
| 76 | 7/8-3/4" | 87 | 1-7/8 | 98 | 1-1/8- 1 | | |

- **Barras de peso**

Las barras de peso son varillas de gran diámetro diseñadas para añadir peso al final del tren de varillas. Lo que diferencia a las barras de peso de las varillas regulares de succión es que están diseñadas para usarlas al fondo de la sarta de varillas. Los pines son más pequeños que el diámetro de su cuerpo para permitirles entrar en la tubería. El tamaño del pin no suele ser un problema ya que las cargas en las varillas al fondo de la sarta son pequeñas comparadas con las cargas cerca de la superficie. Esto se debe a que las varillas cercanas a la superficie tienen que soportar su propio peso, el peso de las varillas debajo de ellas y la carga del fluido. Sin embargo, las barras de peso, al estar al fondo de la sarta sólo soportan su propio peso y la carga del fluido. Los diámetros de las barras de peso van desde 1-1/4" a 2". El tamaño de la tubería limita el diámetro máximo de barra de peso que se pueda usar. La tabla 7.3 muestra los diámetros estándar de barras de peso disponibles, su peso y el tamaño de tubería mínimo requerido para cada uno.

Cuadro N° 4, Especificaciones de barras de peso

| Diámetro de barra de peso | Peso (lb/pié) | Tamaño mínimo de tubería requerido |
|----------------------------------|----------------------|---|
| 1-1/4" | 4,2 | 1,90" |
| 1-3/8" | 5,0 | 2-3/8" |
| 1-1/2" | 6,0 | 2-3/8" |
| 1-5/8" | 7,0 | 2-7/8" |
| 1-3/4" | 8,2 | 2-7/8" |
| 2" | 10,7 | 3-1/2" |

- **Bombas de subsuelo**

Las Bombas de Subsuelo son típicamente clasificadas en base al mecanismo a través del cual estas le agregan energía al fluido (bien sea incrementando su velocidad o presión) y aún más por la manera específica en que ese mecanismo es implementado. Este sistema de clasificación, el cual es ilustrado en el siguiente diagrama, divide las bombas en diferentes tipos o categorías diferentes: Dinámicas o de Desplazamiento Positivo. Las bombas dinámicas (Electro sumergibles o Jets) continuamente agregan energía al fluido mientras éste pasa a través de la bomba para incrementar su velocidad de manera que las subsecuentes reducciones de velocidad dentro o fuera de la bomba producen un incremento de presión. Bombas de desplazamiento positivo (Reciprocante, de Diafragma o Rotativas) periódicamente añaden energía al fluido a través de la aplicación de fuerza a un volumen de fluido constante. Las bombas de desplazamiento positivo pueden ser subdividas en las bases de si la acción de bomba es causada por rotación o movimiento reciprocante de sus elementos.

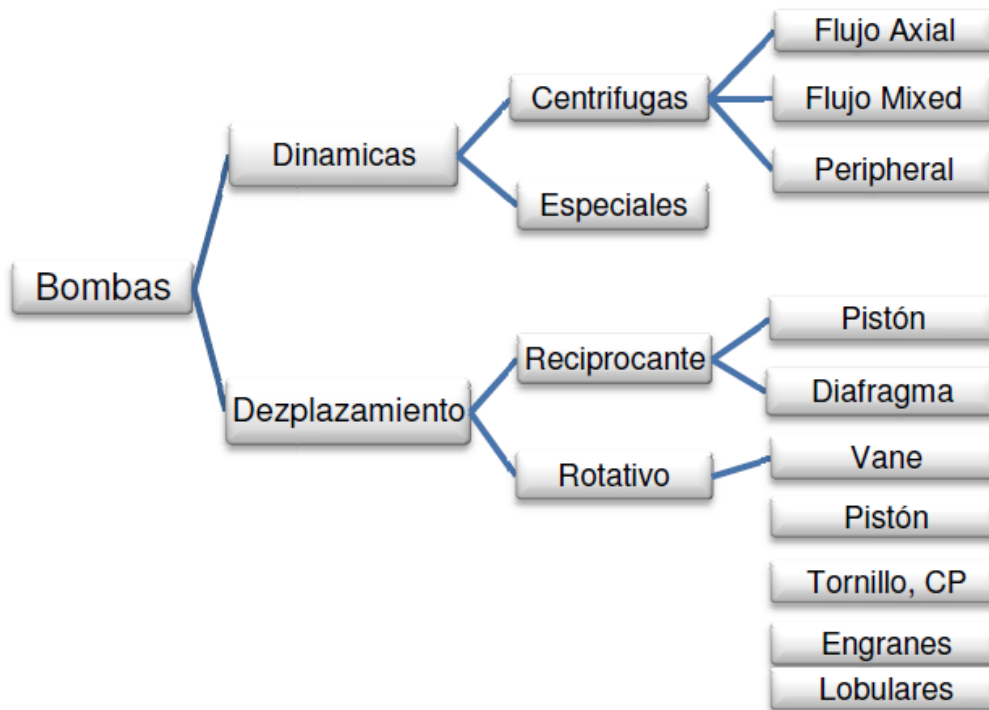


Diagrama N° 1. Diagrama de clasificación de las bombas.
Fuente. Manual de bombeo mecánico Ing. Dimas Reyes.

- **Bombas de desplazamiento positivo**

Las bombas de desplazamiento positivo tienen una cavidad que se expande en el lado de la succión y una cavidad que decrece en el lado de la descarga. El líquido fluye dentro de la bomba en la medida que la cavidad en la succión se expande y fluye fuera de la descarga a medida que la cavidad colapsa. Las bombas de desplazamiento positivo son máquinas de flujo constante. Una bomba de desplazamiento positivo no debe ser operada contra una válvula cerrada en el lado de la descarga, debido a que la bomba continuaría bombeando hasta que la presión en la línea de descarga se incremente y produzca el estallido de la tubería o un daño severo en la bomba.

- **Bomba reciprocante**

En una bomba reciprocante, un volumen de líquido es atraído dentro del cilindro a través de la succión de la válvula en la embolada de entrada y es descargado bajo presión positiva a través de la válvula de salida en la embolada de descarga. La descarga a partir de una bomba reciprocante es pulsante y cambia sólo cuando la velocidad de la bomba es cambiada. Esto se debe a que la entrada mantiene un volumen constante.

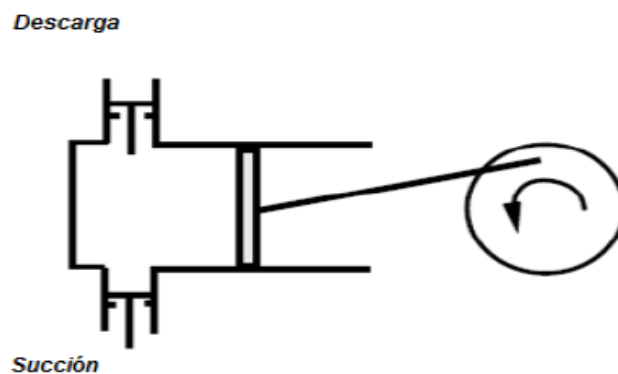


Figura 16. Bomba reciprocante

Un tipo de construcción común de bombas recíprocas es la que convierte el movimiento circular de baja velocidad en movimiento recíproco usando una caja reductora de velocidad. La bomba de potencia puede por igual ser de acción simple o de acción doble. El diseño que nos interesa (de acción simple) descarga líquido sólo en un lado del pistón, sólo una embolada de succión y una de descarga puede ocurrir por revolución del eje de la manivela.

- **Componentes de la Bomba**

Barriles y Pistones

Ambos, el barril y el pistón de una bomba por varillas de succión son simples tubos, maquinados y pulidos para una tolerancia bien pequeña entre los diámetros internos del barril y externo del pistón (fit). El tamaño nominal de la bomba es el diámetro interno exacto del barril. El diámetro externo del pistón, en el caso de los pistones de metal, difiere sólo ligeramente del diámetro interno del barril usado. El fit del pistón se conoce como el espacio libre entre el barril y el pistón, y está en el orden de unas pocas milésimas de pulgadas.

Barriles

El barril de trabajo en bombas de subsuelo es una pieza de metal con tratamiento térmico, maquinado y con las paredes internas pulidas para permitir un movimiento suave del pistón.

Pistones

Existen dos tipos de pistones: metal-metal y empaque suave. Empaque suave son menos costosos al momento de comprar o repararlos. Sin embargo, estos no son tan eficientes como los de metal-metal y no pueden bombear en pozos profundos. La longitud del pistón varía entre 6 y 12 pulg por cada 1000 pies de profundidad de la bomba. Esta longitud varía también dependiendo de la viscosidad del fluido, temperatura de fondo, diámetro del pistón y espacio libre entre el pistón y el barril. Por ejemplo, si se utiliza un pistón de 8 pulg por cada 1000 pies entonces a un pozo de 6000 pies necesitará un pistón de 4 pies.

Válvulas y Jaulas

Las válvulas son consideradas el corazón de las bombas por varillas de succión, debido a que la eficiencia de la operación de bombeo depende principalmente en la acción apropiada de la válvula fija y viajera. Estas son válvulas "Check" simples y operan bajo el principio de bola y asiento. Los asientos son maquinados, y acabados para protegerlos de corrosión con metales resistentes a la erosión.

Durante la operación de las válvulas, la bola es periódicamente asentada y desasentada del asiento. Las presiones altas a la profundidad de la bomba causan que la bola golpee el asiento con fuerzas de impacto altas. Si el movimiento de la bola no es restringido, podría moverse fuera de la línea del asiento cuando esta levante. Entonces, durante el cierre, la bola golpearía sólo un lado del asiento, resultando en excesivo desgaste para ambos componentes. Para disminuir el daño de las válvulas y mejorar el comportamiento del sistema, las jaulas para válvulas son usadas para guiar y restringir el movimiento de las bolas. Es claro entonces que la tarea de las jaulas es restringir tanto el movimiento lateral como el vertical de las bolas, mientras impactan lo menos posible la capacidad de flujo a través del ensamblaje de la válvula.

Bombas de subsuelo utilizadas en levantamiento artificial por bombeo mecánico ("Sucker Rod Pump")

En la carrera ascendente el peso del fluido cierra la válvula viajera (T.V.) y es desplazado por el pistón hacia la superficie. El ascenso del pistón causa una disminución de presión sobre la válvula de pie, por lo que esta se abre, permitiendo el ingreso de fluido de la formación a la bomba.

En la carrera descendente el movimiento del pistón incrementa la presión en la cámara entre ambas válvulas, lo que provoca la apertura de la válvula viajera (T.V.) y el cierre de la válvula de pie (S.V.). El peso de la columna de fluido se transfiere de las varillas a la Tubería de producción y el fluido que pasa a través de la válvula viajera será elevado en la próxima carrera ascendente del pistón.

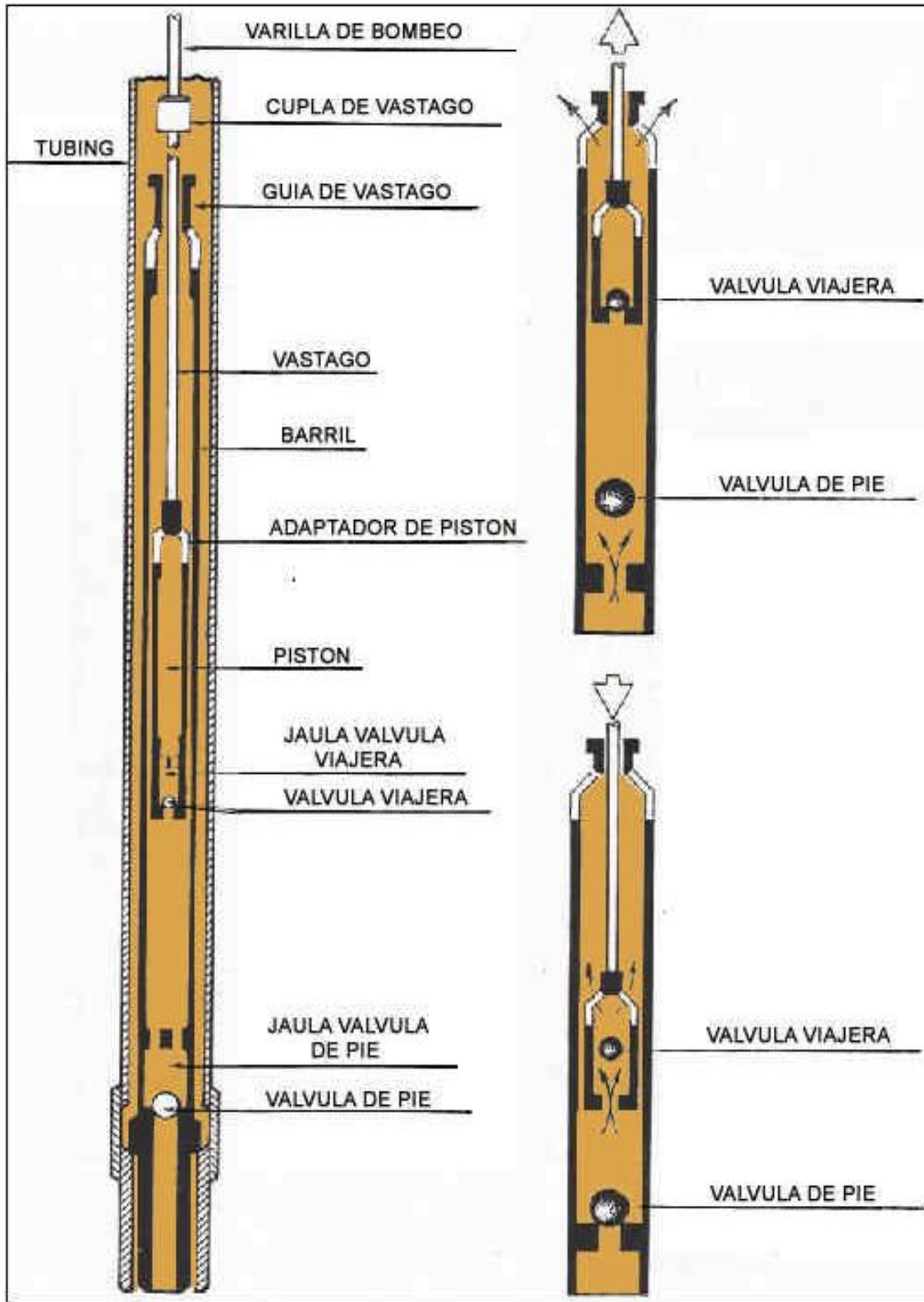
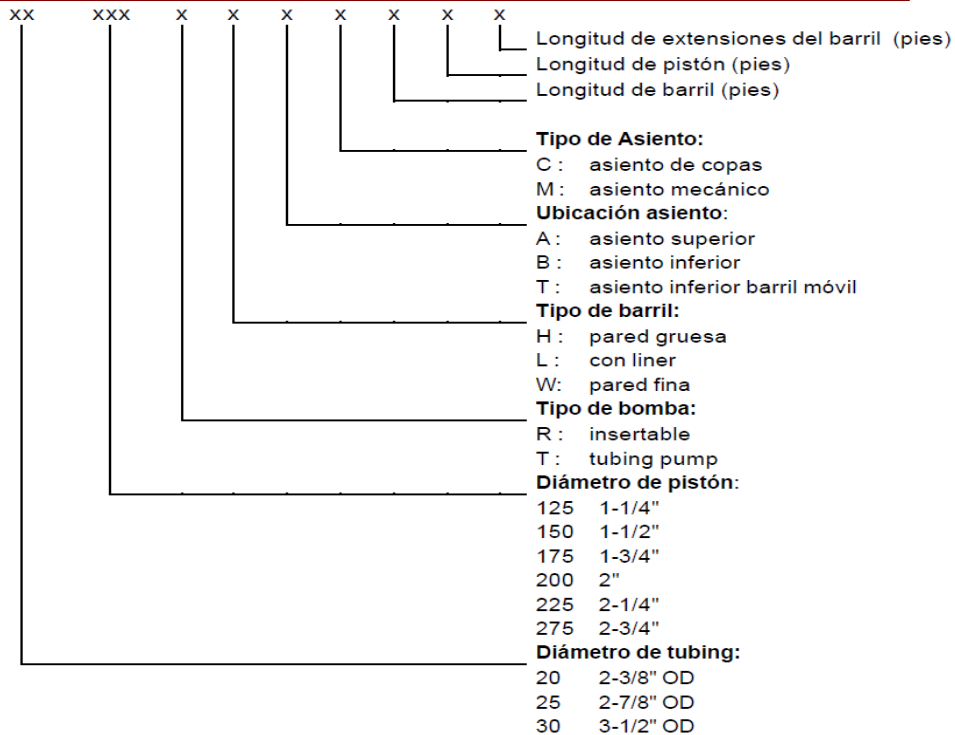


Figura 17. Bomba de subsuelo

Diagrama N 2: Especificaciones de la bomba de subsuelo

| Tipo de Bomba | DESIGNACION | | |
|--|------------------------|-------------------|----------------------|
| | Barril de pared gruesa | Barril con liner | Barril de pared fina |
| Bombas insertables: Barril fijo asiento superior Barril fijo asiento inferior Barril móvil asiento inferior | RHA RHB RHT | RLA RLB RLT | RWA RWB RWT |
| Bomba de tubing | TH | TL | - |



En la designación de las bombas deberá especificarse:

a. Tipo de bomba.

b. Diámetro del pistón.

Los diámetros que utilizamos para bombas insertables son: en la tubería de producción de 2-7/8": pistones de 1-1/2", 1-3/4" y 2"; en la tubería de producción de 3-1/2": pistón de 2-1/2" para bombas de tubería de producción los pistones de uso común son: en tubería de producción de 2-7/8": pistón de 2-1/4"; en tubería de producción de 3-1/2": pistón de 2-3/4"

c. Longitud del pistón.

Depende de la profundidad de la bomba, normalmente se aplica el criterio de adoptar la longitud del pistón de 1' cada 1000' de profundidad. En nuestra operación la longitud estándar del pistón es 5'.

d. Longitud del barril.

Las que utilizamos son de 16' y 24', los de 16' se utilizan para A.I.B. de carreras de hasta 86".

e. Espesor de pared del barril.

En bombas insertables usamos barriles de pared gruesa con diámetros de pistón 1-3/4", 1-1/2" y 2" (en pozos profundos, las de 2" de pared gruesa no pueden ser instaladas con doble asiento). En bombas de tubería de producción utilizamos barriles de pared gruesa únicamente.

2.2.5 Método de la Ecuación de Onda

En 1954, en un intento de desarrollar métodos más precisos, un grupo de productores y fabricantes comisiona un estudio en el "Midwest Research Institute" para entender más acerca del complejo comportamiento de los sistemas de bombeo mecánico. La API publicó el resultado de este estudio en 1967 como "Recommended Practices 11L".

Desde su aparición, la API RP- 11L se ha convertido en el método de diseño más popular, sin embargo, el método tiene muchas limitaciones debido a las suposiciones realizadas cuando fue desarrollado.

Los fabricantes de las unidades de bombeos han modificado la API RP 11L para permitir el diseño con Mark II, Balanceado por Aire, entre otras unidades, y así ampliar el rango a pozos pocos profundos. Todas estas modificaciones usan constantes empíricas para modificar las ecuaciones originales.

Sam Gibbs desarrolló un método de diseño más sofisticado usando un modelo matemático basado en la ecuación de onda. Este método requiere el uso de computadoras para resolver el modelo de la ecuación de onda para una sarta de varillas.

La clave para una buena predicción de un sistema de bombeo está en la correcta simulación del comportamiento de la sarta de varillas. Esto provee la exactitud necesaria en los cálculos de parámetros operacionales válidos para condiciones de superficie como de subsuelo. Todos aquellos modelos simplificados están propensos a un alto error y no proporcionan la exactitud requerida en el diseño y análisis de instalaciones de bombeo.

La característica más importante en una sarta de cabilla es su elasticidad, la cual es la responsable de la complejidad de determinar las condiciones de subsuelo a partir de las condiciones de superficie. Debido a la naturaleza altamente elástica de la sarta de cabilla, todos los impulsos generados por el movimiento de la unidad de superficie son transmitidos al fondo. Así como también la bomba de subsuelo envía señales similares hacia la superficie. Todos estos impulsos toman la forma de fuerza elástica u ondas de esfuerzo que viajan a lo largo de la sarta de cabilla a la velocidad del sonido. La interferencia y los reflejos de estas ondas tienen un drástico efecto en el desplazamiento y en las cargas que pueden ser observados en diferentes puntos a lo largo de la sarta.

La sarta de cabilla satisface el criterio físico de una barra idealmente esbelta, haciendo la propagación de las ondas de esfuerzo en un fenómeno de una dimensión. Han existido varios intentos por simplificar el cálculo de este fenómeno, de hecho, el método API RP 11L es el resultado de uno de estos estudios. Aunque el principio se entiende claramente, paso mucho tiempo hasta que Gibbs publicó el primer método confiable para resolver la ecuación de onda unidimensional para una sarta de varillas.

Una vez calculado la tensión pico y la mínima de las varillas, se puede hacer un análisis de tensión para saber si las varillas están sobrecargadas. El rango de tensión permitida en las varillas depende del material, grado de la cabilla y la corrosión del pozo.

Optimizar el funcionamiento de un sistema de extracción es lograr un funcionamiento que asegure extraer del pozo la máxima cantidad de fluido que los reservorios puedan aportar, con el mínimo consumo energético y costo operativo; mantener el régimen de operación equilibrado, ni sobredimensionado ni subdimensionado; tener en cuenta las dificultades de la extracción, la presencia de gas, de arena, de parafinas, agresividad del fluido, etc.

El sistema debe consumir el mínimo de energía, eléctrica o calórica, compatible con la máxima extracción. Y a su vez, esta máxima extracción debe ser compatible con el potencial productivo de los reservorios.

Por lo tanto, para conocer el rendimiento de un sistema de extracción artificial por bombeo mecánico alternativo, no es suficiente con conocer la cantidad de fluido que produce un pozo.

Es necesario relacionar el caudal con la cantidad de intervenciones a los pozos por correctivos o por mantenimiento; con el consumo de energía; con la atención y servicios que requiere; con los recursos materiales y humanos volcados a su mantenimiento y control; con la duración de los equipos y elementos en uso; etc. Y obtener el rendimiento total del mismo comparándolo con la producción máxima teórica estimada para ese pozo.

Asimismo, como la producción de fluidos no es constante en el largo plazo, el régimen deberá siempre ser revisado periódicamente y corregido para mantenerlo en un valor óptimo respecto al rendimiento volumétrico.

Es necesario contar con una base de datos y estadísticas que tendrán que ver la siguiente información:

1. Realización e interpretación de mediciones físicas (nivel y dinamómetro) a fin de observar la forma en que está funcionando el sistema y si conviene introducir algún cambio en sus condiciones.
2. Obtención de los parámetros de operación del sistema bajo estudio, a fin de conocer la situación operativa real y a tiempo actual, con los informes correspondientes sobre consumos, rendimientos, etc.

Los parámetros más representativos del funcionamiento del sistema son:

- Cargas máximas y mínimas sobre el vástago y varillas.
- Estiramientos de las varillas y “Tubería de producción” y recorridos efectivos del pistón de la bomba.
- Nivel dinámico y presión de admisión a la bomba de profundidad.
- Llenado de la bomba de profundidad.
- Existencias de pérdidas a través de las válvulas fija y móvil.
- Caudal efectivamente desplazado por la bomba de profundidad.
- Esfuerzos en las varillas y en vástago de bombeo.
- Balanceo del equipo de bombeo.
- Valor del torque aplicado al reductor del AIB.
- Potencia consumida para el trabajo.
- Rendimientos del sistema.

Información previa:

- Caudales del pozo medidos en campo.
- Presión del Reservorio.
- Condiciones mecánicas del pozo (competición, intervalos abiertos, etc.)
- Porcentaje de agua contenida.
- Características de los fluidos producidos, viscosidad, densidad API.
- Relación gas - liquido
- Nivel dinámico medido en campo.
- Especificaciones tamaño y tipo del equipamiento, motor, AIB, vástago y varillas, bomba de profundidad, "Tubería de producción", ancla, entubación etc.
- Profundidad de la bomba, ubicación de punzados, profundidad de tubería de producción y de anclaje.
- Velocidad de bombeo y longitud de la carrera actual.

La base de estos estudios tendientes a realizar un diagnóstico, es la obtención en campo de mediciones dinamométricas y registros de niveles, lo que se conoce bajo el nombre

2.2.6 Mediciones Físicas

En el caso de pozos equipados con bombeo mecánico como sistema de extracción, se entiende por "Mediciones Físicas" al registro de dinamómetros (de superficie y de fondo) y de ecómetros con el fin de observar el funcionamiento del AIB, de la bomba de profundidad, esfuerzos a las varillas etc.; las posiciones de los niveles estáticos y/o dinámicos del pozo y evaluar el comportamiento del sistema.

El registro del ecómetro con el fin de conocer la posición del nivel (estático y/o dinámico) es aplicable no solo a pozos de bombeo mecánico sino también a otros sistemas, tales como el bombeo con bombas de cavidad progresiva (P.C.P)

Método de cálculo de cartas dinamométricas de fondo a partir de cartas de superficie

El bombeo mecánico de petróleo es el método de extracción de crudo más ampliamente utilizado en los yacimientos del país y en gran parte del mundo. Se basa, fundamentalmente en una bomba de pistón dispuesta en el fondo de un pozo (de varios centenares de metros de profundidad) que recibe el movimiento alternativo generado por un aparato individual de bombeo mecánico (AIBM) situado en la superficie. La transmisión de movimiento desde la superficie al fondo del pozo se hace mediante una sucesión de varillas de bombeo unidas entre sí, conocida usualmente como sarta. Dado que la relación entre longitud y diámetro de la sarta es de varios órdenes de magnitud, la esbeltez del sistema hace que se comporte como si fuese muy elástico independientemente del material con que esté construido. Además, dado que las varillas se desplazan dentro de un tubo que transporta el fluido bombeado hasta la superficie (tubería de producción), parte de la fuerza ejercida por el aparato de bombeo se disipa en el contacto de la sarta con baño líquido que la rodea y en eventuales contactos con la tubería de producción. Todo ello hace que lo que sucede en la boca del pozo diste notoriamente de lo que ocurre en el fondo del mismo y, si bien lo ideal para conocer lo que sucede en la bomba sería contar con dinamómetros de fondo, esto está lejos de ser económicamente viable.

La sarta empleada en los equipos de bombeo está formada por una sucesión de varillas unidas entre sí. Se pueden encontrar diferentes tipos y diámetros de varillas dentro de la sarta, ordenadas de modo que su diámetro va disminuyendo a medida que se alejan de la boca del pozo y se acercan a la bomba. Esto se logra

conformando la sarta por tramos de distinto diámetro, siendo cada tramo la unión de varias varillas iguales.

El análisis siguiente se hace asumiendo que todas las varillas son de igual diámetro y material, es decir, sobre un tramo, pero el resultado puede extenderse rápidamente a los casos reales mencionados. El objetivo es, haciendo uso de las variables medidas en superficie $F(0,t)$ y $u(0,t)$, inferir sus homólogas en el final del tramo $F(L,t)$ y $u(L,t)$ (Figura 1a).

La ecuación gobernante de la dinámica de la sarta surge de aplicar la ley de conservación de cantidad de movimiento a un segmento de la misma, ilustrado en la Figura 1b.

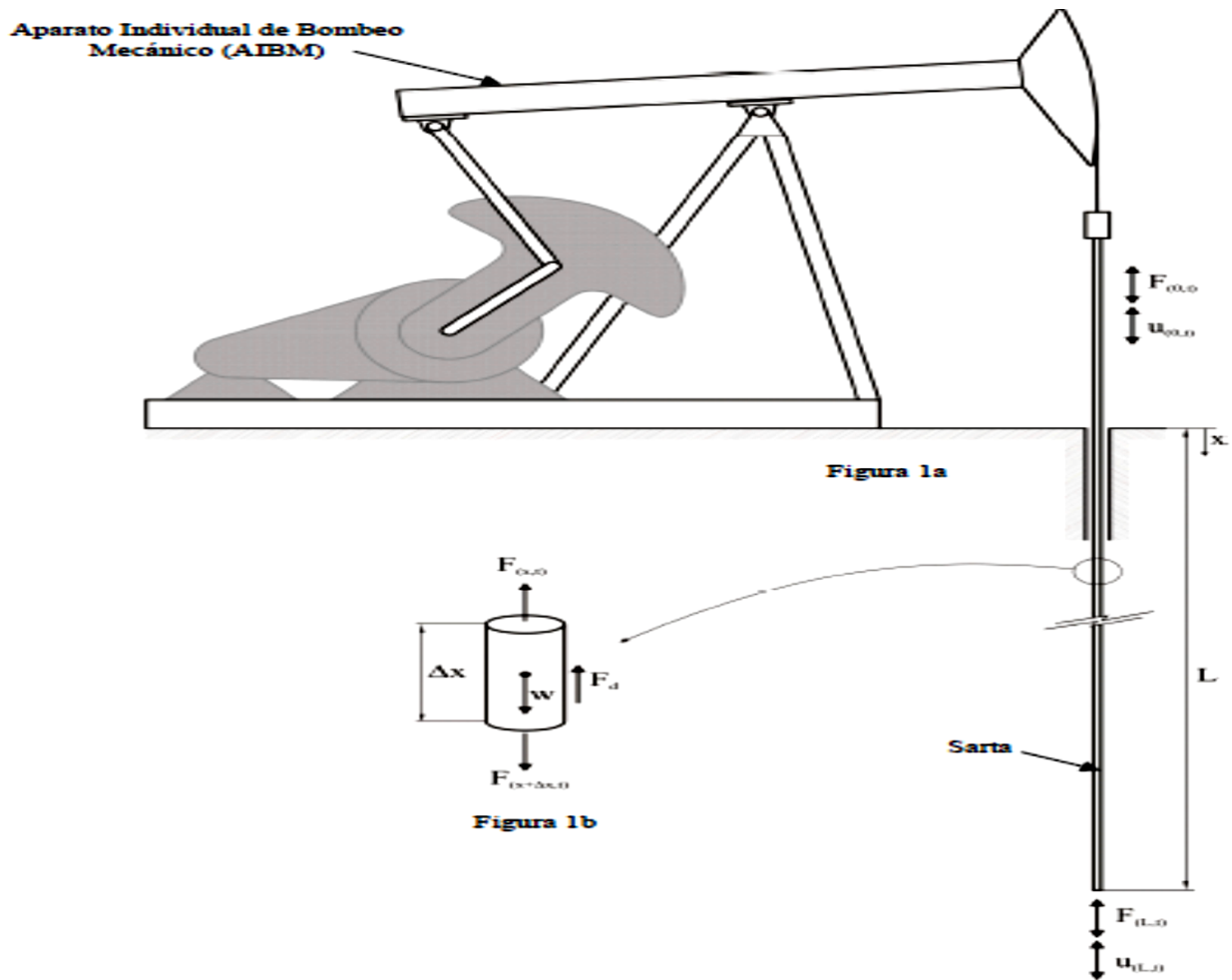


Figura 1: Esquema de un sistema de bombeo mecánico (a) y de un segmento de la sarta con todas las fuerzas aplicadas al mismo (b).

Diagrama Modificado de GOODMAN

La norma API publicación RP11BR recomienda el uso del diagrama modificado de Goodman para calcular la tensión máxima permisible en varillas API de acero. Este método se puede aplicar gráficamente o con ecuaciones. Aquí se cubren ambas opciones. Sin embargo, se recomienda la ecuación puesto que esta puede fácilmente ser programada en una calculadora o la computadora.

La mejor manera de mostrar cómo se construye el diagrama modificado de Goodman es con un ejemplo. Se pueden usar estas instrucciones para construir diagramas de cualquier grado de varilla usando la mínima fuerza tensil de la varilla que se quiera analizar.

El cuadro 1 muestra la fuerza de tensión mínima para varilla API grados K, C y D. Para el grado K, es 85.000 lpc, para el grado C es 90.000 lpc, y para el grado D es 115.000 lpc.

Pasos para usar el diagrama modificado de GOODMAN

- Calcular las tensiones mínima (S_{min}) máxima (S_{max}) de la sección de varillas que se va a analizar.
- Localizar el punto de tensión mínima en la línea de tensión dibujando una línea horizontal.
- Dibujar una línea vertical desde el punto de la línea de tensión mínima hasta línea de máxima tensión permisible.
- Si el punto en el paso 3 queda fuera del rango de tensión permisible, las varillas están sobrecargadas. Si está por debajo de la línea de tensión máxima permisible, entonces las varillas están bien.

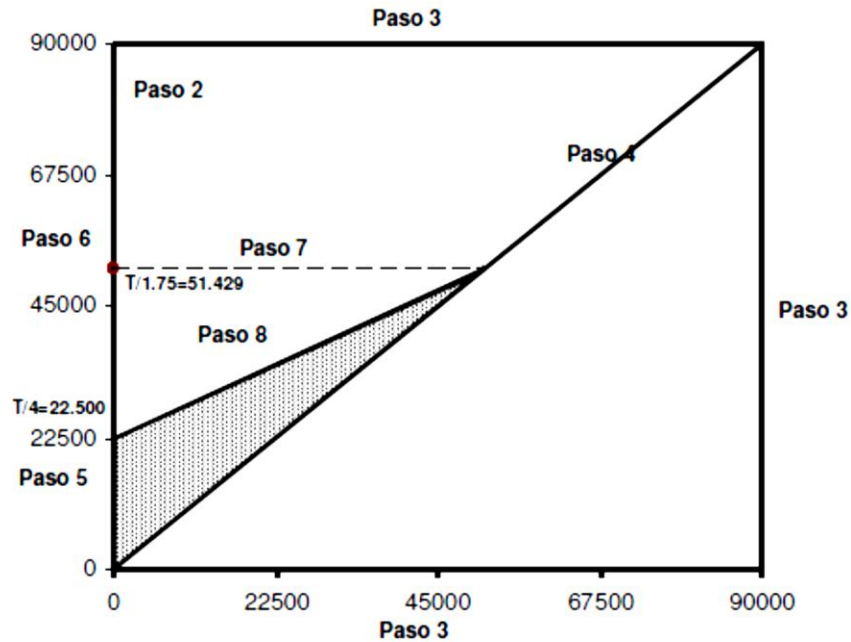


Figura 18. Diagrama modificado de GOODMAN

Factor de servicio

Al usar varillas de succión en ambientes corrosivos, se debe ajustar la tensión permitida para asegurar la carga apropiada y prevenir fallas prematuras. Esto se puede lograr con factores de servicio. Un factor de servicio es un número, típicamente entre 0.7 y 1.0 y multiplica la carga máxima permisible calculada por el diagrama modificado de Goodman. La reducción de la tensión máxima permisible, ayuda a extender la vida útil de la sarta de varillas.

Las condiciones del pozo difieren ampliamente dependiendo del fluido producido, la presencia de sulfuro de hidrogeno (H_2S), dióxido de carbono (CO_2) y el programa químico inhibidor. Así, el factor de servicio debe ser ajustado según las condiciones locales del campo. Los factores de servicio de 0.7 a 0.75 se recomiendan para condiciones severas tales como presencia de grandes cantidades de H_2S . Factores de servicio de 0.8 a 0.85 se recomiendan para corrosión por CO_2 o pequeñas cantidades de H_2S . Factores de servicio de 0.9 a 0.95 se recomiendan para corrosión media como cuando se produce salmuera.

También se debe ajustar el factor de servicio para varillas usadas, pozos desviados, golpe de fluido severo y problemas similares además de corrosión.

Ecuación de análisis de tensión API modificado de GOODMAN

El análisis de tensión en el diagrama modificado de Goodman también se puede aplicar por fórmula. La forma por ecuación es sencilla de usar; especialmente si se programa en un computador. También es más rápida y precisa porque se pueden calcular los números en lugar de leerlos en un gráfico.

La fórmula para calcular la línea de tensión máxima permisible es:

$$\mathbf{SA = (0.25T + 0.562Smin) SF} \quad \text{Ecuación 9}$$

Dónde:

SA = Tensión máxima permitida (lpc)

Smin= Tensión mínima medida o calculada (lpc)

SF = Factor de Servicio.

El rango de tensión permisible se calcula así:

$$\mathbf{DSA = SA - Smin} \quad \text{Ecuación 10}$$

Existe un número útil que muestra cuán cargadas están las varillas porcentualmente, el mismo se define así:

$$\mathbf{\% \text{ de Carga de varillas} = \frac{DSA}{Smax - Smin} * 100} \quad \text{Ecuación 11}$$

Como se ve en la ecuación 11, si el rango real de tensión (Smax - Smin) es igual al rango de tensión permisible (DSA) las varillas están 100% cargadas. Si el rango real de tensión excede al rango de tensión permisible se debe calcular una carga de más de 100%. Esto indica que las varillas están sobrecargadas.

Fallas en las varillas

La mayoría de las fallas de las varillas suceden en la caja o en el pin del conector debido a un armado incorrecto. Este problema puede ser reducido si se tiene cuidado en armar apropiadamente la rosca usando método de desplazamiento circunferencial descrito en API 11BR y Especificaciones 11C.

Estas publicaciones recomiendan que las llaves de apriete sean debidamente calibradas para producir el desplazamiento circunferencial recomendado. También recomienda que la calibración sea revisada cada 1000 pies de varilla. Muchas rupturas de varillas son causadas por manipulación tosca que resulta en daños a la superficie de las varillas. Los golpes y raspaduras superficiales actúan como elevadores de tensión o puntos de ataque corrosivos si la capa protectora exterior de la varilla resulta dañada.

Mayor tensión abre la grieta aún más, exponiendo más metal al ambiente corrosivo. Esto acelera la corrosión que pronto llevará a una falla en la varilla. Para minimizar este problema, se recomienda la inspección de las varillas en sitio para evitar el uso de varillas dañadas. Además, las varillas pueden fallar debido a la excesiva fricción con la tubería en pozos desviados con “pata de perro”. El pandeo de varillas también causa este problema. Las guías de varillas pueden reducir este problema.

También pueden usarse barras de peso para mantener derechas las varillas y evitar la compresión que hace pandear las varillas. Un diseño incorrecto de sarta también puede hacer fallar las varillas. Especialmente en sartas ahusadas, los errores de diseño pueden resultar en distribución no uniforme de la tensión, como resultado, una sección puede estar severamente sobrecargada mientras las demás están sobredimensionadas, para asegurar que las varillas están cargadas apropiadamente, se puede usar un moderno programa de diseño como el “Qrod” para diseñar las varillas con iguales cargas de tensión. El programa "Qrod"

también se puede usar para evitar la compresión de fondo en varillas de fibra de vidrio. Rupturas frecuentes en la misma sección de una sarta son un fuerte indicio de la necesidad de rediseñar. Otras causas de fallas en las varillas incluyen golpes de fluido, pandeo de tubería cuando la tubería no está anclada o un programa ineficaz de corrosión

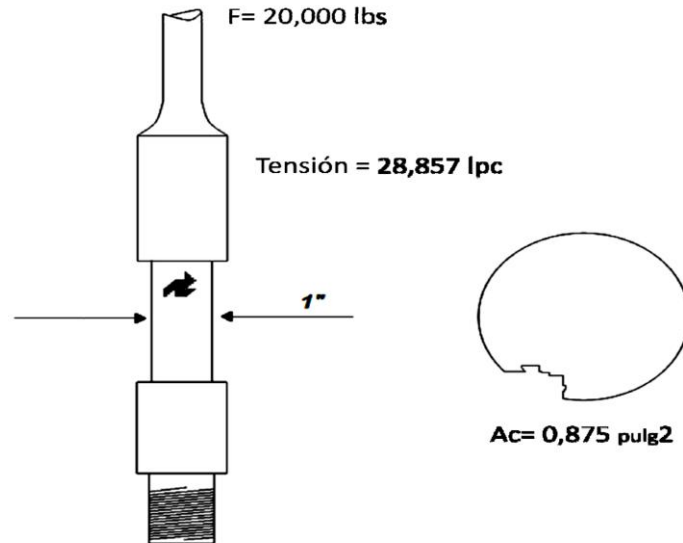


Figura 19. Aumento de tensión debido al ataque corrosivo

2.2.7 Comportamiento de Producción

Índice de productividad

El índice de productividad, es un indicador de la capacidad o habilidad para producir fluido de un pozo. Se expresa como la relación entre el caudal producido en tanque (Q) y la caída de presión del yacimiento. Cuando la presión dinámica de fondo de pozo (P_{wf}) es más grande que la presión de punto de burbuja (P_b) el flujo de fluido es similar a un flujo monofásico.

$$IP = \frac{Q}{(P_e - P_{wf})}$$

IP= Índice de Productividad

Q= Caudal

Pe= Presión Estática

Pwf= Presión de Fondo Fluyente

Si la presión de fondo fluyente es menor que el punto de burbujeo, resulta en un fluido multifásico, por lo tanto se debe usar el método del IPR (“Inflow Performance Relationship”)

$$Q_{MAX} = \frac{Q}{1.0 - 0.2 \left(\frac{P_{wf}}{P_r} \right) - 0.8 \left(\frac{P_{wf}}{P_r} \right)^2}$$

M.V.VOGEL (1968) desarrolló un estudio sobre IPR para yacimientos con empuje por gas en solución derivando ecuaciones que describían los perfiles de presión y saturación de gas desde el agujero del pozo hasta las fronteras del yacimiento. Con estas ecuaciones considero variaciones en las caídas de presión y en las propiedades roca-fluido, hasta obtener una relación adimensional para el índice de productividad.

La correlación de Vogel para obtener una curva IPR adimensional es la siguiente:

$$\frac{Q}{Q_{MAX}} = 1.0 - 0.2 \left(\frac{P_{wf}}{P_r} \right) - 0.8 \left(\frac{P_{wf}}{P_r} \right)^2$$

Qo= Tasa de petróleo, crudo correspondiente a la Pwf, en BPD

Qomax= Tasa máxima de producción de petróleo cuando la Pwf es igual a cero, en BPD.

Pwf= Presión de fondo fluyente, en Psia

Pr= Presión promedio del yacimiento, en Psia.

2.2.8 Definición de Variables en Producción

Calculo de presiones de fondo

Es la presión existente frente a las perforaciones en el fondo del hoyo, producto de peso de la columna de fluido existente en el pozo, aun cuando la presión de la tubería en el cabezal del mismo.

$$P_{wf} = P_{cp} + G_f * P$$

Dónde:

P_{wf} = Presión de Fondo Fluyente, lppc

G_f = Gradiente de Fluido lppc/ft

P_{cp} = Presión en el Cabezal del Pozo en “Casing”, lppc.

P = Profundidad del Pozo hasta el Tope de las Perforaciones, ft.

Generalmente P_e e I_P , se pueden asumir constantes en los yacimientos en un tiempo determinado, lo cual, significa que Q varia en proporción directa con P_{wf} , es decir, al aumentar P_{wf} disminuye Q .

Condiciones Estáticas

Cuando un pozo se cierra por un periodo de tiempo suficiente, la bomba deja de trabajar y se cierra la válvula del anular del “Casing”, el pozo alcanza una condición estabilizada. El gas producido por el yacimiento es acumulado en la sección superior del anular del “Casing” y el líquido se mantiene depositado en la parte inferior del pozo. Tales condiciones del pozo permiten determinar la presión de fondo estática y dicho valor representa la presión promedio de la formación en condiciones estáticas. Esta puede ser determinada a partir del balance de las presiones hidrostáticas de la columna de líquido y gas, cuya expresión estaría definida por:

$$SBHP = P_c + P_g + P_l$$

Dónde:

SBHP = Presión de fondo estática ("Static Bottomhole Pressure"), psi.

P_c = Presión de "Casing" medida en superficie, psi.

P_g = Presión hidrostática de la columna de gas en el anular, psi.

P_l = Presión hidrostática de la columna del líquido en el anular, psi.

De tal manera, la presión de "Casing" (P_c) es medida en superficie con precisión utilizando un manómetro. La presión hidrostática de la columna de gas (P_g), puede ser determinada solo si la profundidad del nivel de líquido estático en el pozo es conocido, usualmente esto es posible utilizando mediciones acústicas. Para un a mejor evaluación de la presión hidrostática de la columna de gas es necesario el conocimiento de la composición del gas y la distribución de la temperatura en el anular. La mayor porción de la presión de fondo está dada por la columna hidrostática de líquido en el anular (P_l), debido a que la diferencia de densidades entre los líquidos distribuidos en el anular le otorga el mayor porcentaje. La determinación de este gradiente no es problema si solo se produce petróleo, pero para cortes de agua y petróleo se necesitan consideraciones especiales.

2.2.9 Técnicas y Métodos Para la Determinación y Análisis de las Condiciones de Bombeo

A continuación se describen las técnicas utilizadas para el análisis e interpretación del comportamiento de producción del pozo, que producen bajo bombeo mecánico.

En particular se refiere a las pruebas de superficie: pruebas de pozos, registros acústicos, registro de presión y cartas dina gráficas que son tomadas en la presente tesis de grado, explicando la obtención, interpretación e importancia de los resultados para la determinación de las condiciones de bombeo.

EQUIPO DINAMÓMETRO

El dinamómetro tal como lo expresa su nombre, es un equipo medidor de fuerzas (o del peso de determinado elemento) y se lo utiliza en el sistema de bombeo mecánico para registrar la carga aplicada en el vástago de bombeo y a la columna de barras a lo largo del recorrido de la misma. La carga instantánea aplicada al vástago será registrada en una carta o gráfico en forma continua en diferentes posiciones a lo largo de todo el desarrollo del ciclo de bombeo, dibujando una curva dinamométrica de la carga en función del recorrido. Las lecturas mencionadas, tomadas todas en superficie, permiten deducir el comportamiento físico de todos los restantes elementos que integran el sistema.

Gracias al continuo avance de la computación es posible contar hoy con una herramienta de fundamental importancia en la evaluación del sistema de bombeo mecánico alternativo. Por muchos años, analizar cualitativamente el funcionamiento de la bomba de profundidad por una interpretación visual de un diagrama de fuerzas y desplazamientos, obtenido en superficie, fue una tarea difícil aún para los expertos.

Con el nuevo método se pueden valorizar y verificar esfuerzos en cualquier punto de la sarta de varillas, torques en la caja reductora, contrapeso óptimo, potencia requerida, desplazamiento de fluido en la bomba, etc. El manejo de esta información se basa en un modelo compuesto por un transmisor (bomba de profundidad), una línea de transmisión (varillas de bombeo) y un receptor (el dinamómetro).

En su rol, las varillas transmiten continuamente información desde la bomba de profundidad a la superficie, pero esta información recibida en el vástago está codificada y es necesario decodificarla.

El registro de fuerzas y desplazamientos vs. tiempo se obtiene actualmente por medio de un sensor de cargas instalado entre la grampa y la cruceta, y un registro de carrera que se desplaza solidario a la cruceta. La información de los sensores es recibida por una computadora que realiza el dinamómetro de superficie y lo archiva en un disquete.

Posteriormente con esta información y todos los datos de entrada necesarios se obtiene, mediante el programa del prestador del servicio, un completo análisis del comportamiento del sistema de bombeo. Es posible obtener un análisis cuantitativo en cualquier profundidad de la sarta de barras de bombeo, teniendo en cuenta las cargas estáticas y dinámicas. Las varillas transmiten información en forma permanente desde la bomba de profundidad a la superficie, de modo que interpretando esta información, se conoce qué sucede en el fondo del pozo con la bomba. La interpretación es un problema de tipo matemático, y consiste en un modelo matemático que resuelve la ECUACIÓN DE LA ONDA ELÁSTICA, tal es el comportamiento de la sarta de barras de bombeo durante el movimiento alternativo. Los instrumentos interpretan la información en base a las señales recibida en el vástago (fuerza vs tiempo y desplazamiento vs tiempo), calculan valores de los esfuerzos en cualquier punto de la columna de barras y obtienen gráficos representativos del funcionamiento de la bomba de profundidad en el fondo del pozo, además de los gráficos tradicionales de superficie.

Prueba de restauración de Presión

Los datos de presión en el Revestidor se miden por espacio de 15 minutos y después de este tiempo, la adquisición de los datos termina automáticamente. Generalmente dos (02) minutos son suficientes para medir una tasa correcta de restauración en el revestimiento.

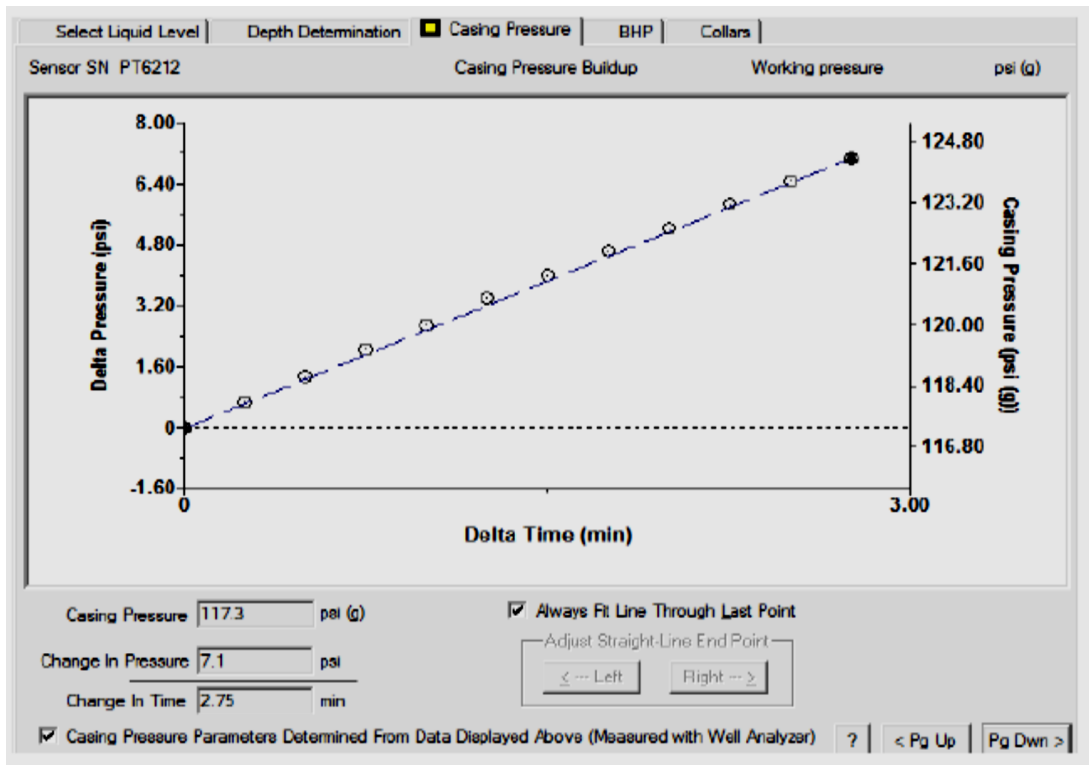


Figura 20. Prueba de restauración de Presión

Conteo automático de cuellos

Esta opción permite identificar la totalidad de la señal acústica después de que ha sido procesada para ver en detalle los ecos de las uniones. El programa muestra la señal procesada y cuenta las uniones hasta el nivel de líquido. Marcas verticales se trazan en cada eco de las uniones al mismo tiempo que se cuentan. La grafica de uniones mostrada en la figura se obtiene filtrando los datos acústicos usando la frecuencia correcta para las uniones que previamente se calculó y que se muestra en la parte inferior izquierda de la sección de determinación de profundidad. La cuenta de uniones continúa hasta que la relación señal-ruido disminuye por debajo del límite permitido. La frecuencia del último segmento de uniones se usa para extrapolar la profanidad a partir del tiempo de la reflexión del nivel de líquido indicada por la línea vertical punteada. La última marca muestra el comienzo de la sección extrapolada.

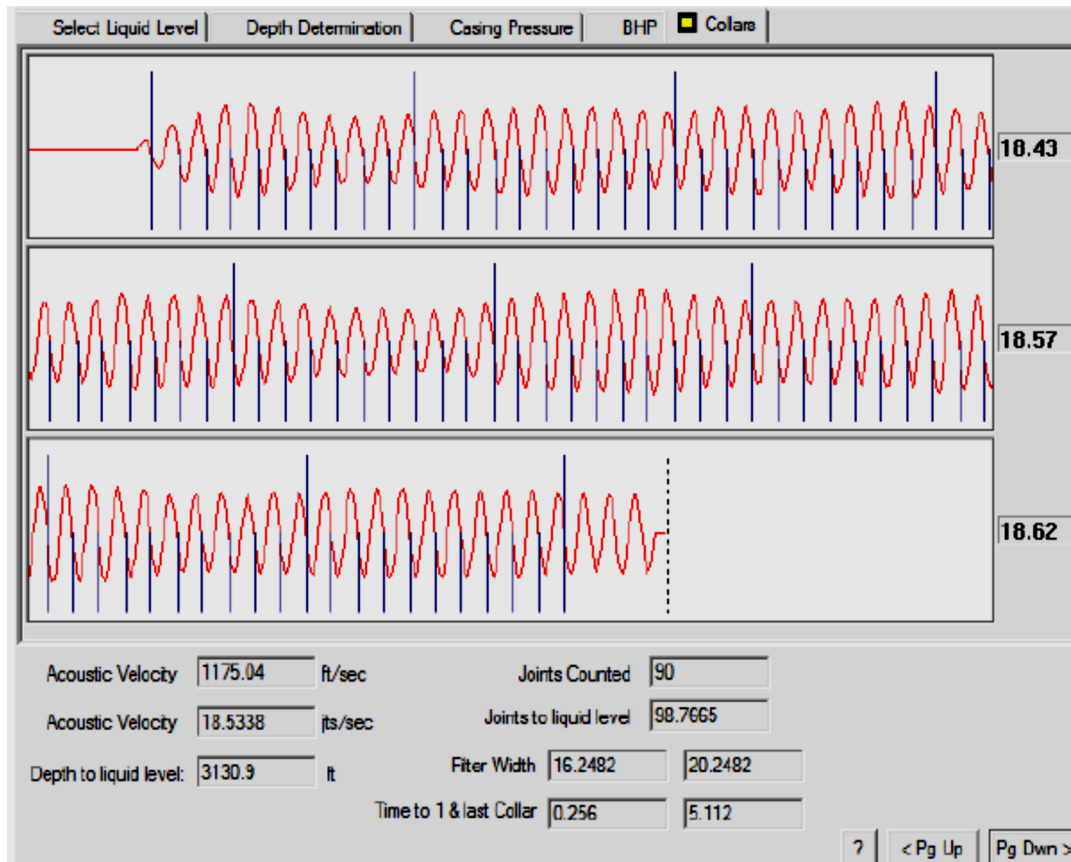


Figura 21. Prueba de restauración de Presión

Debe tratarse de obtener los mejores datos de uniones posibles para asegurar buena precisión en el nivel de fluido y en el cálculo de la presión de fondo de pozo. En lo posible la cuenta de uniones debe cubrir un 80-90% del total de juntas del pozo. Un bajo porcentaje de uniones contadas indica que el nivel de señal es muy bajo y cercano a la señal de ruido o que una frecuencia incorrecta de uniones se usó para filtrar la señal. En ese caso se debe repetir el disparo con una presión más alta en la cámara para mejorar la relación señal-ruido.

Presión de fondo de pozo (BHP), “Echometer”.

Esta sección calcula la presión de fondo de pozo basándose en los datos acústicos medidos y presión del revestimiento (“Casing”) además de los datos del

pozo y fluido en el archivo del pozo. El objetivo es proveer un análisis completo de las condiciones del pozo al tiempo de la medida.

Figura 22. Cálculo de presiones a partir de un gradiente conocido.

Los siguientes parámetros se muestran en el diagrama de presión de fondo del pozo (BHP) y se describen a continuación:

1. Presión del Revestidor: Es la presión de Revestidor en la superficie (cabezal), medida automáticamente con el TWM (Software de Echometer) o introducida manualmente en la aplicación por el usuario.

2. Restauración de Presión (Buildup): Es la tasa de cambio en la presión de cabezal del Revestidor en función del tiempo cuando la válvula del cabezal está cerrada. Se expresa en lpc por minutos. Se calcula a partir de la pendiente de la línea de presión vs. Tiempo o se introduce manualmente.

3. **Flujo de gas en el anular:** Es la tasa de gas que fluye a través del líquido del anular y sale a través de la válvula del cabezal, MPcn/d. Se calcula a partir del mini “Build Up” y el volumen del anular por lo que debe introducirse el diámetro interno del Revestidor y el externo de la tubería.

4. **Porcentaje Líquido:** Es el porcentaje de líquido calculado que está presente en la columna líquido gaseosa del anular. Se calcula a partir del flujo de gas en el anular usando una correlación basada en datos de campo.

5. **Presión de la interface Gas/líquido:** Es la presión calculada a la profundidad de la interface gas/líquido. Se calcula a partir de la presión en el cabezal del Revestidor y se le adiciona el peso de la columna de gas.

6. **Nivel de Líquido:** Es la profundidad en pies, a la interface gas/líquido tal como se determina por el registro “Echometer”. Corresponde a la profundidad calculada y mostrada en la sección Determinación de la profundidad.

7. **Profundidad de la Formación:** Es la profundidad de referencia, en pies, tal como se entró en la pantalla de datos del pozo. A esta profundidad el software calcula la presión.

8. **Presión de entrada a la bomba:** Es la presión calculada a la profundidad de entrada de la bomba (niple de asentamiento de la bomba).

9. **Presión Dinámica de Fondo de Pozo:** Es la presión dinámica de fondo de pozo calculada a la profundidad de referencia.

10. **Presión de Yacimiento:** Es la presión estática de fondo de pozo tal como se entró en el archivo de datos del pozo.

Adquisición de datos dinamométricos

Carta Dinagráfica

La carta dinagráfica es una herramienta de análisis que permite detectar fallas en sistemas de bombeo mecánico mediante el análisis de sus gráficos de tensiones. El análisis de estos gráficos facilita el aumentar la eficiencia del sistema corregir y reducir los problemas encontrados logrando mejorar la eficiencia productiva. Es un gráfico de carga vs posición, que se obtiene desde la barra pulida a través de un sistema dinamométrico, el cual puede ser analizado a través de un “software” de diagnóstico y diseño especializado como lo es el caso de total “Well Management” desarrollado por una empresa denominada “ECHOMETER C.O.”

Prueba de válvula viajera.

Esta prueba consiste en medir las cargas ejercidas sobre la válvula viajera, que se encuentra en el pistón de la bomba para así determinar su eficiencia de sello y empuje de fluidos.

Carta dinagráfica de superficie

La carta dinagráfica de superficie consiste en la descripción grafica de carga sobre la barra pulida (lbs) vs posición (pulgadas). Esta carta permite observar el comportamiento de la sarta de varillas tanto en la carrera ascendente como descendente (elongación y contracción), determina las cargas pico en la barra pulida (PPRL) y las cargas mínimas en esta (MPRL), así como las cargas en la válvula viajera y válvula fija, estructurales y torque en la caja de engranaje y motor.

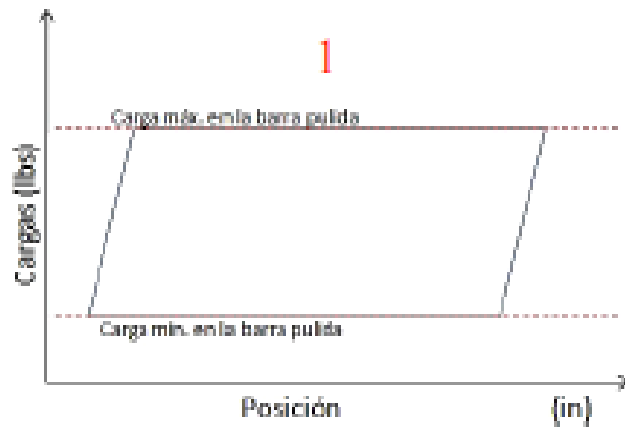
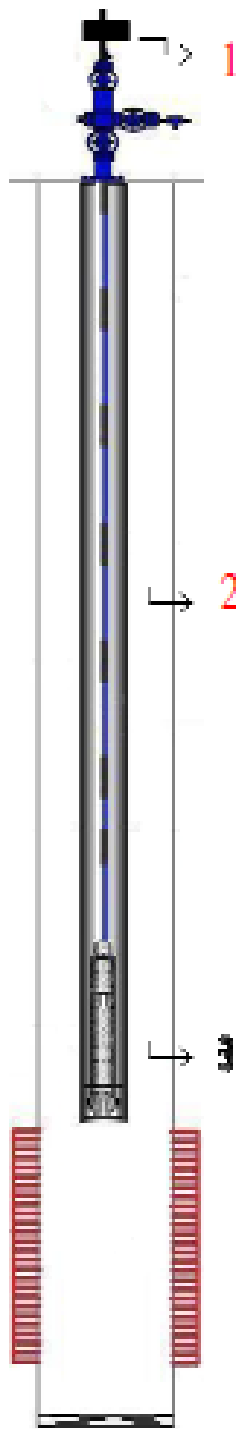


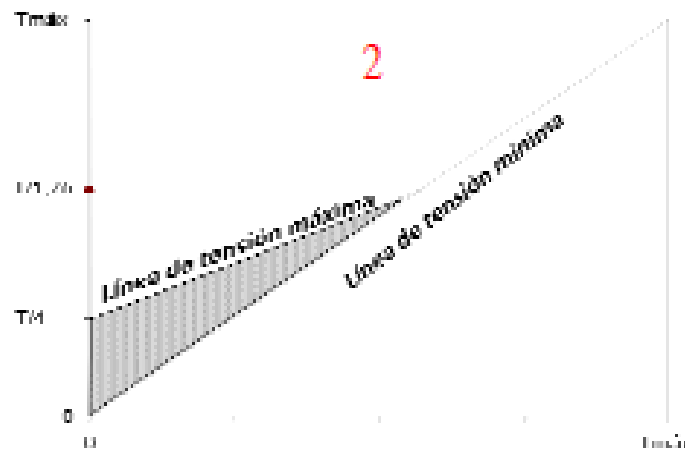
Figura 64. Carta dinográfica de superficie a baja velocidad de bombeo.

Fuente: Ing. Dimas Reyes.

Donde:

$$CMBP = W_s + W_f + F_f + C_d$$

$$CmBP = W_s + F_f$$



El diagrama API de Goodman es un paso importante para la construcción de la carta dinográfica de superficie, que permite calcular la tensión máxima y mínima sobre la sarta de varillas para posteriormente a través de la ecuación de onda (Ley de Hooke), determinar la elongación de las cabillas y si existe sobre dimensionamiento en ellas.

✓ Carta dinagráfica de fondo

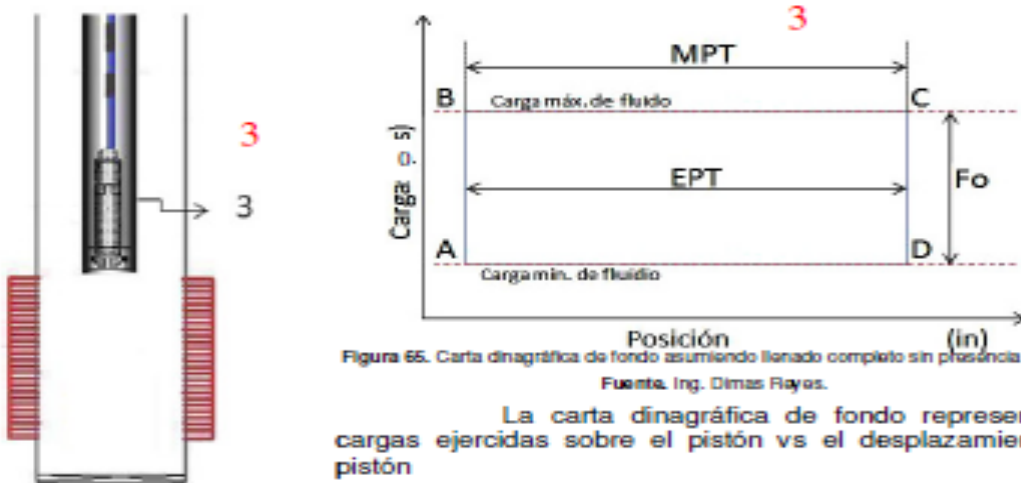


Figura 65. Carta dinagráfica de fondo asumiendo llenado completo sin presencia de gas.
Fuente: Ing. Dimas Reyes.

La carta dinagráfica de fondo representa las cargas ejercidas sobre el pistón vs el desplazamiento del pistón

- MPT** = Recorrido máximo del pistón
- EPT** = Recorrido efectivo del pistón
- Fo** = Carga sobre el pistón

- Donde:
- CMF = Fo
 - CmF ≤ 0
 - CMF = Carga máxima de fluido
 - CmF = Carga mínima de fluido

La carta dinagráfica de fondo ofrece una directa detección de mal funcionamiento de la bomba, permite calcular el desplazamiento efectivo del pistón pudiendo así al calcular una tasa de líquido inferida para luego compararla con la producción real y realizar un análisis de potencial de producción. Para poder cortar la curva de comportamiento de afluencia y determinar cuál es la tasa de líquido calculada es necesario conocer la PWF o presión de fondo fluente por lo tanto:

$$P_{ip} = Thp + Profb \cdot GF - Fo / (AP) \quad / \quad P_{ip} = PWF$$

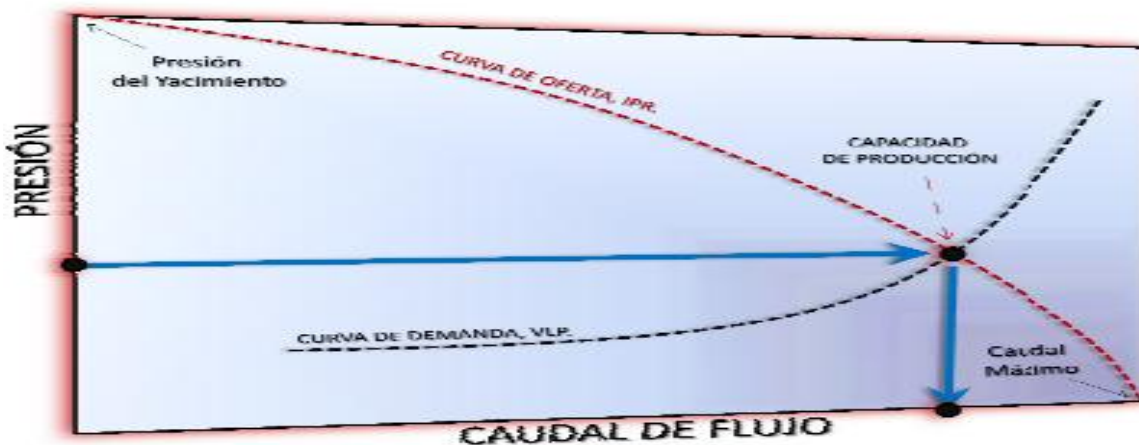


Figura 23. Curva del comportamiento de afluencia

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

En este capítulo está enmarcada la metodología que siguió la investigación, y al mismo tiempo indica el tipo de proyecto seleccionado, el método utilizado en la misma, así como la población, muestra técnica de recolección de datos y la operacionalización de la variable. Todos estos aspectos relevantes con el fin de evaluar el comportamiento de producción en pozos con unidad de bombeo mecánico hidráulico.

3.1 Tipo de Investigación

Carlos A. Sabino (1996), una investigación explicativa es aquel trabajo donde nuestra preocupación se centra en determinar los orígenes o las causas de un determinado conjunto de fenómenos, donde el objetivo es conocer por que suceden ciertos hechos, a través de la delimitación de las relaciones causales existentes o al menos, en las condiciones en que ellos se producen, profundiza nuestro conocimiento de la realidad, porque nos explica la razón y el porqué de las cosas. (Pag.39).

De acuerdo a Nilda Chávez (2001), toda investigación descriptiva es aquella que se orienta a recolectar información relacionada con el estado real de la persona, objetivo, situaciones o fenómeno, tal como se presentaron en el momento de su recolección, así mismo define el estudio documental los cuales son aquellos que se realizan sobre la base de documento o revisión bibliográfica. En esta categoría se incluyen, entre otros, los diseños de modelos o propuesta. (Pag.133).

Tamayo y Tamayo (2004), la investigación descriptiva trabaja sobre las realidades, de hechos, su característica fundamental es la de presentarnos una interpretación correcta. Esta comprende la descripción del registro y análisis e interpretación de la naturaleza actual de la composición o procesos de los fenómenos estudiados. (Pag.46).

Jacqueline H. (2008), investigación evaluativa, evalúa los resultados de uno o más programas, que han sido, o están siendo aplicados dentro de un contexto determinado.

Los conceptos planteados por los diferentes autores permiten determinar que esta investigación es descriptiva porque busca establecer de forma clara y precisa la evaluación del comportamiento de producción en pozos con bombeo mecánico "Hydralift", con el fin de obtener resultados confiables que permitan generar recomendaciones efectivas, se considera explicativa ya que permite determinar las causas del problema planteado en la investigación. También se considera evaluativa debido a que permite obtener resultados más específicos y se orienta a la solución del problema en concreto.

3.2 Diseño de la Investigación

Según Hurtado J. (2008), El "dónde" del diseño alude a las fuentes: si son vivas la información se recoge en su ambiente natural, el diseño se denomina de campo.

Según Tamayo (2004), la investigación de campo surge cuando los datos se obtienen de la realidad estudiada, permitiendo observar las verdaderas condiciones en que se han obtenido los datos, facilitando su revisión o modificación en caso de surgir dudas. La modalidad de la investigación es la estrategia general que adopta el investigador para responder al problema planteado, puede ser de diseño documental o experimental. (Pag.52).

Según Fideas G. Arias (2004), la investigación de campo consiste en la relación de datos directamente de los sujetos investigados o de la realidad donde ocurren los hechos (datos primarios), sin manipular o controlar variable alguna, es decir el investigador obtiene la información pero no altera las condiciones existentes. (Pag.28).

Según Carlos Sabino (1996), los diseños de campo son los que se refieren a los métodos a emplear cuando los datos de interés se recogen en forma directa de la realidad, mediante el trabajo concreto del investigador y sus equipos.

Para el diseño de esta investigación se considera de campo debido a que los datos a ser evaluados son obtenidos directamente del campo de aplicación (pozos activos).

Población

Según Tamayo y Tamayo (2004), la población de una investigación es la totalidad del fenómeno estudiado donde las unidades de tal población poseen al menos una característica en común la cual se estudiará y dará origen a los datos de la presente investigación. (Pag.78).

La población que se tomó para la evaluación del comportamiento de producción de pozos con unidad de bombeo mecánico “Hydralift”, está constituida por los pozos ubicados en el Lote X en la provincia de Talara, departamento de Piura en Perú pertenecientes a PERUPETRO y operados por la transnacional PETROBRAS.

Muestra

Para Sierra Bravo (2004), la muestra se puede definir como una parte de un conjunto o población debidamente elegidos que se somete a observación científica en representación de conjunto con el propósito de obtener resultados válidos para el universo total investigado. (Pag.74).

En este sentido la muestra está representada por tres (03) pozos, de los cuales se ha seleccionado el SV 1000, para la exposición, el cual conforma parte del Lote X.

3.3 Procedimiento de la Investigación

El procedimiento establecido para dar sentido y orientación a la estrategia específica de la investigación, se explica de la siguiente manera:

- Se describieron los datos de entrada para el diagrama mecánico del sistema de levantamiento.
- Se evaluó el diseño de la sarta de varillas y cargas calculadas.

- Se calcularon las cartas dinagráficas de fondo y superficie con los siguientes objetivos:

Analizar las cargas y desplazamiento en la barra pulida para determinar el desempeño de la Unidad de bombeo “Hydralift”, analizar la tensión en la sarta de varillas, analizar las cargas y desplazamiento del pistón para evaluar desempeño de la bomba y finalmente para describir la operación de las válvulas de entrada y descarga.

- Se analizó el nivel de fluido a través de la prueba acústica.
- Se estimó el potencial de producción.
- Se determinó el comportamiento productivo del pozo.

Con la aplicación del esquema descrito se tiene como objetivo principal el analizar el desempeño del equipo de bombeo, para obtener la mayor eficiencia total y la producción optima de fluidos.

En base a los resultados que se obtuvieron, se presentan las conclusiones y recomendaciones correspondientes para optimizar la producción en los pozos seleccionados.

3.4 Técnica de Recolección de Datos

Según Sabino Carlos (1996; p.143) “los medios de recolección de datos son cualquier recurso de que se puede valer el investigador para acercarse a los fenómenos y extraer de ellos la información”

Según Tamayo y Tamayo (2000; p. 121) “la recolección de datos depende en gran parte del tipo de investigación y del problema planteado para la misma”.

Para la recolección de datos de la presente investigación estará dada a través de fuentes primarias y revisión bibliográfica.

Entrevistas no estructuradas, adquisición de datos en campo por parte del personal de ingeniería, revisión de informes técnicos.

Según Sabino. C (1992; p.153) afirma que “cualquier método que se utilice desde el punto de vista de interacción social, tiene como objetivo primordial la indagación para la recolección de la información”.

Se realizaron entrevistas, mesas de trabajo y asesorías con los tutores académico e industrial, con el fin de correlacionar los criterios emitidos por cada uno de ellos y así determinar la evaluación del comportamiento de producción en pozos con unidad de bombeo mecánico “Hydralift”.

Fuentes primarias

Según Carlos A, Sabino (1996), los datos primarios son aquellos que se obtienen directamente a partir de la realidad misma, sin sufrir ningún proceso de elaboración previa, en otras palabras son los que el investigador o sus auxiliares recogen por sí mismos en contacto con la realidad. (Pag.113).

Según Fideas Arias (2004), un instrumento de recolección de datos es un dispositivo o formato (en papel o digital), que se utilizan para obtener, registrar o almacenar información.

La recolección de datos se obtuvo mediante pruebas con el software TWM (Total Well Manager) que se realizaron en los pozos por personal técnico calificado perteneciente a la empresa COSEREGO, en la provincia de Talara Piura, garantizando la fidelidad de los datos por su extensa experiencia en campo, lo cual permitió realizar la evaluación del comportamiento de producción de los pozos seleccionados en la base principal de PETROBRAS por parte del investigador.

3.5 Revisión Documental o Bibliográfica

Para Fideas Arias (2004), “la investigación documental es un proceso basado en búsqueda, recuperación, análisis, críticas e interpretación de datos secundarios, es decir los obtenidos y registrados por otros investigadores en fuentes

documentales: impresas, audiovisuales o electrónicas. Como en toda investigación el propósito es el aporte de nuevos conocimientos. (Pag.25).

Para Nilda Chávez (2001), es el marco teórico de una investigación, constituye la sustentación y construcción teórica de un estudio. Es el análisis crítico de alguna de las distintas corrientes, tendencias o enfoques, que se han enunciado y de la revisión de la literatura sobre la base de resultados de otras investigaciones, en la cual se refleja las posiciones coincidentes y contradictorias, relacionadas con la o las variables de un estudio; definiciones de términos básicos, formulación de hipótesis y el sistema de variables (en el caso en que las contenga). (Pag.101).

En forma recurrente se extrajo información vital relacionada con las variables de estudio por medio de documentación escrita; libros, tesis, y trabajos de ascenso, manuales, libros especializados y aplicaciones funcionales como:

La hoja de cálculo **Excel** de Microsoft: programa utilizado para realizar cálculos reiterativos variando los parámetros de cálculo.

TWM (Total Well Manager): programa utilizado para la obtención y manejo de datos de producción, nivel y porcentaje de fluidos presentes en el pozo y otra cantidad de datos relacionados directamente con las variables en estudio.

"QRod": simulador usado para evaluar diseños de bombeo mecánico.

Ficha de Pozo: programa de datos estadísticos perteneciente PETROBRAS E. P.

3.6 Metodología de la Investigación

La siguiente metodología en función a los objetivos planteados permitió la ejecución y desarrollo de la investigación:

- **Selección de pozos candidatos**

Se inició con la revisión bibliográfica referente a los fundamentos teóricos de diseño, diagnóstico y optimización TWM ("Total Well Manager") y "QRoad", así mismo como los procedimientos teóricos y operacionales del mismo.

Se consultó en la empresa PETROBRAS de Perú, con los ingenieros de producción y optimización quienes son los encargados de realizar los trabajos de mejoramiento, para obtener una visión general del campo.

Se inició con la selección de los pozos candidatos como muestra representativa pertenecientes a una población determinada, que permitiera dar validez a los resultados de los objetivos planteados.

- **Análisis acústico**

El análisis comprende a partir de una onda acústica la detección del nivel de fluido y el porcentaje en que estos se encuentran para luego ser calculada por medio de una prueba "build up" la presión estática del pozo, presión de entrada de la bomba y presión de fondo fluyente (P_{wf}). Con estos datos obtenidos más la gravedad específica del gas partiendo de un gradiente conocido obtuvimos la velocidad acústica de la onda y determinamos el comportamiento de afluencia mediante la ecuación de Vogel.

- **Análisis dinamométrico**

Se calculó la carta dinagráfica de fondo partiendo de la medida en superficie, se analizaron las cargas respectivas para cada una de ellas, se determinaron las cargas en la sarta de varillas las cuales mediante el método de Goodman modificado permitió establecer las cargas máximas y mínimas que pueden soportar las varillas según su tipo y se realizó un análisis al grafico barra pulida Vs pistón en la bomba para diagnosticar su funcionamiento.

- **Evaluación de diseño del sistema de levantamiento**

Se realizó la evaluación utilizando un simulador denominado "QRod" para simular las condiciones de trabajo del sistema de levantamiento lo cual permite establecer criterios para el análisis de los resultados.

CAPITULO IV

DISEÑO E IMPLEMENTACION DEL PROYECTO

Se describe a continuación la manera en la cual se ha ido implementando el equipo así como también los cálculos para el diseño y funcionamiento del sistema.

4.1 Descripción General del Equipo “Hydraulift”

El equipo consta de Dos (02) componentes principales como se ve en la figura: Una unidad de potencia hidráulica (UPH) y un pistón de bombeo hidráulico (PBH); que reemplazan la función del equipamiento de superficie del Bombeo Mecánico convencional.

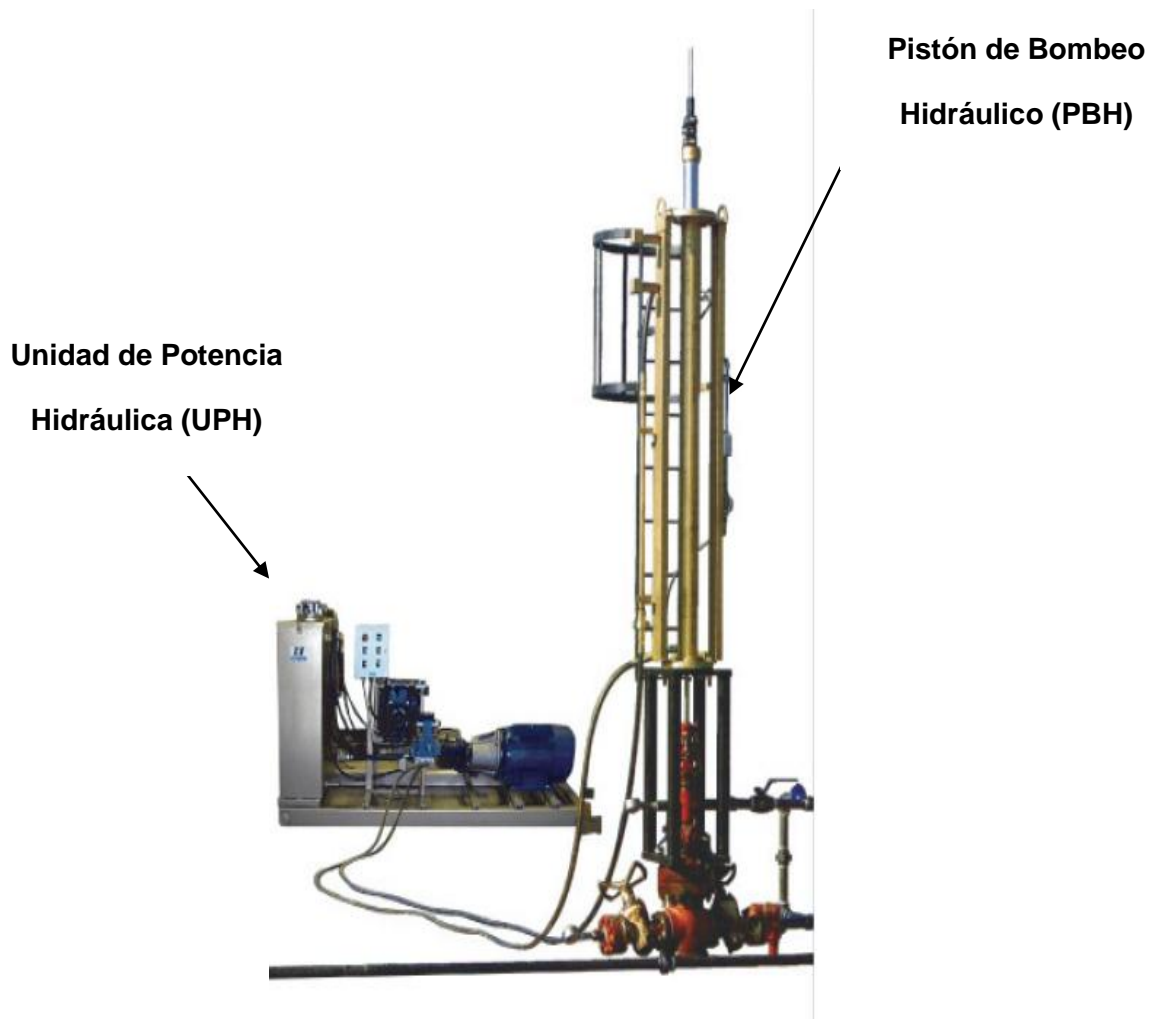


Figura 1. Equipo general “Hydraulift” (sistema hidráulico)

La unidad de potencia hidráulica va montada sobre un patín metálico y está conformada de un motor eléctrico y de un sistema hidráulico, éste suministra la energía hidráulica para accionar el pistón de bombeo hidráulico que va montado sobre el cabezal del pozo, a su vez, transmite el movimiento unidireccional vertical a la sarta de subsuelo del pozo compuesta de varillas y bomba. Los equipos del sistema mecánico hidráulico en definición son de 02 tipos:

- Equipo “Copperhead” modelo CH-10-64 y
- Equipo “Golden” modelo GR-20-120

4.2 Equipo Copperhead Modelo CH-10-64

Equipo diseñado para la extracción de hidrocarburos en pozos someros a medianos, de tipo vertical o desviado con una capacidad máxima de levantamiento de carga de 14,300 libras, de carrera variable de 0 a 64” y de velocidad variable de 1 a 8 spm. La unidad de potencia hidráulica posee un motor de 30HP, de 460 voltios y 60 Hz de frecuencia y el pistón de bombeo hidráulico es montado sobre un pedestal que a su vez es montado sobre el cabezal del pozo.

Cuadro # 01. Especificaciones Técnicas

| ESPECIFICACIONES TECNICAS | | |
|---------------------------------|------------|------------|
| Modelo | CH-10 | GR20 |
| Longitud de Carrera Variable | 0-64" | 0-120" |
| Peso de la Unidad | 600 lb | 1,050 lb |
| Altura Vertical de la Unidad | 7' | 11'9" |
| Carga Típica | 14,000 lb | 20,000 lb |
| Máx. Carga | 18,000 lbs | 30,000 lbs |
| Fuente de Potencia del Motor | Eléctrica | Eléctrica |
| Máx. "Strokes" por Minuto (SPM) | 5 | 5.5 |

4.3 Componentes Principales

El equipo ICI artificial Lift consta de una unidad de potencia hidráulica (UPH) y de un pistón de bombeo hidráulico (PBH) montado sobre el cabezal del pozo. A continuación se muestran las partes del modelo CH-10-64 y GR-20-120.

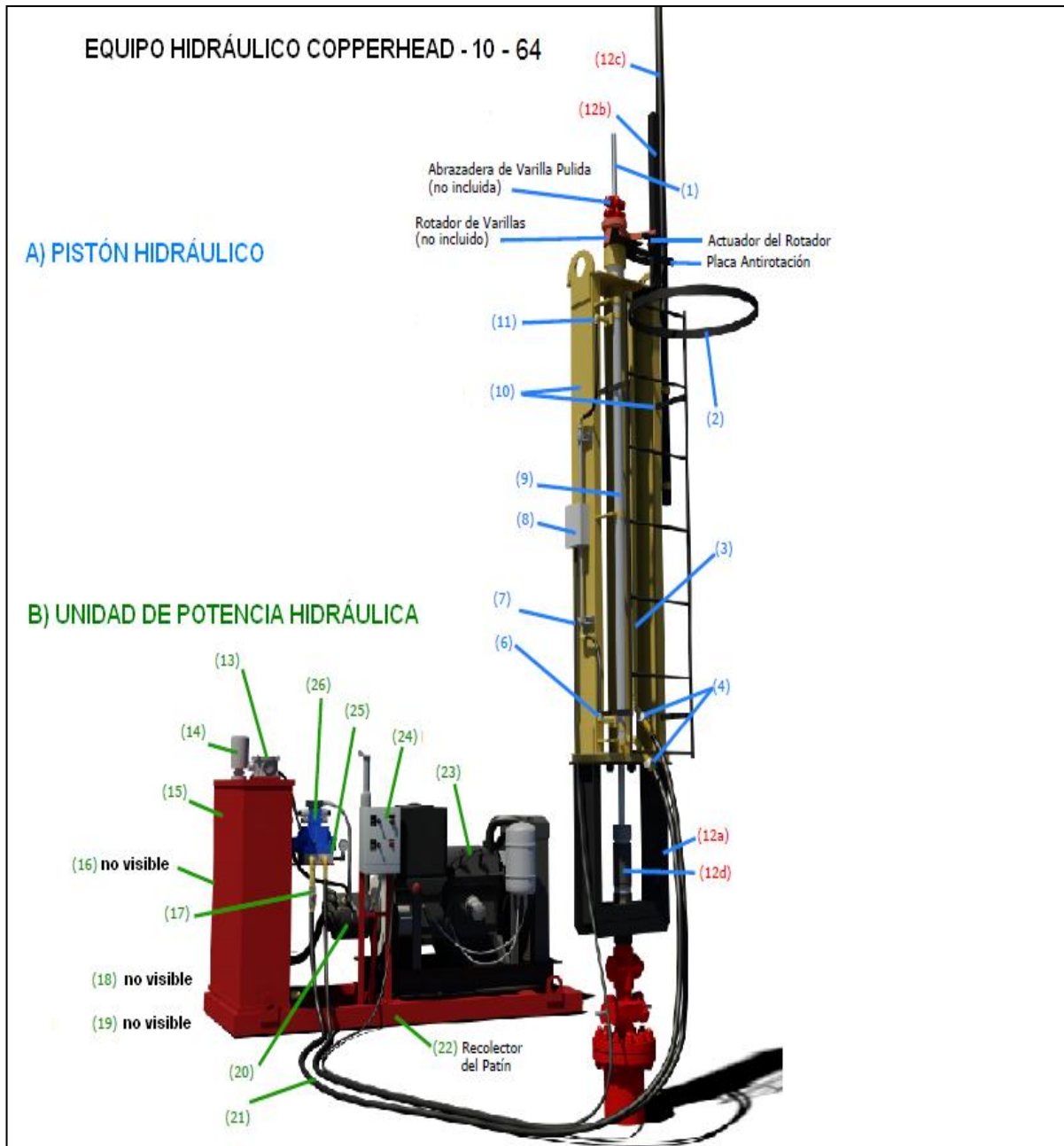


Figura 2. Equipo Modelo CH10-64

Cuadro # 02. Componentes del equipo CH-10-84

| Posición | Descripción | Características |
|---|------------------------------------|--|
| Componentes Comunes del Pistón de Bombeo (Todos los equipos) | | |
| 1 | Varilla Pulida de Conexión | Conecta la varilla pulida del fondo al extremo superior del cilindro hidráulico con un cople para varilla estándar. |
| 2 | Escalera | Permite subir el pistón de manera segura |
| 3 | Cilindro | Un cilindro hidráulico patentado que brinda la acción recíprocante para que la bomba de fondo funcione |
| 4 | Coples rápidos | Son un medio rápido de conectar/desconectar las líneas hidráulicas ubicadas entre el pistón y la unidad de potencia hidráulica |
| 5 | Soporte de Pedestal | Se emplea como medio de empujar el pistón directamente al cabezal del pozo |
| 6 | Interruptor de Proximidad Inferior | Lee la ubicación de la plomada viajera para indicarle al pistón cuando cambiar de carrera descendente a carrera ascendente. |
| 7 | Cable Eléctrico | Un cable separable de 13 metros que conecta al panel de control situado en la Unidad de Potencia Hidráulica con los interruptores de proximidad del Pistón. |
| 8 | Ensamble del Mástil | Un medio aprobado por CSA Clase 1, Div 2 donde residen las conexiones eléctricas del Pistón. |
| 9 | Ensamble de plomada | Contiene una plomada que viaja con el cilindro que activa los interruptores de proximidad |
| 10 | Rieles laterales | Se usan en ambos lados del pistón para albergar los componentes del pistón |
| 11 | Interruptor de Proximidad superior | Lee la ubicación de la plomada viajera para indicarle al Pistón cuando cambiar de carrera ascendente a carrera descendente. |
| Componentes críticos del Pistón de Bombeo Hidráulico | | |
| 12 ^a | Pedestal | Un singular soporte utilizado mayormente con el equipo Copperhead para permitir montar el pistón a la parte superior de la "T" de flujo |
| 12b | Soporte del rotador | Un componente opcional utilizado para montar un rotador de varillas común |
| 12c | Barra de seguridad (anti rotación) | Usada con la Serie "Copperhead" y "Golden Rod" 20 para asegurar que el cilindro no gire con las varillas |
| 12d | Ensamble de herramienta "Y" | Un componente opcional utilizado en aplicaciones de crudo pesado que brinda la tubería flexible superficial acceso a la sarta de producción, sin remover ningún equipo |
| 12e | Prensaestopas | Un prensaestopas opcional de uso rudo |

4.4 Configuración y Operación General de los Equipos

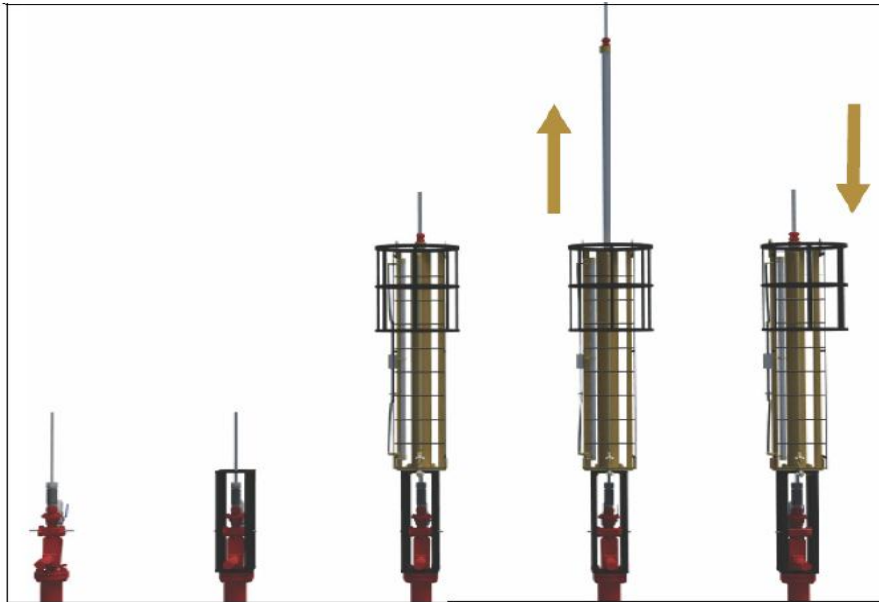


Figura 3. Configuración general

- a) La bomba de subsuelo y las varillas se bajan al pozo y se sujetan con abrazaderas (grampa para vástago pulido) sobre el prensaestopas.
- b) Se instala el pedestal directamente en el cabezal del pozo sobre la Te de flujo o sobre la brida del cabezal.
- c) El pistón se emperna sobre el pedestal.
- d) El extremo superior de la barra pulida se conecta al extremo inferior de la varilla de conexión mediante una conexión hembra para varilla.
- e) El extremo superior de la varilla de conexión se conecta al extremo superior del pistón con una abrazadera.
- f) El motor eléctrico energiza la bomba hidráulica transmitiendo fuerza hidráulica a la válvula hidráulica y al resto del sistema.
- g) A medida que el fluido se bombea hacia la entrada inferior del Pistón, el Pistón interno es empujado en dirección ascendente.
- h) A medida que el pistón se desplaza hacia arriba, levanta la sarta de varillas conectada a la plomada hasta que la plomada haga contacto con el interruptor de proximidad superior.

- i) Cuando el interruptor superior se activa, éste envía una señal electrónica a la válvula hidráulica indicándole que cambie de dirección. El fluido sale de la parte inferior del Pistón y fluye hacia la entrada superior, permitiendo que el pistón y la sarta de varillas caiga. Con esto inicia la carrera descendente.
- j) A medida que el pistón se mueve hacia abajo, también lo hace la sarta de varillas y la plomada hasta que se activa el interruptor de proximidad inferior para, una vez más, revertir la dirección.
- k) El movimiento repetitivo ascendente y descendente del pistón entre los interruptores de proximidad imparte un movimiento ascendente y descendente en la sarta de varillas, creando la acción recíproca necesaria para que la bomba de fondo trabaje.

4.5 Controles del Equipo Hidráulico CH-10-64

Este equipo emplea un "Pedestal" para empujar el pistón directamente a la "T" de flujo, proporcionando así un medio universal para empujarlo a cualquier cabezal de pozo.

- a) Se debe de instalar el BOP (control de reventones) y la "T" de flujo de manera normal.
- b) Se conecta un niple reductor EUE de 2 3/8" x 2 7/8" entre el extremo superior de la "T" de flujo y el Pedestal para la colocación del Prensaestopas luego sobre el pedestal se coloca un niple reductor de 2 3/8" x 2 7/8" (las roscas del pedestal son de 2 7/8". Para cabezales de 2 3/8", reduzca hasta 2 7/8").
- c) Se conecta el prensaestopas (grampa para barra pulida) dentro del marco del pedestal.
- d) Se deja que sobresalga un pie de varilla pulida por encima de la parte superior del soporte.

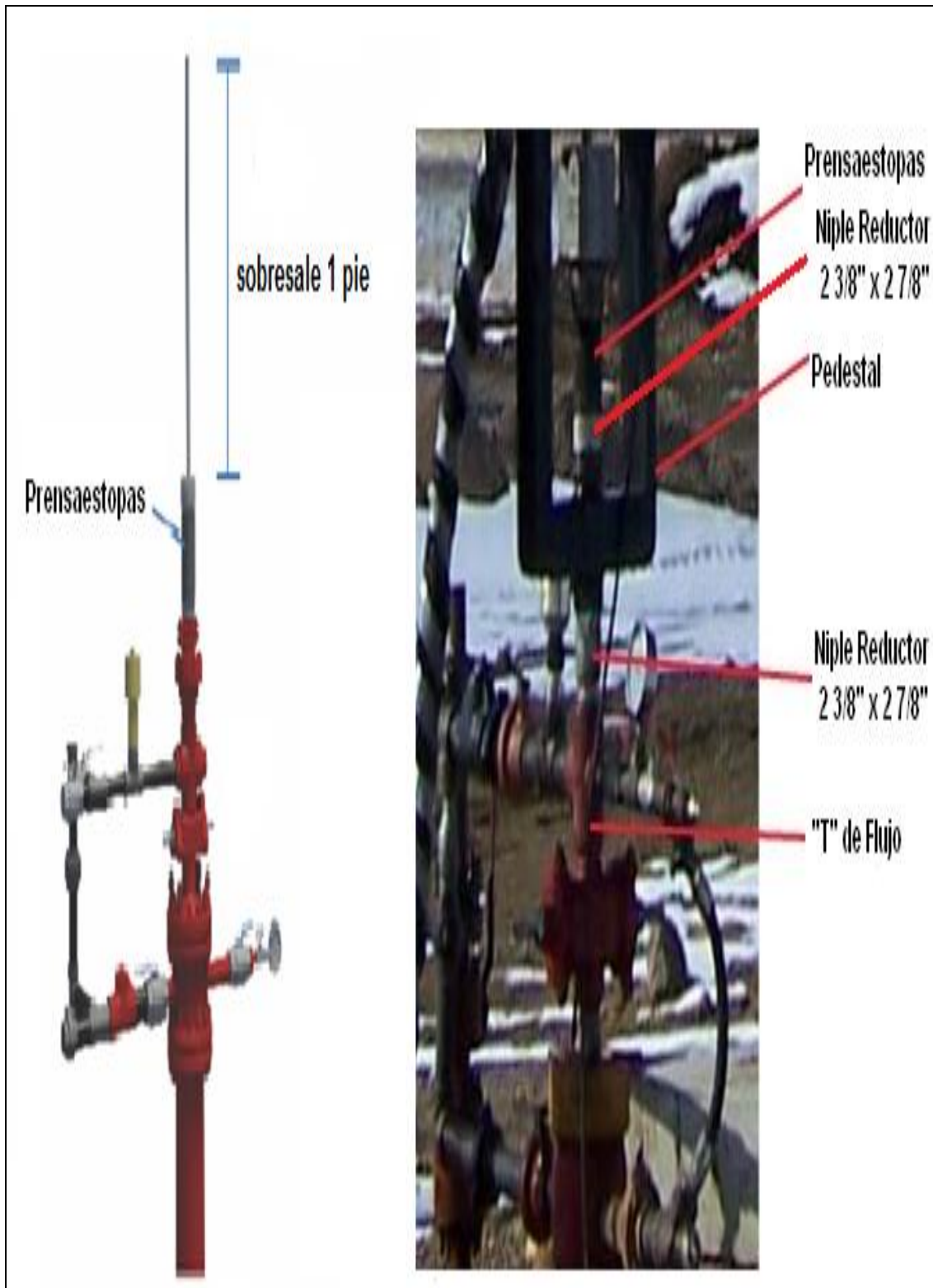


Figura 4. Esquema de Instalación

4.6 Procedimiento de Instalación

- **Pistón de Bombeo Hidráulico (PBH)**

Paso 1: Preparación del Cabezal

Enrosque el cople de varilla a la parte sobresaliente de la varilla pulida que coincida con el tamaño de piñón de la varilla de conexión.



Figura 5. Instalación del pedestal

Paso 2: Preparación del Pistón en el Suelo

- a) Se debe de asegurar de que la plomada pueda moverse libremente dentro del tubo de PVC además se afloja el perno de 3/8".
- b) Se inserta la varilla de conexión en el extremo superior del pistón
- c) Se instala la abrazadera de varilla pulida arriba del cilindro.

- d) Se instala el cople de la varilla corta o varilla pulida por encima de la varilla de conexión.

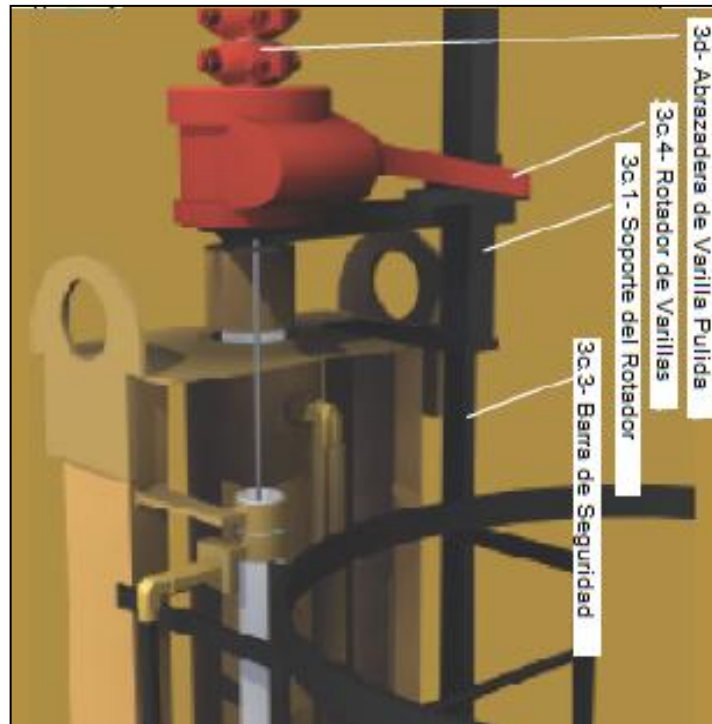


Figura 6. Preparación del Pistón

Paso 3: Instalación del Cilindro en el Pedestal

- Se enroca las 02 sujetadores de horquilla y 10 pies de Eslingas dentro de los agujeros situados en el extremo superior del pistón. (Los Sujetadores de Horquilla deben tener una capacidad nominal mínima de izaje de 1 Tonelada, las Eslingas deben tener una capacidad nominal mínima de 10,000lbs).
- Se protege las roscas de la parte inferior del pistón moviendo las tuercas de tal manera que queden nivelados con el extremo de los pernos (También puede colocarse un pedazo de madera por debajo de los pernos para mayor protección).
- Se eleva el Pistón en su lugar, por encima del Pedestal.
- Se asegura en su lugar utilizando 4 tuercas "2H".



Figura 7. Instalación del Cilindro en el Pedestal

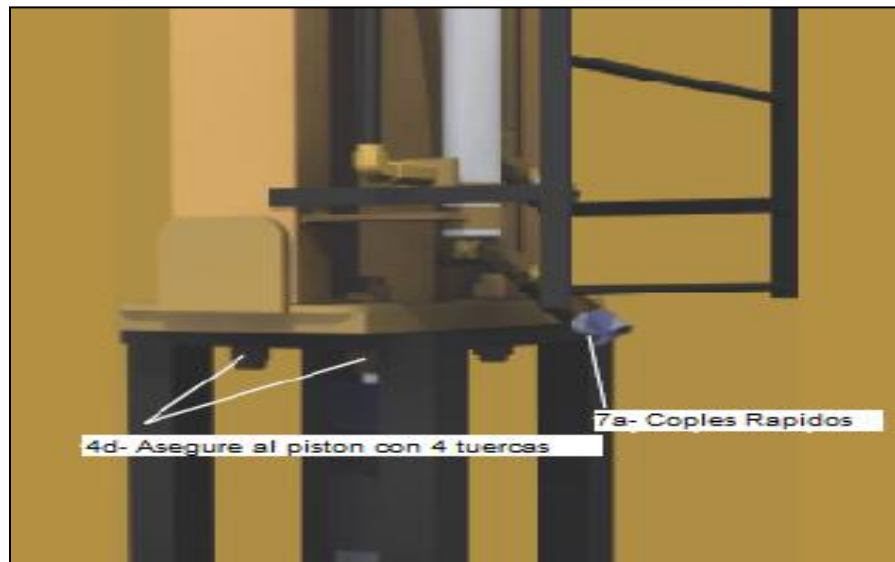


Figura 8. Instalación del Cilindro en la base

Paso 5: Conexión del Cable Eléctrico

- a) Se conecta el Cable Eléctrico de 13 metros al extremo inferior del Panel de Control en la Unidad de Potencia Hidráulica



Figura 9. Conexión del Cable Eléctrico

4.7 Variaciones en la Longitud de la Carrera

Dado que los interruptores de proximidad determinan cuando el Pistón cambia de carrera ascendente a carrera descendente y viceversa, la distancia entre los interruptores determina la longitud de la carrera (embolada) en la superficie. Si los interruptores se mueven alejándose entre sí, la longitud de la carrera aumenta. Si se mueven acercándose entre sí, la longitud de la carrera disminuye.

Configuración de la Longitud de Carrera:

1. Se determina la longitud de carrera deseada.
2. Se afloja el perno de 3/8" situado en el soporte del interruptor de proximidad (1) y ajuste el Interruptor de Proximidad de 02 maneras:
 - a) Moviendo el interruptor de proximidad inferior hacia arriba o hacia abajo.
 - b) Moviendo el interruptor de proximidad superior hacia arriba o hacia abajo.

Para ajustar la posición del interruptor de proximidad superior sin subir por la escalera, afloje el perno que sostiene al tubo de PVC y baje todo el tubo de PVC.

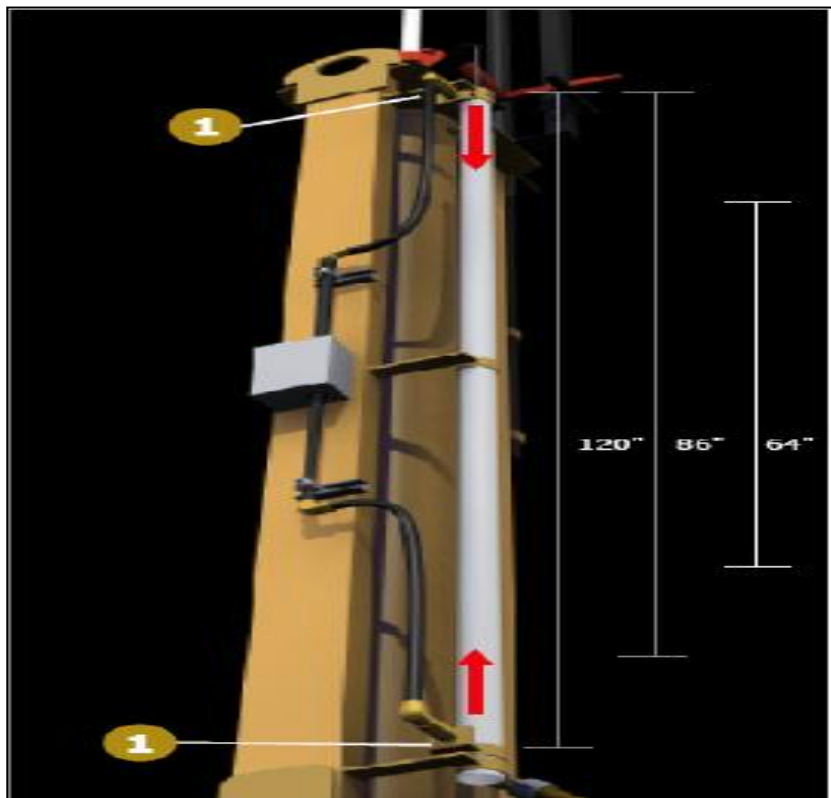


Figura 12. Cambio de longitud de Carrera

4.8 Cambio de Longitud de Carrera - Velocidad de Carrera Descendente

La velocidad de la carrera descendente es controlada por la válvula de control de flujo en línea (2). Esta válvula limita la velocidad a la cual sale el aceite del fondo del cilindro.

A. Para aumentar la velocidad de la carrera descendente:

- Gire la perilla hacia la izquierda.

B. Para disminuir la velocidad de la carrera descendente

- Gire la perilla hacia la derecha.

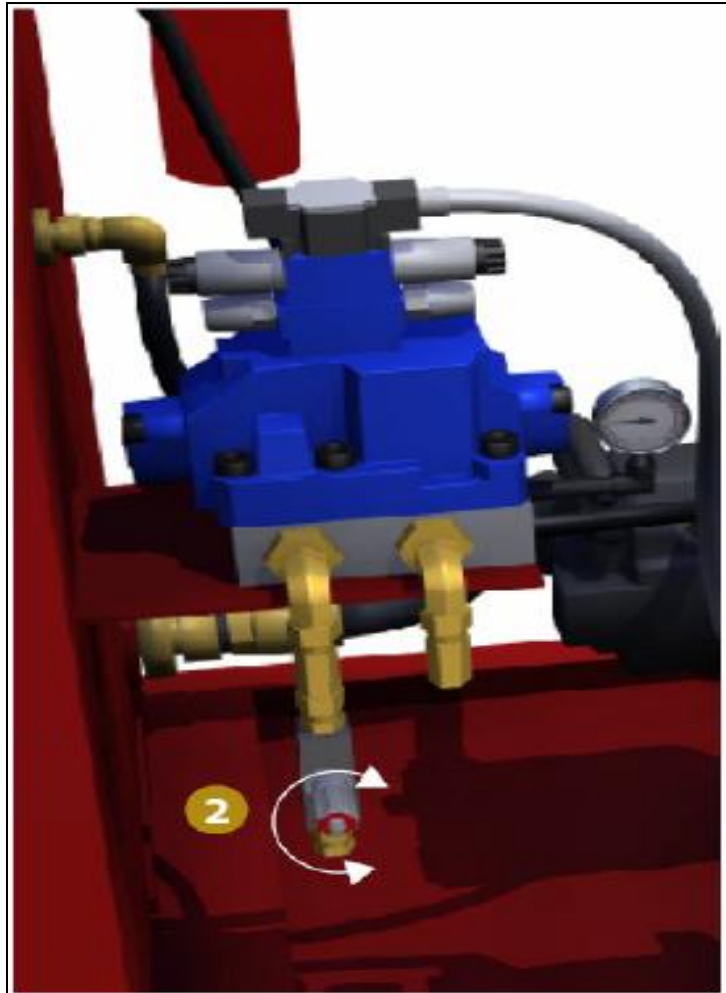


Figura 13. Velocidad de carrera descendente

4.9 Característica de los Componentes

- **Motor eléctrico**

En la tabla se adjuntan las características de los motores eléctricos primarios de accionamiento de las bombas hidráulicas para los 02 modelos de equipos ICI:

Cuadro # 03. Motor Eléctrico

| MOTOR CH-10-64 | |
|------------------------|-------------------------|
| Descripción | Especificaciones |
| Marca | Teco Westinghouse |
| Modelo | CH-10-64 |
| Potencia | 30 HP |
| Velocidad | 1770 RPM |
| Voltaje | 230/460 V |
| Amperaje | 68.6/34.3 A |
| Nema Des. | B |
| Nema Code | F |
| S.F | 1.15 |
| Frame | 286TC |
| P.F | 0.87 |
| Eficiencia Nominal | 93.60% |
| Eficiencia Minima | 92.40% |
| Encl. | TEFC |
| Continuous Duty | si |
| Prot. Deg | IP55 |

- **Unidad de Potencia hidráulica**

a) Recomendaciones para el aceite hidráulico

Se utiliza únicamente el aceite hidráulico designado para requerimientos hidráulicos de alta presión para bombas reciprocantes de engranes, pistones o paletas, así como, para sistemas hidráulicos industriales de uso pesado.

El aceite hidráulico debe cumplir o exceder los requerimientos del fabricante para bombas Vickers, Denison, Cincinnati Milacron, Rexroth y Sundstrand.

Cuadro # 04. Aceite Hidráulico

| RECOMENDACIONES PARA EL ACEITE HIDRÁULICO DEL EQUIPO ICI | |
|--|--------------|
| PROPIEDADES TÍPICAS | |
| Densidad (D1296) a 15 grados °C, Kg/l | 0.87 |
| Viscosidad (D445), cSt a 40 grados °C | 35.7 |
| Viscosidad (D445), cSt a 100 grados °C | 7.08 |
| Viscosidad Brookfield, cp a -30 grados °C | 6550 |
| Viscosidad Brookfield, cp a -40 grados °C | 32200 |
| Índice de Viscosidad | 164 |
| Punto de Inflamación (D92), grados °C | 155 |
| Punto de Fluidez (D97), grados °C | -48 |
| Horas de Prueba de Oxidación ASTM | 2000+ |
| Aditivo Antidesgaste | Presente |
| Prueba de Espuma (D892) | Aprobada |
| Prueba de Desemulsión (D1401) | Aprobada |
| Color | Transparente |
| RANGOS DE TEMPERATURA DE OPERACIÓN (grados °C) | -10 a 70 |
| Sin Calentamiento Previo | -30 a 70 |
| Con Calentamiento Previo | |

El aceite hidráulico equivalente recomendado por Isopetrol Lubricantes del Perú S.A.C a utilizarse es el 10W30 el cual cumple con las estándares de GM6094M de GM (TABLA N°04).

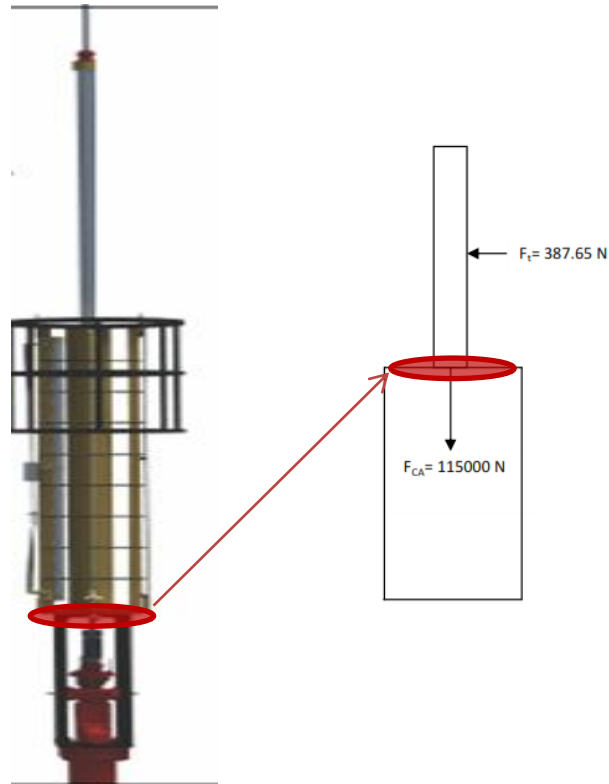
4.10 Diseño de la Estructura y Cálculos de Cargas

- **Selección de vigas para la estructura**

Las cargas consideradas para el análisis fueron las siguientes:

Cargas debido al viento: 387.65 N

Cargas debido a la fuerza de bombeo: 115000 N



Dirección crítica del viento y carga del mismo además cargas combinadas

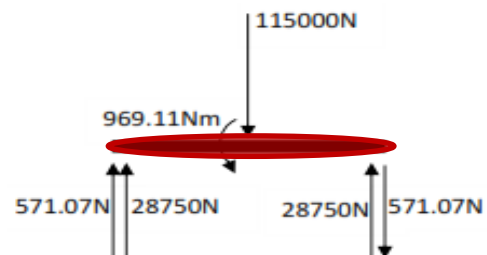
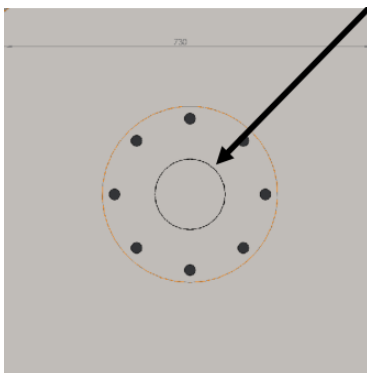
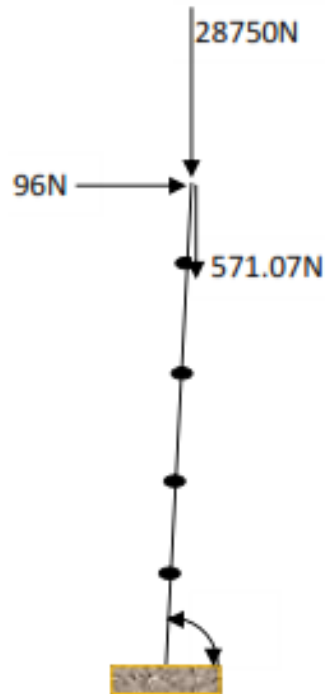


Diagrama de cuerpo libre de la viga principal del sistema



La viga usada para fabricar la armadura de cuatro columnas es tubo cuadrado St 37.

| Perfil | A_1 (cm ²) | I_x (cm) | λ | ω | $\omega\sigma$ (kg-f/cm ²) | $=<\sigma_{adm}$ |
|---------|--------------------------|------------|-----------|----------|--|------------------|
| 3" x ¼" | 16.7 | 2.95 | 34.08 | 1.11 | 197.5 | 1400 |
| 4" x ¼" | 23.16 | 3.98 | 30.3 | 1.09 | 139.9 | 1400 |

a. Viga 3" x ¼"

Verificación por resistencia

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3(\tau_{xy}^2)} \leq \frac{240 \text{ N/mm}^2}{F.S}$$

$$\sigma_x = \sigma_M + \sigma_T$$

$$\sigma_x = \frac{M_o \times r}{I_x} + \frac{F_N}{A}$$

$$\sigma_x = 100.7 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{xy} = \frac{F_T}{A}$$

$$\tau_{xy} = 1.89 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eq} = 100.8 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{240 \text{ N/mm}^2}{F.S}$$

$$F.S = 2.4 \text{ ok}$$

Verificación por fatiga

$$\dot{\sigma}_a = \sigma \left(\frac{\beta}{C_s C_t C_{temp} C_{carg} C_c} \right)$$

- Esfuerzo por tracción

$$\dot{\sigma}_{na} = \sigma_T \left(\frac{\beta}{C_s C_t C_{temp} C_{carg} C_c} \right)$$

$$\dot{\sigma}_{na} = 28.04 \text{ N/mm}^2$$

- Esfuerzo por flexión

$$\dot{\sigma}_{fa} = \sigma_M \left(\frac{\beta}{C_s C_t C_{temp} C_{carg} C_c} \right)$$

$$\dot{\sigma}_{fa} = 183.4 \text{ N/mm}^2$$

- Esfuerzo por corte - tracción

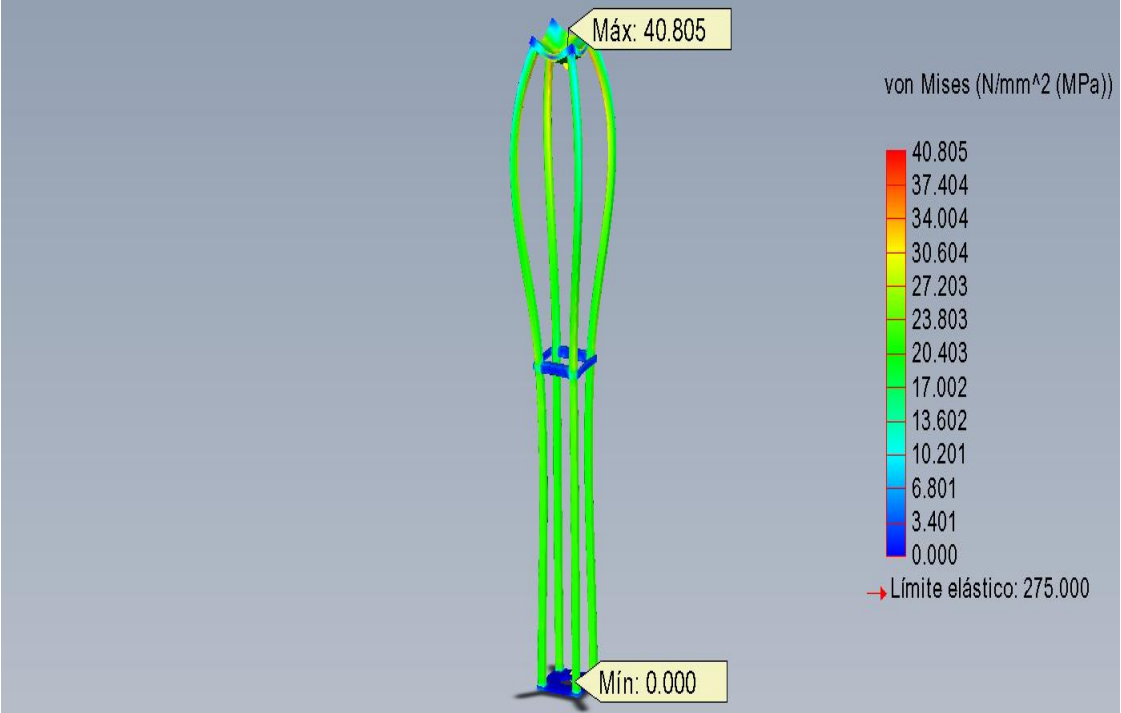
$$\dot{\tau}_{fa} = \tau_{xy} \left(\frac{\beta}{C_s C_t C_{temp} C_{carg} C_c} \right)$$

$$\dot{\tau}_{fa} = 4.16 \text{ N/mm}^2$$

• **TENCIONES EN LA ESTRUCTURA**

| Nombre | Tipo | Mín. | Ubicación | Máx. | Ubicación |
|--------|---------------------------|---|-----------------|---------------------------------------|-----------------|
| Stress | VON: Tensión de von Mises | 0.000472122 N/mm ² (MPa) | (213.129 mm, | 40.8046 N/mm ² (MPa) | (136.653 mm, |
| | | | -12.7 mm, | | 4493.1 mm, |
| | | | 376.112 mm) | | 198.453 mm) |

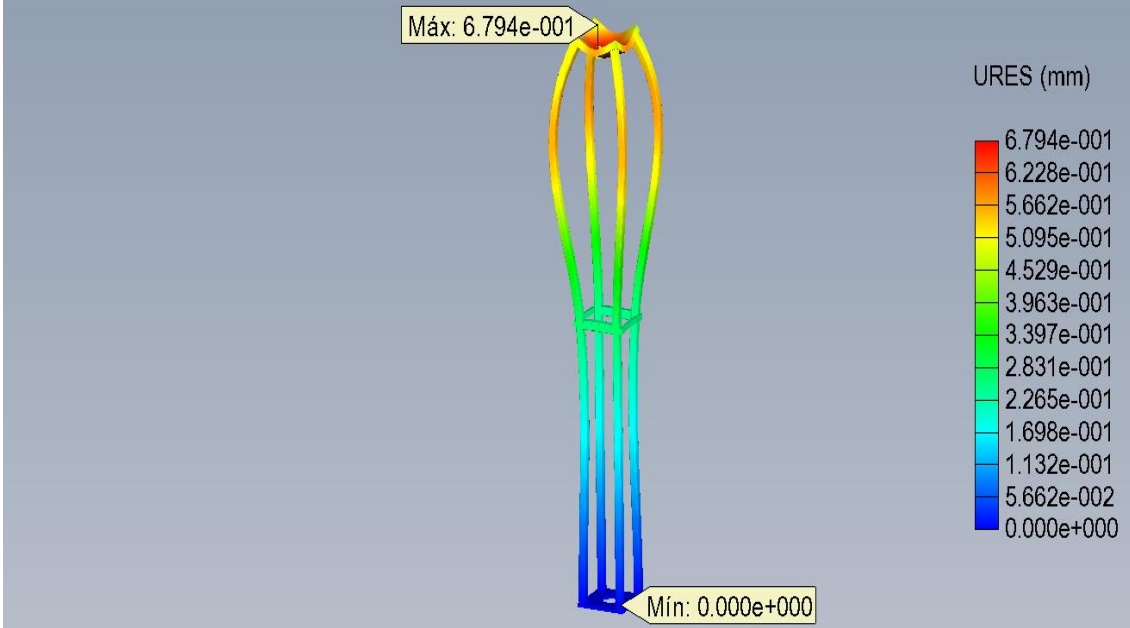
Nombre de modelo: estructura para análisis
 Nombre de estudio: SimulationXpress Study
 Tipo de resultado: Static tensión nodal Stress (-vonMises-)
 Escala de deformación: 747.174



- **DESPLAZAMIENTOS EN LA ESTRUCTURA**

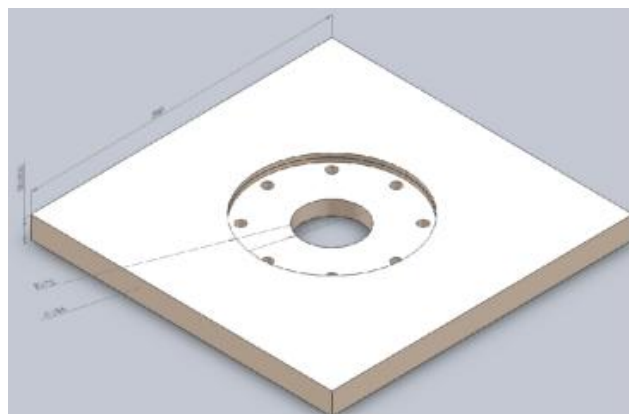
| Nombre | Tipo | Mín. | Ubicación | Máx. | Ubicación |
|--------------|---------------------------------|------|--------------|-------------|--------------|
| Displacement | URES: Desplazamiento resultante | 0 mm | (125.297 mm, | 0.679392 mm | (281.752 mm, |
| | | | -25.4 mm, | | 4517.78 mm, |
| | | | 261.9 mm) | | 199.836 mm) |

Nombre de modelo: estructura para análisis
Nombre de estudio: SimulationXpress Study
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Displacement (-Despl res-)
Escala de deformación: 747.174

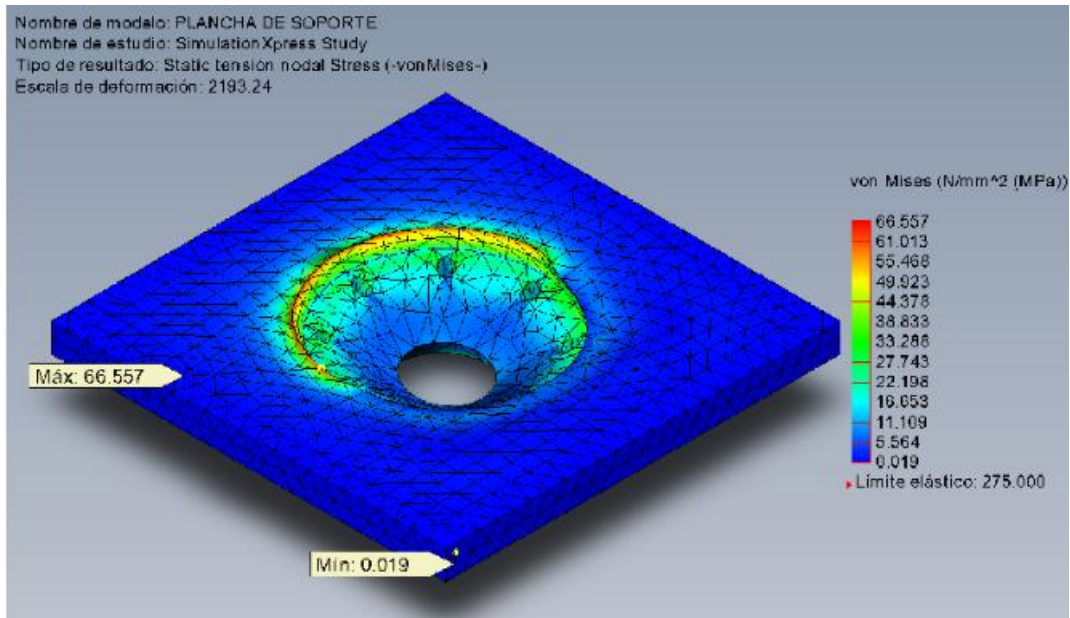


- **CÁLCULO DE PLANCHA PARA SOPORTE DE PISTÓN**

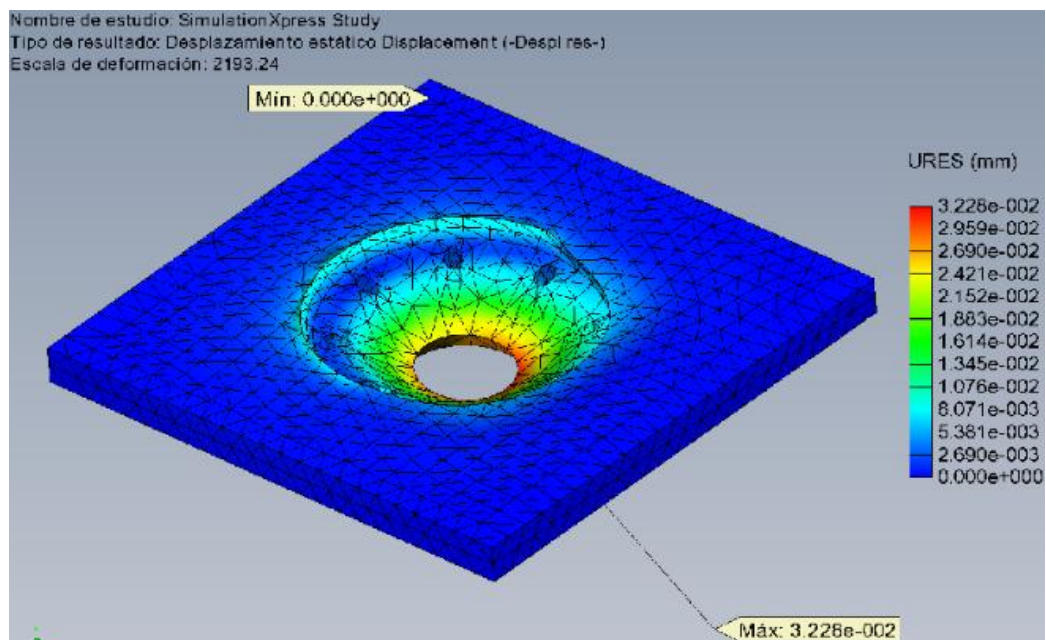
La plancha de soportar principalmente las cargas de bombeo y las flexiones causadas por las cargas del viento sobre el pistón.



Análisis por elementos finito al soporte de pistón bajo las cargas de flexión producto del viento y la carga alternante de bombeo, teniendo los siguientes resultados.



De la simulación anterior en el programa "Xpress" nos damos que la carga máxima que puede aguantar la unión donde va colgado el barra pulida tiene 66.557 MPa lo cual al tener un factor de seguridad de 0.7 para esta estructura nos demuestra que se trabajara solo con el 35% de la capacidad permisible.



De la simulación anterior, el resultado es que el soporte como máximo se desplazara 0.032 mm debido a la aplicación de la fuerza máxima permisible.

En la simulación, empleando el programa "Solid Works Simulation Xpress" los resultados del análisis de diseño están basados en un análisis estático lineal y se asume que el material es isotrópico. El análisis estático lineal presupone que:

- 1) El comportamiento del material es lineal, en consonancia con la ley de Hooke
- 2) Los desplazamientos inducidos son lo suficientemente pequeños como para pasar por alto los cambios en la rigidez debidos a las cargas
- 3) Las cargas se aplican lentamente para pasar por alto los efectos dinámicos.

• CÁLCULO DE TORNILLOS DE LA BRIDA

El tipo y el número de tornillos seleccionados para sujetar la unión bridada es M20 x 120 grado 8.8, norma ISO 4014 y 4017, y 8 unidades con tuerca según norma DIN 934 y arandela de presión según norma DIN 127.

Para conocer la carga normal debido a la fricción total ($F_t = 24525 N$) se asume un coeficiente de fricción estático igual al coeficiente entre la cabeza del tornillo y la arandela, $\mu_k = 0.18$.

Entonces; las cargas que debe soportar cada tornillo como máximo son las siguientes:

$$\begin{aligned} F_{N1} &= 18393.75 N \\ F_{NF} &= 17031.25 N \end{aligned} \Rightarrow F_{UT} = 35425 N$$

$$d = 20\text{mm}; \quad l = 120\text{mm}; \quad l_K = 90.8\text{mm}; \quad d_K = 30\text{mm}; \quad b = 46\text{mm}; \quad d_{ag} = 22\text{mm};$$

$$l_{rs} = 74\text{mm}; \quad l_r = 16.8\text{mm}; \quad A_d = 314.16\text{mm}^2; \quad d_2 = 18.376\text{mm}; \quad d_3 = 16.933\text{mm};$$

$$d_s = 17.654\text{mm}; \quad A_s = 244.8\text{mm}^2; \quad E = 2.1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$$

1 RIGIDEZ DE LA UNIÓN: $C = \frac{A_i \times E}{L_i}$

- **Rigidez del tornillo**

$$C_1 = 6597360 \text{ Nmm}$$

$$C_2 = 891535.14 \text{ Nmm}$$

$$C_T : C_3 = 2814930.72 \text{ Nmm}$$

$$C_4 = 4729083.6 \text{ Nmm}$$

$$C_5 = 8246680.7 \text{ Nmm}$$

$$C_T = 509891.004 \text{ Nmm}$$

- **Rigidez de la placa**

$$d_K \leq D_A = 45\text{mm} \leq d_K + l_K$$

$$\Rightarrow A_{eq} = \frac{\pi}{4} (d_K^2 - d_{ag}^2) + \frac{\pi}{8} d_K (D_A - d_K) \left[\frac{d_K + 1}{d_K} - 1 \right]$$

Dónde: $x = \sqrt[3]{\frac{l_K \times d_K}{D_A^2}}$

$$A_{eq} = 932.22\text{mm}^2$$

$$\Rightarrow C_p = 2156005.325 \text{ Nmm}$$

2 Asentamiento

$$\phi_T = 0.19126 ; \quad \phi_P = 0.80874$$

$$f_{as} = 2 + 2 + 2 + 3 + 3 + 3 = 15 \mu m = 0.015 mm$$

$$\Rightarrow F_{as} = 6185.36 N$$

$$- F_{resdmín} = 1500 N$$

$$- \alpha_A = 1.6$$

3 Fuerza de montaje de la unión

$$F_M = 1.6 [500 N + 6185.6 N + 28649.6 N]$$

$$F_M = 58136.34 N$$

4 Verificación en el montaje

• Esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3\tau_M^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(37.48 N/mm^2)^2 + 3(25.3 N/mm^2)^2}$$

$$\sigma_{eq} = 321.7 N/mm^2 \leq 576 N/mm^2$$

• Presión admisible

$$p = \frac{F_M}{A_d - A_{ag}}$$

$$p = \frac{58136.34 N}{326.72 mm^2}$$

$$p = 177.9 N/mm^2 \leq 260 N/mm^2$$

5 Verificación en el servicio

- Esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{SM}^2 + 3(0.5 \times \tau_{SM})^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(65.16 \text{ N/mm}^2)^2 + 3(0.5 \times 125.3 \text{ N/mm}^2)^2}$$

$$\sigma_{eq} = 286.5 \text{ N/mm}^2 \leq 576 \text{ N/mm}^2$$

Como se aprecia los valores de esfuerzos y fuerzas son menores que los de las especificaciones requeridas por lo que desde el punto de vista estructural los parámetros son los correctos.

CAPÍTULO V

DESARROLLO DEL PROYECTO

El sistema de bombeo mecánico es el predominante en las operaciones del Lote X; representa el 95 % de los pozos productores activos. Para pozos con profundidades menores a los 5000 pies se vienen adquiriendo AIB de fabricación china (cumplen Norma API 11E) por sus bajos costos vs la marca Lufkin pero en el mercado mundial el tipo de unidad de bombeo mecánico chino posee un alto costo de mantenimiento, ello agudizará la rentabilidad por pozo exigiendo un mayor volumen de reservas para los Proyectos, teniendo en cuenta que el Lote X es un campo maduro y ya de por sí depletado, se analizó un diseño de un prototipo hidráulico, que cumpla con las exigencias técnicas y económicas de la operación en el Lote X. El sistema Mecánico Hidráulico tiene un costo inferior a los anteriormente descritos tanto en costos de adquisición como en el mantenimiento.

La aplicación del sistema de Bombeo Mecánico Hidráulico en el pozo SV 1000 se ha dado con la finalidad de reducir el promedio de intervenciones con unidades de servicio "Pulling" a las que era sometido pues al trabajar con pocos golpes por minuto también disminuiría el desgaste que sufre la bomba. Mediante la implementación del sistema Mecánico Hidráulico también se quiere lograr un aumento de la eficiencia productiva, pues al tener una velocidad de bombeo baja podrá llegar a trabajar de forma seguida sin ser afectado por ningún controlador de tiempo ("timer") y esto contribuirá con la mejor operación del pozo.

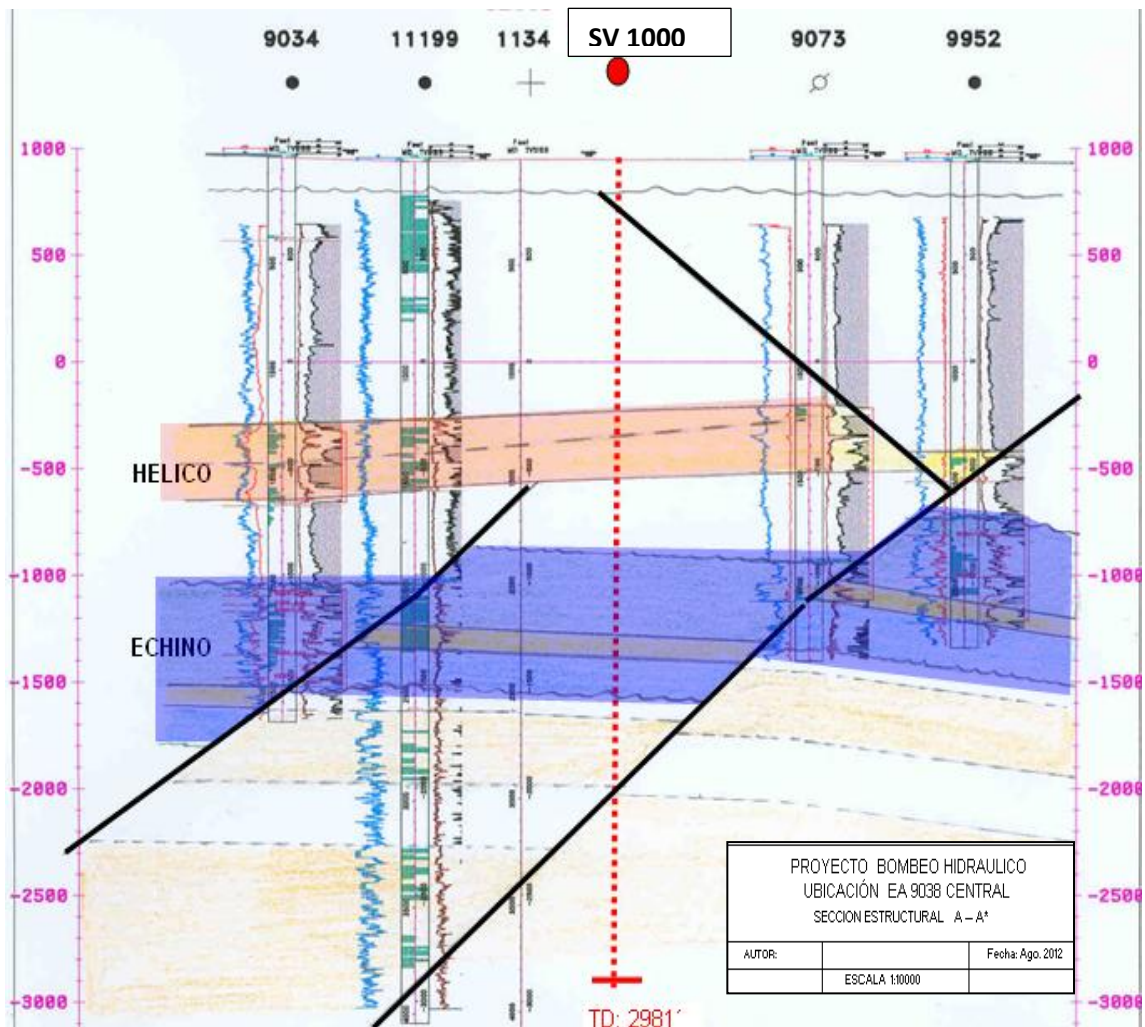
El pozo SV 1000, se perforó en el año 1979, produce del yacimiento Central y de las formaciones Helico (Lutitas Talara) y Echino, durante su vida productiva siempre produjo con el sistema de bombeo mecánico mientras que el sistema Mecánico Hidráulico se implementó un 05/11/2011, el cambio fue de una unidad de bombeo PETROCHEN C-40-89-42 (con una carrera de 42' y 7.2 spm) y un

motor JIAMUSI 5 HP - 829 RPM a una unidad de bombeo mecánico hidráulico ICI ARTIFICIAL CH-10-64 (con una carrera de 20" y velocidad (spm) variable) y motor TECO W 30HP - 1770 RPM.

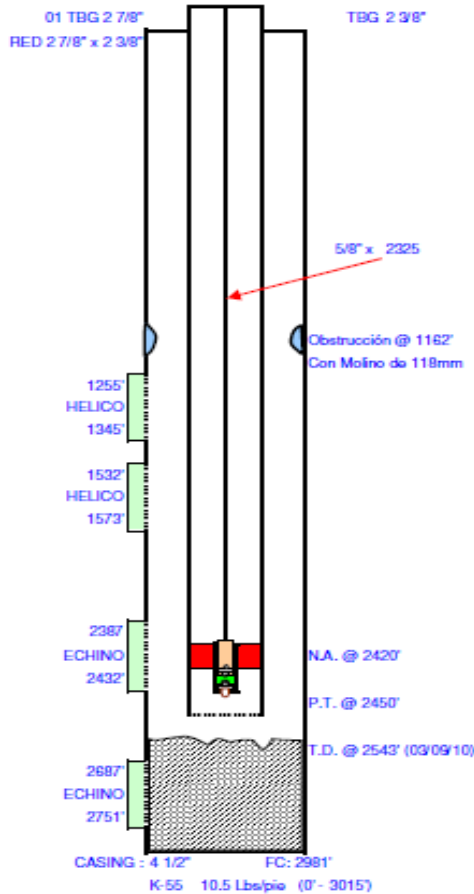
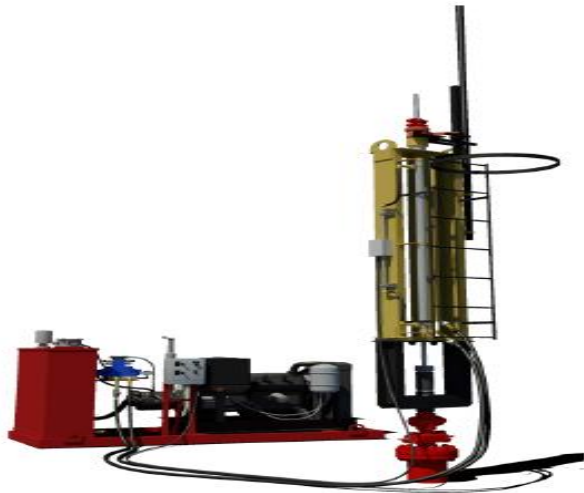
Los principales problemas a los cuales se enfrenta este pozo son:

- Rozamiento severo en tuberías y varillas
- Corrosión en tuberías y varillas
- Fluido abrasivo proveniente de las formaciones

Debido a que el pozo SV 1000 produce de formaciones que poseen aportes de arenas, se realiza la correlación de las formaciones, para saber cómo es la estratigrafía del pozo y sus arenas productivas.



Con la finalidad de poder en primer lugar simular las condiciones del pozo actuales y observar los parámetros de funcionamiento es que se analiza el diseño del pozo en el cual se da cuenta de las formaciones de donde se produce además de las características de las unidades de subsuelo y superficie.



| CONDICIONES DE PRODUCCION | |
|---------------------------|---------|
| PRODUCCION | 3.2 bpd |
| AGUA | 0.16 |
| PETROLEO | 3.04 |
| % AGUA | 5% |
| P TBG | 46 psi |
| °API | 33 |
| Y _{H2O} | 1.05 |
| %AyS | 29 |

| CONDICIONES DE SUBSUELO | |
|-------------------------|--------------------------------|
| BOMBA | BBA 20.125.RWAC.10.4.0 Lx-0508 |
| N. A. | 2423 ft |
| CASING | 4 1/2" |
| TUBING | 2 3/8" |
| VARILLA | 5/8" |
| # VARILLAS | 96 |
| VARILLON | 1 1/4 X 16 X 7/8 D/P |

Figura 1. Sistema del Pozo SV 1000

**** PUMPING UNIT ****

Mfgr and Type : LUFKIN C40-89-42 WITH 3644B CRANKS (C'WISE)

Actual Max Load (lbs) : 4347 Actual Min Load (lbs) : 1559
 Average Pumping Speed (spm) : 7.01 Max Load (% of Rating) : 48.8
 Polished Rod Power (hp) : 1.27 Unit and Drive Train Loss (hp) : 0.14
 Computed Surface Stroke (in) : 42

**** SUMMARY OF REDUCER LOADING ****

IN BALANCE

Max Torque (m in-lbs) 31.1
 Min Torque (m in-lbs) -4.1
 Counterbalance Moment (m in-lbs) 63.4
 Counterbalance Eficienciaect (X100 lbs) 33.98
 Percent of Reducer Rating 77.8

**** ROD LOADING ****

Diameter (in)Length (ft)Modulus (MM psi)Rod Loading (%)

1) 0.625 2423 30.5 36

Max Stress (surf.) (psi) : 13842 Min Stress (surf.) (psi) : 5406

ROD LOADING AT SURFACE AS % OF RATING

Service FactorClass C,KClass DAPI D

| | | | |
|-----|----|----|----|
| 1 | 42 | 32 | 32 |
| 0.9 | 48 | 36 | 36 |
| 0.8 | 56 | 42 | 42 |
| 0.7 | 68 | 50 | 50 |

**** DOWNHOLE PERFORMANCE ****

Stroke (in)BPD at 100% eficiencia.BPD at 80% eficiencia.

Gross: 37.7 48 (24h/d) 38 (24h/d)
 Net: 36.7 47 (24h/d) 38 (24h/d)

Tuberia de produccion Stretch (in) : 1 Lost Displacement (bpd)
 : 1

Loss Along Rod String (hp) : 0.41 Pump Power (hp) : 0.86

Tuberia de produccion Size (in) : 2.375 Tuberia de produccion
 Anchor Location (ft) : 0

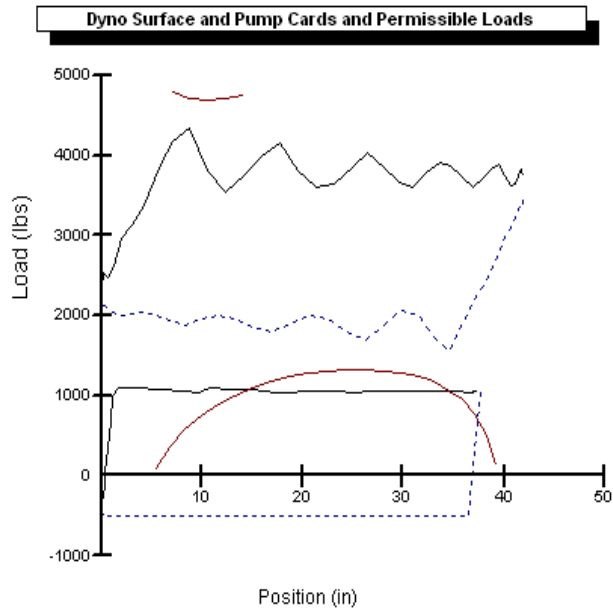
**** Non-Dimensional Variables ****

Fo/S/Kr : 0.08 N/No' : 0.07

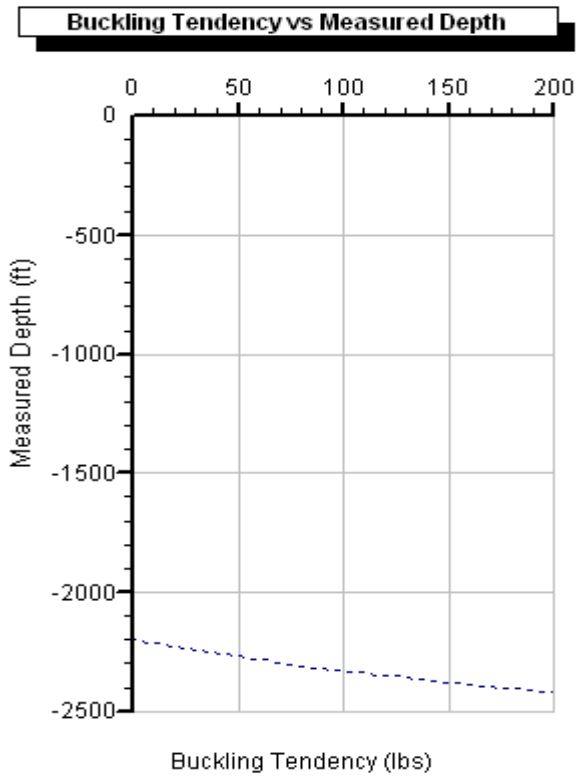
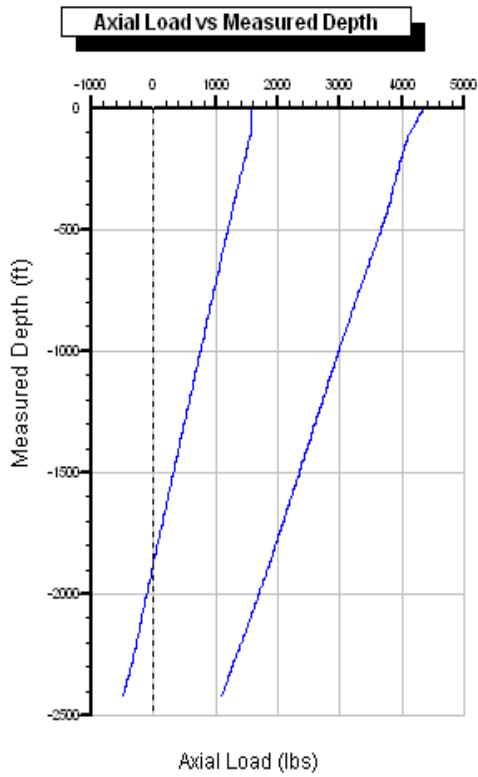
**** OTHER BASIC DATA ****

Reducer Rating (in-lbs) : 40 Crank Rotation : (C'WISE)
 Overall Speed Ratio : 169.5 Rod Damping Factors (up/down) : 0.05/0.15
 Min/Max Tuberia de produccion Head Press. (psi) : N/A Buoyant Rod Weight (lbs)
 : 2312
 Total Load on Pump (lbs) : 1356 Pump Bore Size (in) : 1.25
 Pump Load Adjustment (lbs) : 242 Tuberia de produccion Gradient (psi/ft)
 : 0.376
 Pump Depth (ft) : 2423 Pump Intake Pressure (psi) : 83
 Pump Friction (lbs) : 200 SV Load (lbs) : 1890
 TV Load (lbs) : 3968

**** DYNO GRAPH ****



**** AXIAL LOAD ~ BUCKLING TENDENCY ****



| Rod Type | Rod Diam in (in) | Max Load (lbs) | Min Load (lbs) | Max Stress (psi) | Min Stress (psi) | Rod Load @ 0.9 (%) |
|----------|------------------|----------------|----------------|------------------|------------------|--------------------|
|----------|------------------|----------------|----------------|------------------|------------------|--------------------|

1. API D 0.625 4247 1659 13842 5406 36

Max Buckling (lbs) : 200

Location of Max Buckling (ft) : 2423

Buckling Starts at (ft) : 2205

*** Neutral Point in Rod String (Buoyancy Considered) ***

Measured Depth (ft) : 1870

Rod Diameter (in) : 0.625

Max/Min Load (lbs) : 1868/-1

**** DOWNHOLE PERFORMANCE ****

Stroke (in)BPD at 100% eficiencia.BPD at 80% eficiencia.

Gross: 22.9 9 (24h/d) 7 (24h/d)
 Net: 21.9 9 (24h/d) 7 (24h/d)

Tuberia de produccion Stretch (in) : 1 Lost Displacement (bpd)
 : 0

Loss Along Rod String (hp) : 0.06 Pump Power (hp) : 0.16

Tuberia de produccion Size (in) : 2.375 Tuberia de produccion
 Anchor Location (ft) : 0

Pump Spacing Guide (in) : 0 Pump Fillage (%) : 100

**** Non-Dimensional Variables ****

Fo/S/Kr : 0.12 N/No' : 0.02

**** OTHER BASIC DATA ****

Rod Damping Factors (up/down) : 0.05 / 0.15 Buoyant Rod Weight (lbs) : 2312

Total Load on Pump (lbs) : 1356 Pump Bore Size (in) : 1.25

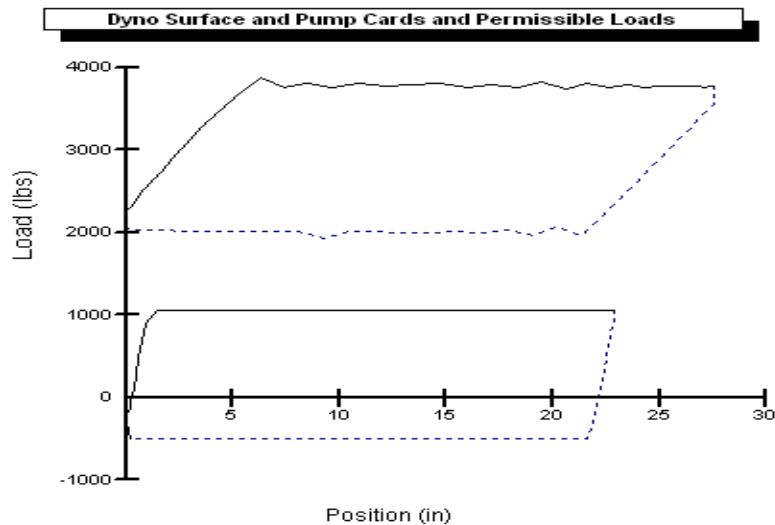
Pump Load Adjustment (lbs) : 242 Tuberia de produccion Gradient (psi/ft)
 : 0.376

Pump Depth (ft) : 2423 Pump Intake Pressure (psi) : 83

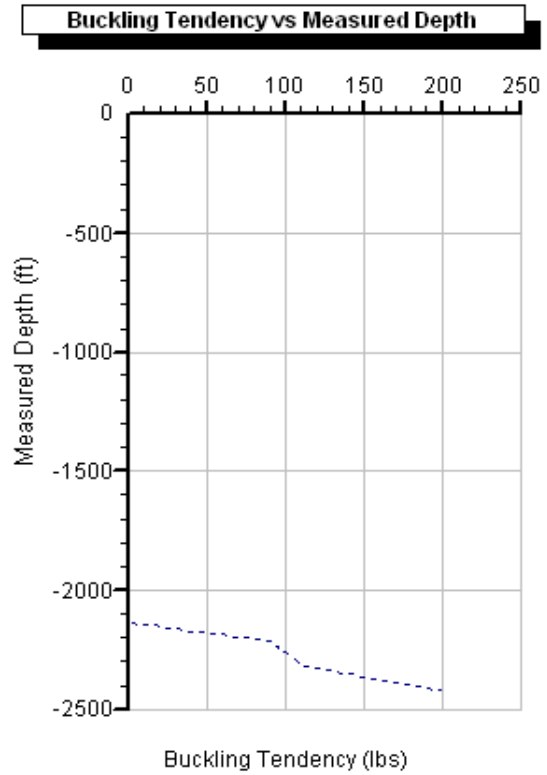
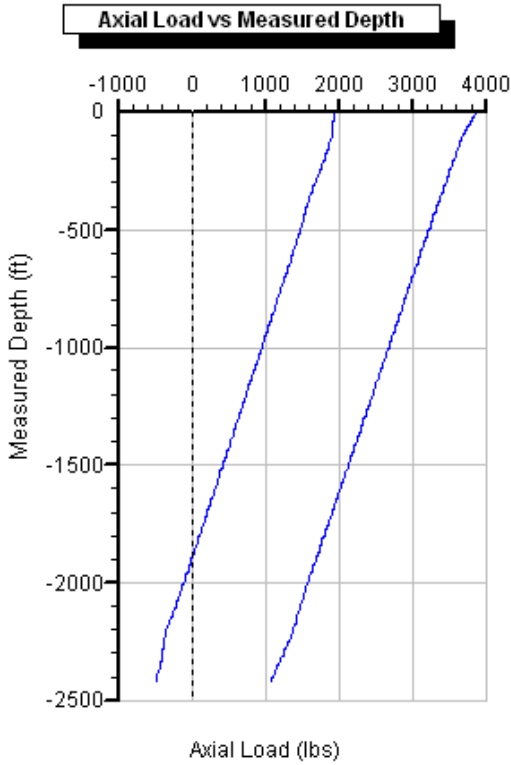
Pump Friction (lbs) : 200SV Load (lbs) : 1890

TV Load (lbs) : 3968

**** DYNO GRAPH ****



**** AXIAL LOAD ~ BUCKLING TENDENCY ****



| Rod Type | Rod Diam in (in) | Max Load (lbs) | Min Load (lbs) | Max Stress (psi) | Min Stress (psi) | Rod Load @ 0.9 % |
|----------|------------------|----------------|----------------|------------------|------------------|------------------|
| 1. API D | 0.625 | 3767 | 2031 | 12278 | 6620 | 25 |

Max Buckling (lbs) : 200

Location of Max Buckling (ft) : 2423

Buckling Starts at (ft) : 2136

Buckling tendency does not include buoyancy forces because buoyancy forces do not cause buckling.

*** Neutral Point in Rod String (Buoyancy Considered) ***

Measured Depth (ft) : 1894

Rod Diameter (in) : 0.625

Max/Min Load (lbs) : 1689/-2

Comparación de la simulación en SROD de los sistemas de bombeo mecánico y mecánico hidráulico aplicados en el pozo SV 1000

- Potencia y consumo de energía

| | Bombeo Mecánico | Bombeo Mecánico Hidráulico |
|--------------------------------------|-----------------|----------------------------|
| Potencia requerida (hp) | 2 | 0.46 |
| Carga del Motor (% del Motor) | 26.7 % | 6.10% |

La menor potencia requerida se traduce en un mayor ahorro en el consumo energético del sistema con respecto al sistema de bombeo mecánico.

- Máxima y mínima carga

| | Bombeo Mecánico | Bombeo Mecánico Hidráulico |
|---------------------------|-----------------|----------------------------|
| Máxima Carga (lbs) | 4347 | 3867 |
| Mínima Carga (lbs) | 1559 | 1931 |

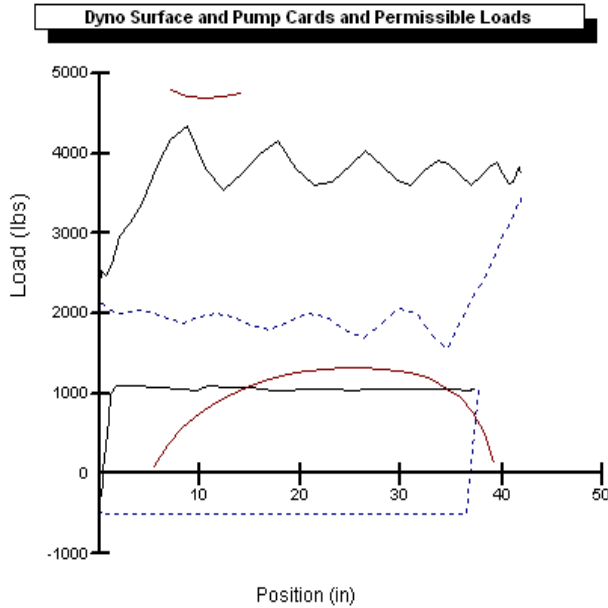
- Valores de Tensión, Varillas API clase D con factor de servicio de 0.9

| | Bombeo Mecánico | Bombeo Mecánico Hidráulico |
|-----------------------------|-----------------|----------------------------|
| Máxima tensión (psi) | 13842 | 12278 |
| Mínima tensión (psi) | 5406 | 6620 |
| % Tensión | 36 | 25 |

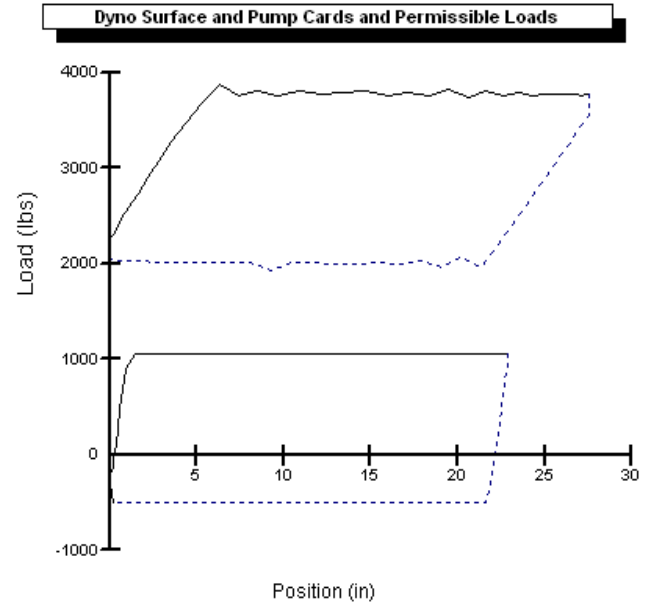
Como se aprecia teniendo el mismo factor de servicio para una varilla API clase D el bombeo mecánico posee una mayor tensión en la varilla del pozo SV 1000 (varilla de 0.625 de diámetro) lo cual indica también un menor desgaste con el sistema de bombeo mecánico hidráulico.

- Cartas dinamométricas

BOMBEO MECANICO



BOMBEO MECANICO HIDRAULICO



De la simulación en “SROD” de ambos casos, se demuestra que en al implementar el sistema mecánico hidráulico, con un factor de seguridad de 0.9 se tiene que en el caso de la varilla Clase D cuando tenía bombeo mecánico se trabajaba con un factor de carga de 0.36 y con el sistema Mecánico Hidráulico se posee un factor de carga de 0.25. Esto quiere decir que la sarta de varillas solo esta exigida en el 25 % de su capacidad según el grado D que es 0.9 del máximo permisible. Tomando en cuenta que al disminuir los spm también disminuimos el rozamiento y por lo tanto el número de veces que el pozo entraría en reparación del conjunto de subsuelo y esto sumado a que al disminuir el factor de carga de 36% al 25% también contribuirá a que el pozo presente menos intervenciones debido al rozamiento.

Histórico de Intervenciones con Unidad “Pulling”

| Terminó | Trabajo | Desc.Servicio |
|------------|------------|---|
| 05/11/2011 | Pulling NE | Cambio Diseño a Sistema Mecánico Hidráulico |
| 07/06/2010 | Pulling EX | Tubos - Mermas - Rajado - Cuerpo - Rozamiento |
| 03/09/2010 | Pulling EX | Tubos - Mermas - Rajado - Cuerpo - Rozamiento |
| 15/07/2009 | Pulling EX | Tubos - Mermas - Rajado - Cuerpo - Rozamiento |
| 16/10/2008 | Pulling EX | Tubos - Mermas - Rajado - Cuerpo - Rozamiento |
| 17/04/2008 | Pulling EX | Tubos - Mermas - Rajado - Cuerpo - Rozamiento |
| 27/04/2006 | Pulling NE | Tubos - Mermas - Rajado - Cuerpo - Rozamiento |
| 19/02/2005 | Pulling EX | Tubos - Mermas - Picado - Cuerpo - Corrosión |
| 02/02/2004 | Pulling EX | Tubos - Mermas - Rajado - Cuerpo - Rozamiento |
| 29/06/2003 | Pulling EX | Tubos - Mermas - Rajado - Cuerpo - Rozamiento |
| 15/10/2001 | Pulling EX | Varillas – Barra pulída |
| 10/10/2001 | Pulling EX | Tubos - Mermas - Roto - Cuerpo - Rozamiento |
| 23/09/1998 | Pulling EX | Tubos - Mermas - Roto - Cuerpo - Rozamiento |
| 26/04/1997 | Pulling EX | Tubos - Mermas - Roto - Cuerpo - Rozamiento |

Del cuadro # 04 se muestra que en 14 años, de las 15 intervenciones de servicio con unidad de servicio de “Pulling” a las cuales se sometió este pozo, 13 fueron debido a rozamiento excesivo, y la frecuencia es una por año. A la fecha, desde la implementación del sistema mecánico hidráulico el 02/11/2011, el pozo no ha tenido ninguna intervención.

5.2 Diagnostico de las Condiciones de Trabajo del Pozo Mediante la Toma de Mediciones Físicas con Sistema “ECHOMETER”

El análisis dinamométrico como principal herramienta para determinar la condición de sistemas de bombeo mecánico hidráulico, se utiliza en conjunto con las características de los equipos instalados tanto en superficie como en fondo, con el objetivo de establecer a través del conocimiento de las cargas registradas en la barra pulida y la bomba, un diagnóstico del comportamiento del sistema.

Diagnóstico de las condiciones de los equipos instalados en superficie del sistema de levantamiento para así interpretar la relación entre el recorrido de la barra pulida y el pistón durante las carreras ascendentes y descendentes.

- **Carta Dinográfica de superficie medida**

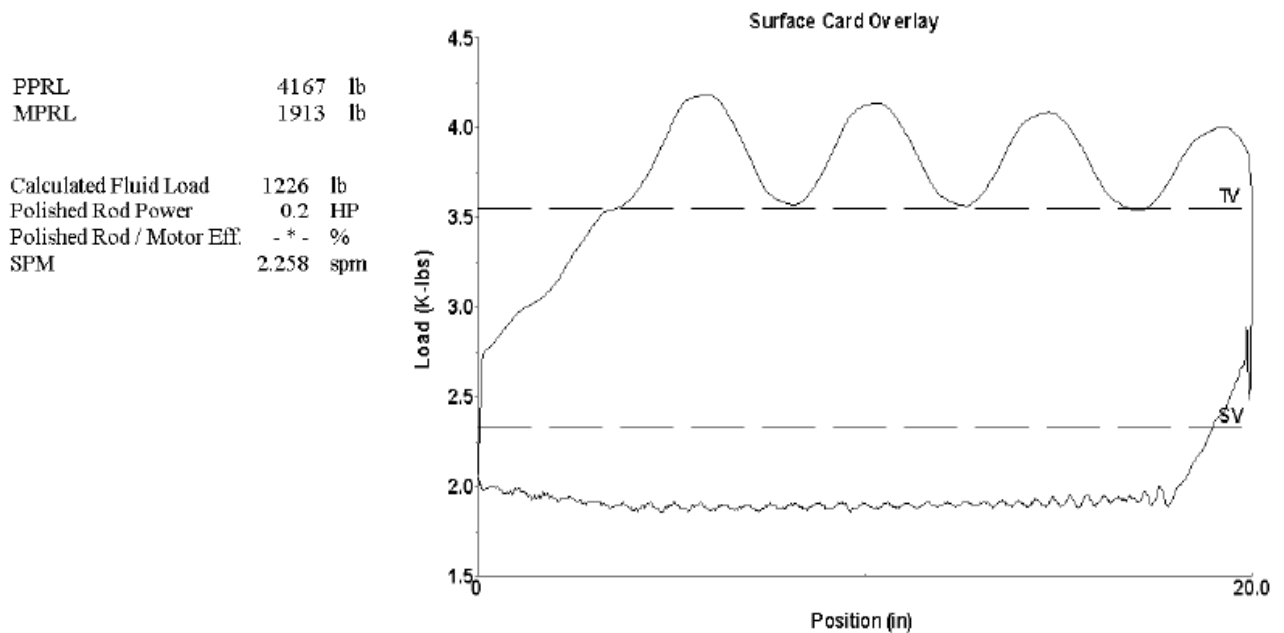


Figura 3. Carta Dinográfica de superficie medida

La carga máxima es de 4168 lb al tener un $K_r=120$ pul/lb lo que nos da una deformación de 34 pul lo cual es un valor que se ajusta al grado de las varillas. Adicionalmente se muestra que el pozo está trabajando con 2.258 spm.

- **Verificar el comportamiento de la sarta de varillas mediante análisis de tensión con el método de Goodman modificado**

El software “Total Well Management” calcula el esfuerzo de la sarta de varillas en base al diagrama de Goodman modificado (recomendado por la norma API RP 11L) el cual establece un factor de servicio para cada condición de trabajo. Para el caso del pozo SV 1000 el software calcula el porcentaje de stress de promedio en la sarta de varillas por cada sección de esta, facilitando el análisis de los esfuerzos, en el caso de ser un conjunto de varillas nuevas se utilizaría un factor de 1.0, de ser varillas de segunda pero que estaban en presencia de ambientes corrosivos se utilizaría un factor de 0.60, para este caso es necesario utilizar un factor de servicio de 0.85 para las varillas 5/8 de pulgada, debido al desgaste de esta durante su tiempo de trabajo se asume un factor de seguridad del 15%, por lo tanto el porcentaje de 33.2 % para las varillas de 5/8 pulg. Indica que el arreglo de sarta sometida a las cargas medidas se encuentra por debajo de los límites máximos establecidos.

| Top Rod Loading as % of Goodman for Given Grades | | | | | | |
|---|----------------|---------|---------|---------|---------|---------|
| Service Factor | C | D | K | H | | |
| 1.0 | 37.2 | 28.2 | 39.7 | 27.2 | | |
| 0.85 | 43.7 | 33.2 | 46.7 | 32.0 | | |
| 0.60 | 61.9 | 47.1 | 66.1 | 45.3 | | |
| Rod Loading at Tapers as % of Goodman | | | | | | |
| Service Factor | Top Taper D | Taper 2 | Taper 3 | Taper 4 | Taper 5 | Taper 6 |
| 1.0 | 28.2 | - * - | - * - | - * - | - * - | - * - |
| 0.85 | 33.2 | - * - | - * - | - * - | - * - | - * - |
| 0.60 | 47.1 | - * - | - * - | - * - | - * - | - * - |
| Rod Stress | psi | | | | | |
| Max | 13582 | - * - | - * - | - * - | - * - | - * - |
| Min | 6234 | - * - | - * - | - * - | - * - | - * - |

Figura 4. Análisis de tensión de varillas

- Examen del recorrido efectivo del pistón y cargas en la bomba a partir del cálculo de la carta dina grafica de fondo.

Carta dina gráfica de fondo Calculada

| | | |
|---------------------------|-------|---------|
| PPMPL | 1832 | lb |
| MPMPL | -142 | lb |
| Calculated Fluid Load | 1226 | lb |
| Polished Rod Power | 0.2 | HP |
| Polished Rod / Motor Eff. | - * - | % |
| SPM | 2.258 | spm |
| Pump Card HP | 0.2 | HP |
| Pump / Motor Eff. | - * - | % |
| Pump Displacement | 7.7 | BBL/D |
| Pump Intake Pressure | 1.1 | psi (g) |
| Damp Up | 0.01 | |
| Damp Down | 0.01 | |
| Tubing Pressure | 100.0 | psi (g) |
| Effective Plunger Stroke | 95.00 | % |
| Effective Plunger Stroke | 18.7 | in |

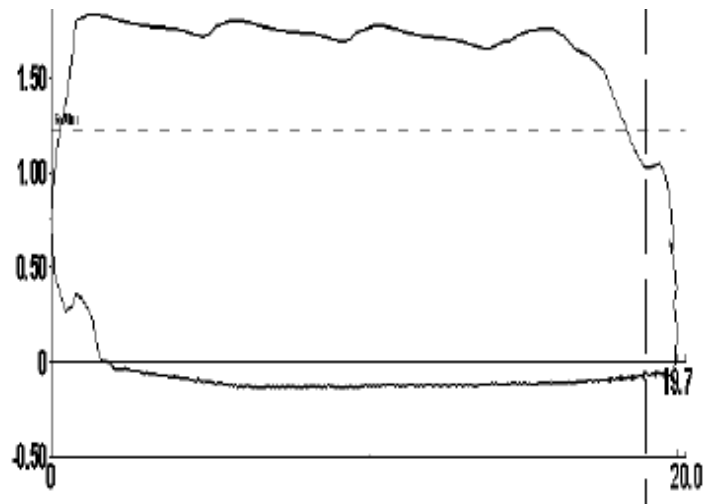


Figura 5. Carta Dina gráfica de Fondo

Tomando en cuenta los parámetros calculados según el programa ECHOMETER se tienen los siguientes valores:

| | |
|---|-----------|
| Longitud de la carrera de la barra pulida | 19.7 pulg |
| Velocidad de bombeo | 2.258 spm |
| Tiempo de trabajo | 24 Hrs |

Según la siguiente ecuación se tiene la producción teórica y con la base de que produce 3.2 bpd se puede generar que eficiencia de bomba trabaja para cada cambio de parámetro.

$$0.1133 \times D_{piston}^2 \times Carrera \times SPM \times \%Trabajo = Produccion Teorica$$

Producción Teórica = 7.87

$$Eff \text{ bomba} = Produccion \text{ Potencial} \div Produccion \text{ Teorica}$$

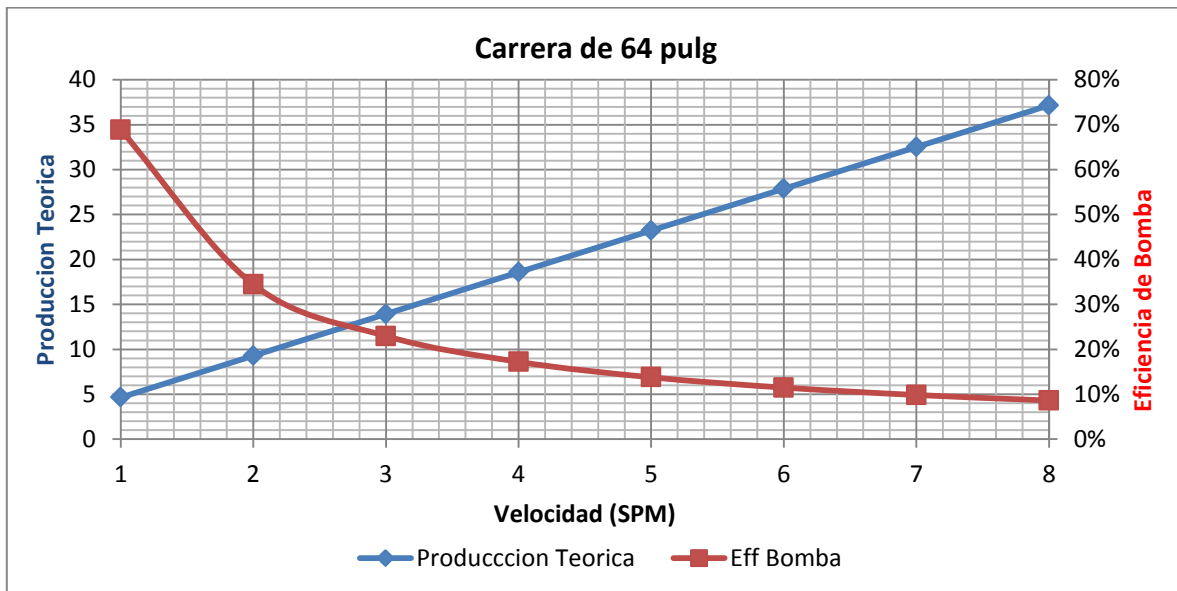
Eficiencia bomba = 41 %

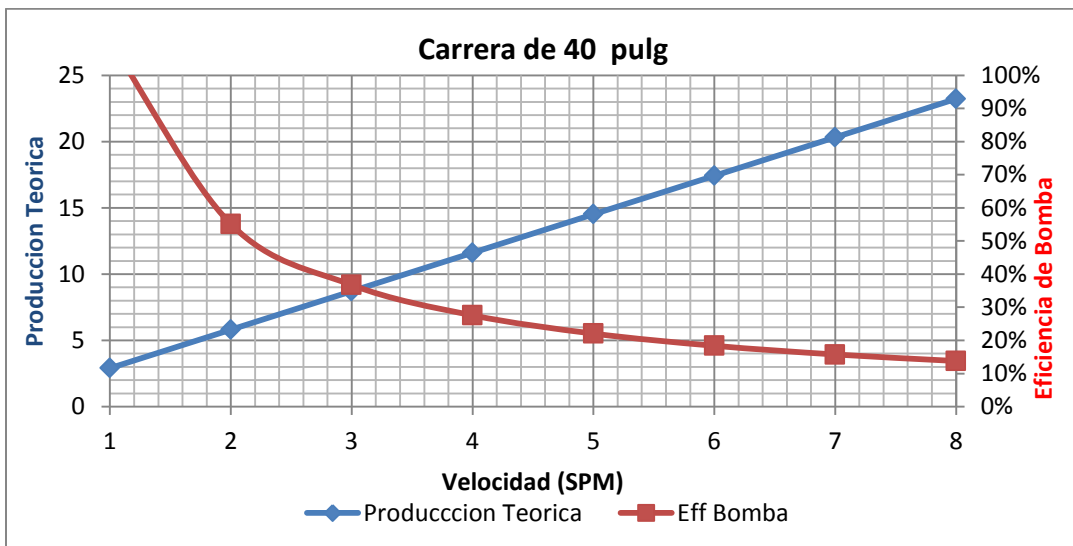
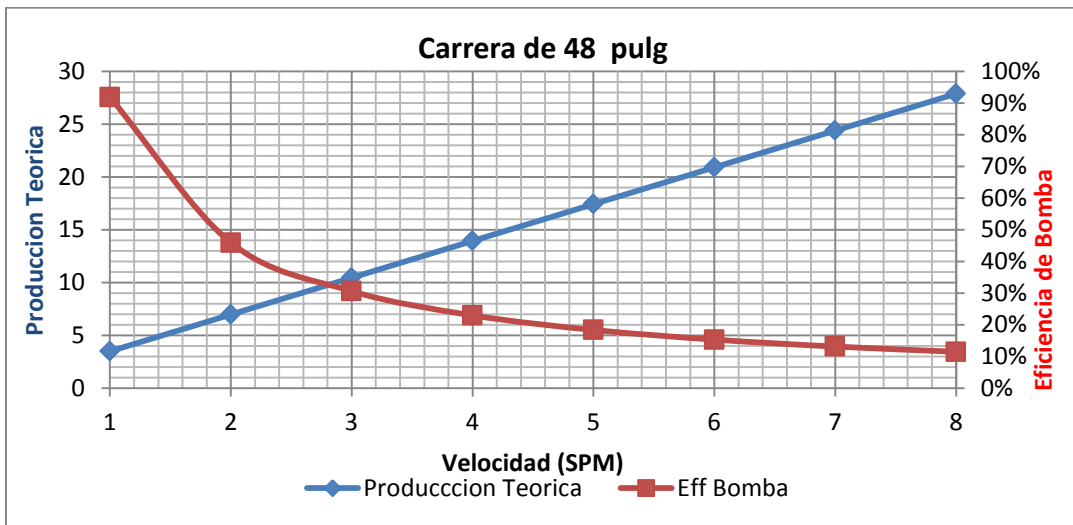
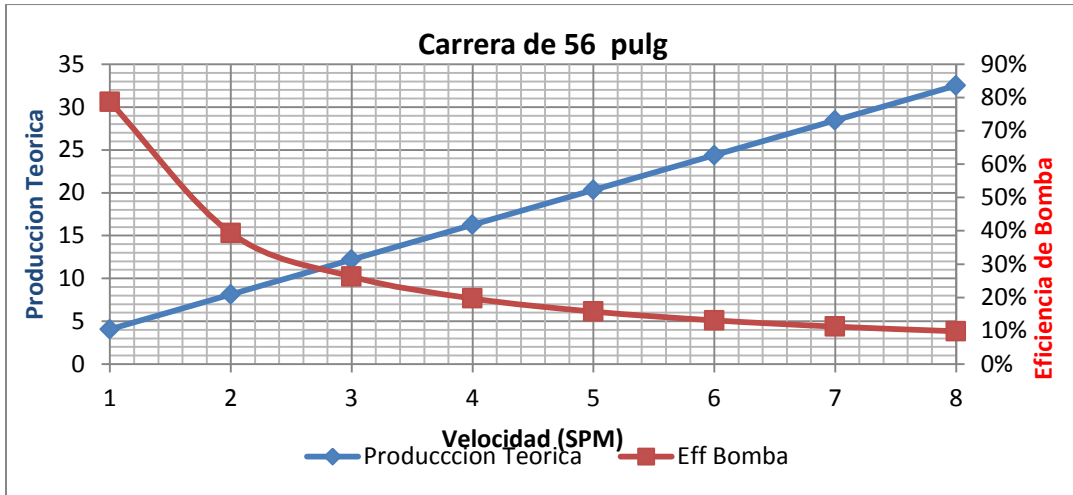
Cuadro # 02 Tabla de parámetros de funcionamiento

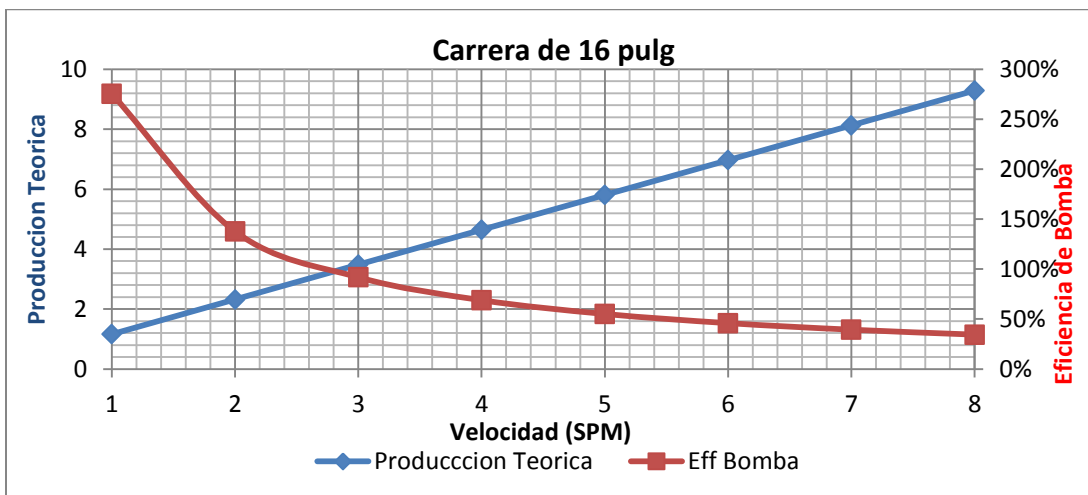
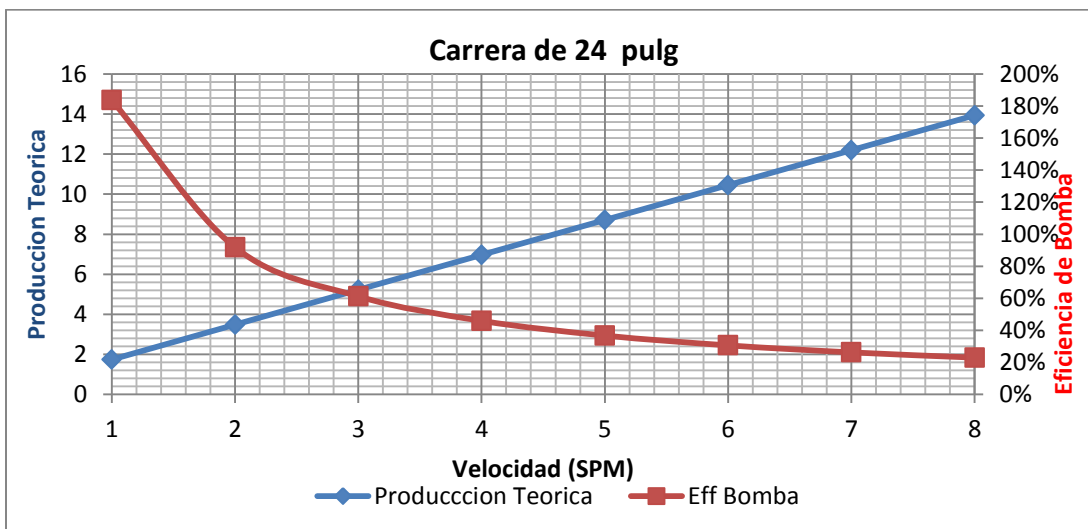
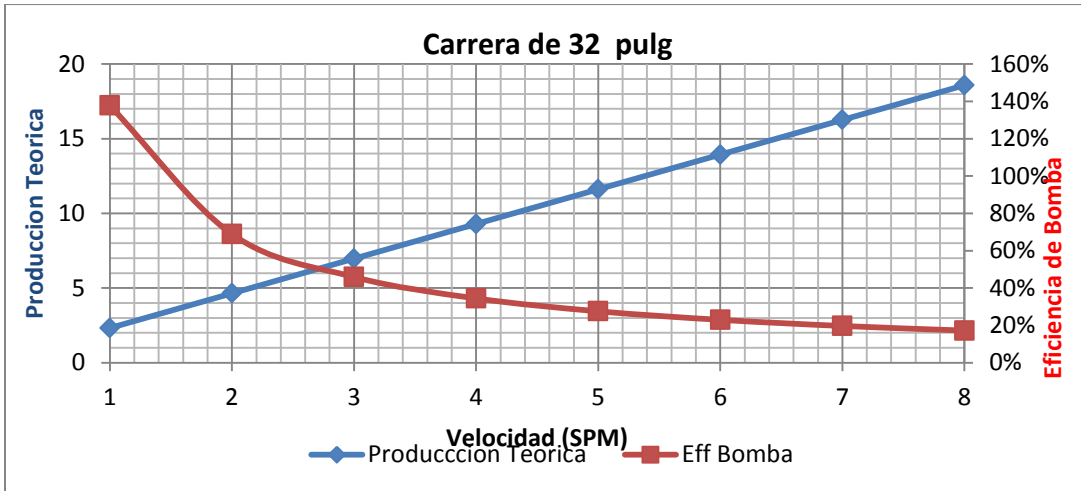
| Dm Pistón | Carrera (pulg) | Velocidad (spm) | Producción Teórica | Eficiencia Bomba |
|-----------|----------------|-----------------|--------------------|------------------|
| 1.25 | 64 | 1 | 5 | 69% |
| 1.25 | 64 | 2 | 9 | 34% |
| 1.25 | 64 | 3 | 14 | 23% |
| 1.25 | 64 | 4 | 19 | 17% |
| 1.25 | 64 | 5 | 23 | 14% |
| 1.25 | 64 | 6 | 28 | 11% |
| 1.25 | 64 | 7 | 33 | 10% |
| 1.25 | 64 | 8 | 37 | 9% |
| 1.25 | 56 | 1 | 4 | 79% |
| 1.25 | 56 | 2 | 8 | 39% |
| 1.25 | 56 | 3 | 12 | 26% |
| 1.25 | 56 | 4 | 16 | 20% |
| 1.25 | 56 | 5 | 20 | 16% |
| 1.25 | 56 | 6 | 24 | 13% |
| 1.25 | 56 | 7 | 28 | 11% |
| 1.25 | 56 | 8 | 33 | 10% |
| 1.25 | 48 | 1 | 3 | 92% |
| 1.25 | 48 | 2 | 7 | 46% |
| 1.25 | 48 | 3 | 10 | 31% |
| 1.25 | 48 | 4 | 14 | 23% |
| 1.25 | 48 | 5 | 17 | 18% |
| 1.25 | 48 | 6 | 21 | 15% |
| 1.25 | 48 | 7 | 24 | 13% |
| 1.25 | 48 | 8 | 28 | 11% |
| 1.25 | 40 | 1 | 3 | 110% |
| 1.25 | 40 | 2 | 6 | 55% |
| 1.25 | 40 | 3 | 9 | 37% |
| 1.25 | 40 | 4 | 12 | 28% |
| 1.25 | 40 | 5 | 15 | 22% |
| 1.25 | 40 | 6 | 17 | 18% |
| 1.25 | 40 | 7 | 20 | 16% |
| 1.25 | 40 | 8 | 23 | 14% |
| 1.25 | 32 | 1 | 2 | 138% |
| 1.25 | 32 | 2 | 5 | 69% |
| 1.25 | 32 | 3 | 7 | 46% |
| 1.25 | 32 | 4 | 9 | 34% |

| | | | | |
|------|----|---|----|------|
| 1.25 | 32 | 5 | 12 | 28% |
| 1.25 | 32 | 6 | 14 | 23% |
| 1.25 | 32 | 7 | 16 | 20% |
| 1.25 | 32 | 8 | 19 | 17% |
| 1.25 | 24 | 1 | 2 | 184% |
| 1.25 | 24 | 2 | 3 | 92% |
| 1.25 | 24 | 3 | 5 | 61% |
| 1.25 | 24 | 4 | 7 | 46% |
| 1.25 | 24 | 5 | 9 | 37% |
| 1.25 | 24 | 6 | 10 | 31% |
| 1.25 | 24 | 7 | 12 | 26% |
| 1.25 | 24 | 8 | 14 | 23% |
| 1.25 | 16 | 1 | 1 | 276% |
| 1.25 | 16 | 2 | 2 | 138% |
| 1.25 | 16 | 3 | 3 | 92% |
| 1.25 | 16 | 4 | 5 | 69% |
| 1.25 | 16 | 5 | 6 | 55% |
| 1.25 | 16 | 6 | 7 | 46% |
| 1.25 | 16 | 7 | 8 | 39% |
| 1.25 | 16 | 8 | 9 | 34% |

A continuación graficamos para cada longitud carrera (64, 56,48, 40, 32, 24 y 16) la producción teórica VS la eficiencia de bomba.

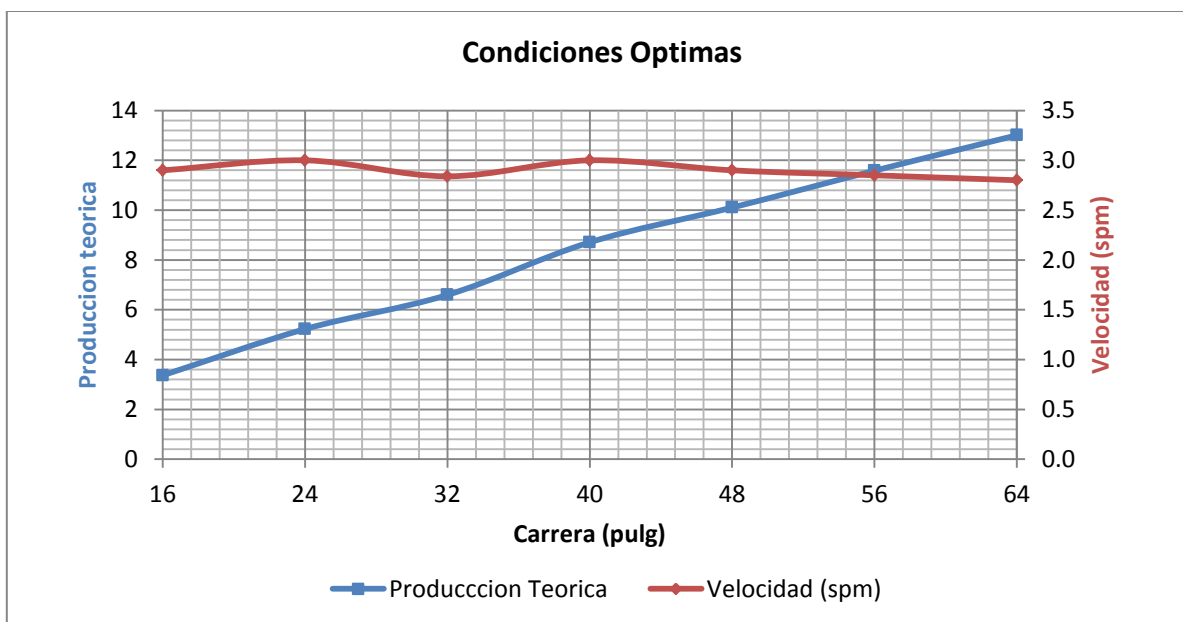






De las gráficas logramos obtener para cada una de las carreras las velocidades para el funcionamiento óptimo del pozo.

| Dm Pistón | Carrera (pulg) | Velocidad (spm) | Producción Teórica | Eficiencia Mecánica de la Bomba |
|-----------|----------------|-----------------|--------------------|---------------------------------|
| 1.25 | 64 | 2.8 | 13 | 25% |
| 1.25 | 56 | 2.85 | 12 | 28% |
| 1.25 | 48 | 2.9 | 10 | 32% |
| 1.25 | 40 | 3 | 9 | 37% |
| 1.25 | 32 | 2.84 | 7 | 49% |
| 1.25 | 24 | 3 | 5 | 61% |
| 1.25 | 16 | 2.9 | 3 | 95% |

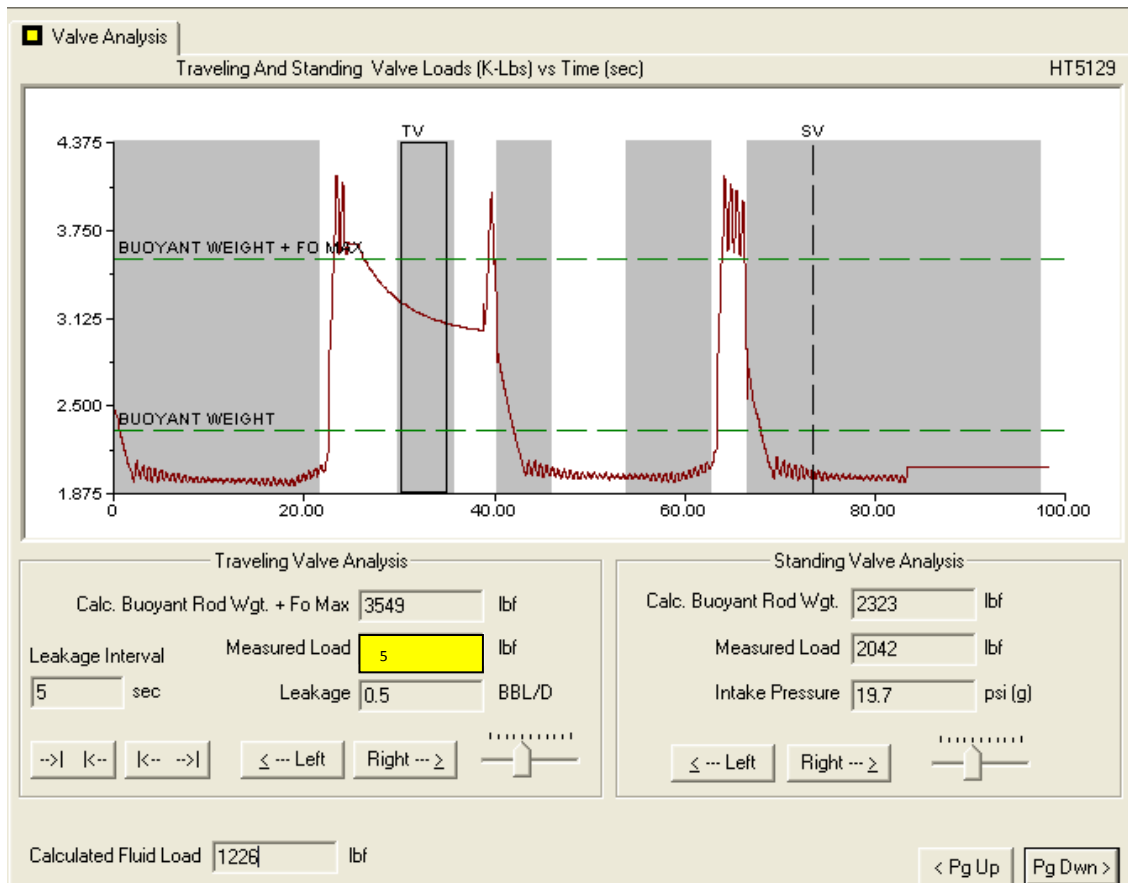


De la gráfica podemos ver que dentro de todas las condiciones óptimas se han logrado obtener la condición a la cual se tendría una eficiencia, spm, carrera y producción teórica optimizadas.

| | |
|--------------------------|------|
| Carrera (pulg) | 54.4 |
| Velocidad (spm) | 2.85 |
| Producción Teórica (bpd) | 11 |
| Eficiencia de la Bomba | 28% |

Dentro del programa “ECHOMETER” podemos obtener, mediante la prueba de válvula viajera, la cantidad de fluido que escurre es decir la pérdida que se tiene en las válvulas. La pérdida de carga en la válvula se demuestra puesto que al calcular las condiciones óptimas de funcionamiento se calcula una eficiencia del 29% motivo por el cual al realizar la corrida de datos en el programa nos arroja los siguientes datos:

$$Eff\ bomba = \frac{Produccion\ Potencial}{Produccion\ Teorica}$$



De la gráfica se obtiene una pérdida en válvulas de 5 barriles lo que sumado a los 3.2 bpd que produce el pozo diariamente nos da 8.2 bpd. Esto quiere decir que si se logra reparar la bomba de subsuelo se podrá mejorar la eficiencia de la bomba y por lo tanto también la producción del pozo.

- **Velocidad del Pistón**

Si se observa detalladamente el grafico de Velocidad del pistón, se puede notar que existen variaciones significativas de dicha variable respecto a su posición dentro del barril. Durante la carrera ascendente del pistón (marcados con círculo rojo - específicamente en el transcurso de 4.85 a 6.52 pulg muestra un incremento de velocidad de 0 pulg/seg a 12.47 pulg/seg) y en las siguientes 3 pulg una disminución drástica (de 12.47 pulg/seg a 0 pulg/seg), este efecto de variaciones se repite consecutivamente durante la carrera ascendente cada 9.52 pulg (aprox) indicando una restricción al movimiento continuo del pistón, generado por las fricciones dentro de la bomba ocasionadas por algún tipo de incrustación de sólidos dentro del barril al inicio de la carrera.

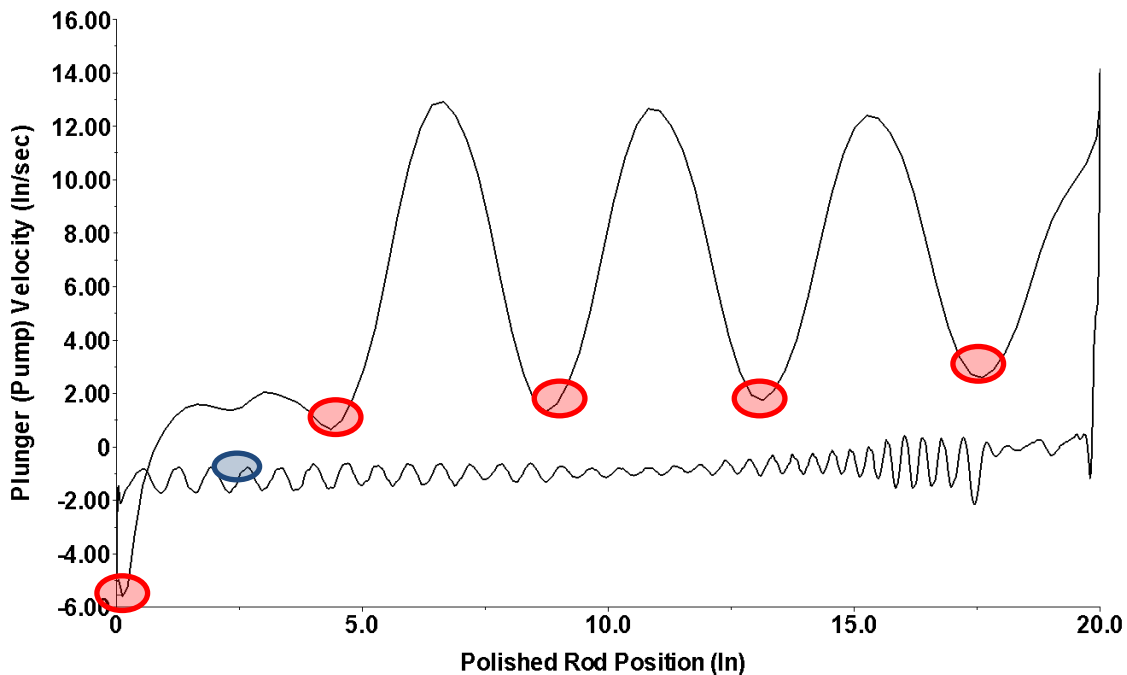


Figura 6 Velocidad el Pistón

- **Determinar el nivel de líquido en condiciones dinámicas a través de mediciones acústicas**

Determinación de nivel de líquido

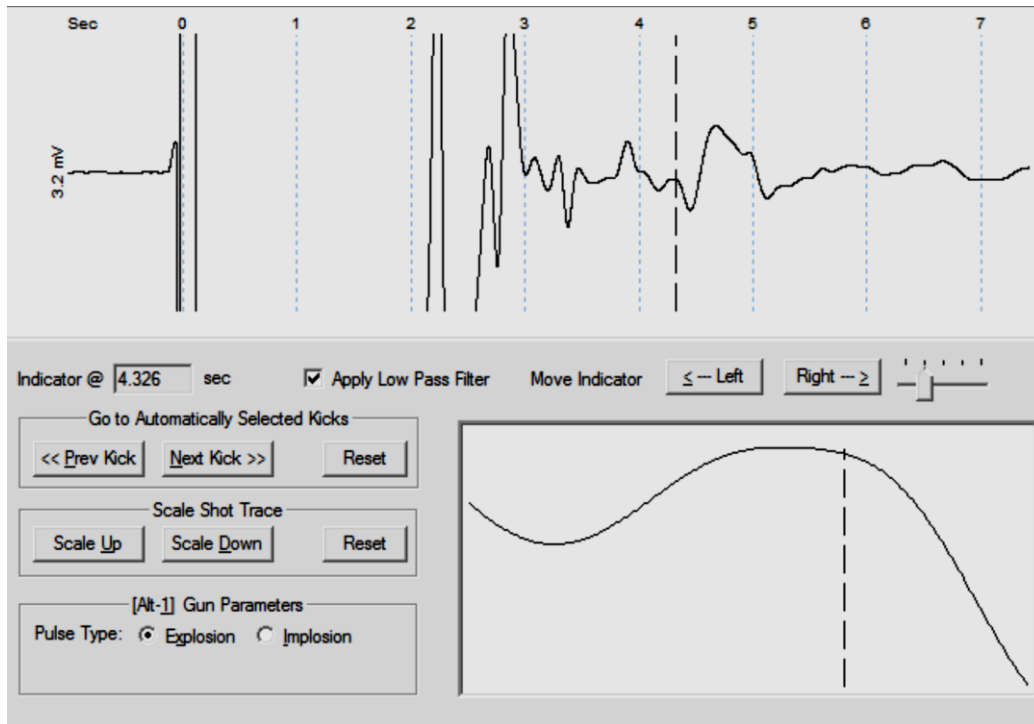


Figura 7. Determinación de nivel de líquido I

A partir de la medición acústica se determinó la señal que representa la profundidad del nivel de fluido con un indicador de tiempo = 4,262 seg, es decir, el tiempo equivalente de respuesta en superficie después de ser liberado el pulso acústico en el pozo (tiempo de doble viaje). Para la selección de la señal que corresponde al nivel de fluido se tomaron en cuenta las características y amplitud de la onda registrada.

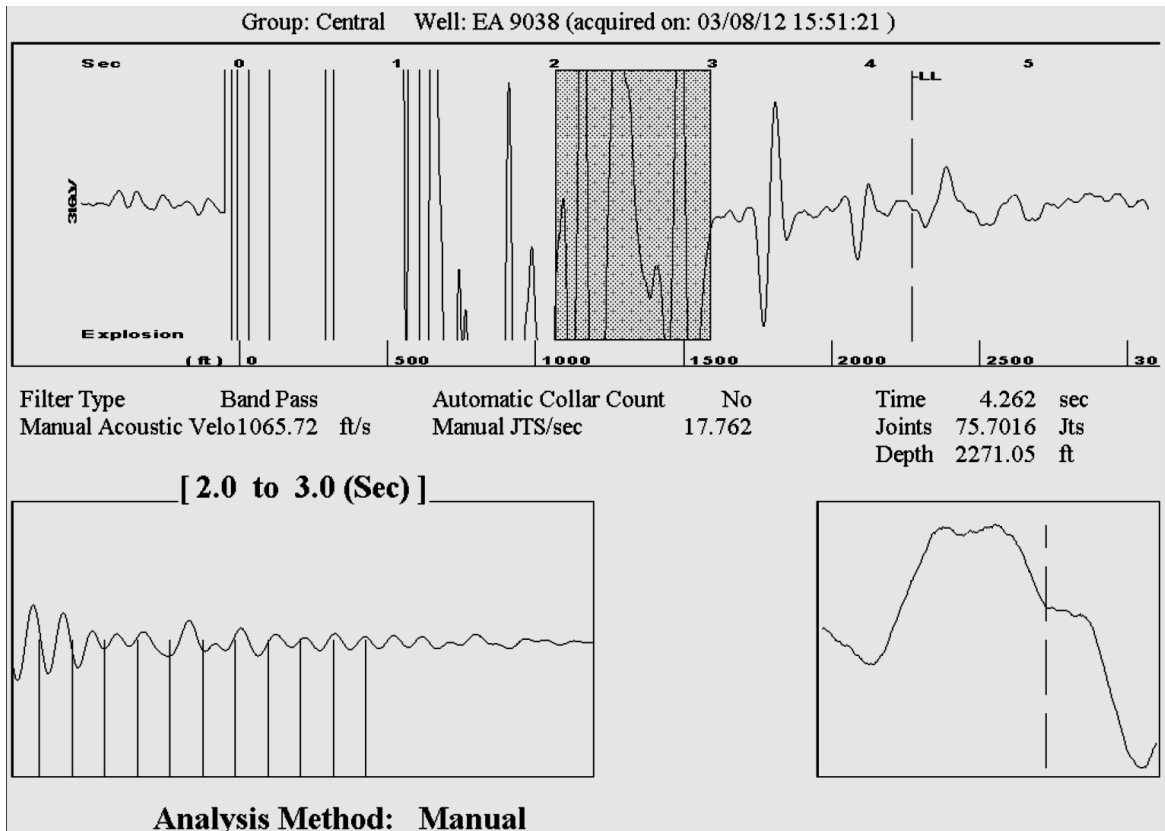


Figura 8. Determinación de nivel de líquido II

Para determinar la profundidad del nivel de fluido se utilizó el método automático de conteo de collares, esto permitió determinar una velocidad acústica de $V_a=1065.72$ pies/seg., considerando el tiempo de doble viaje se calcula la profundidad del nivel de fluido a partir de:

$$NF = 1065.72 \text{ pies/seg} \times 4.262 \text{ seg} / 2$$

$$NF = 2271.049$$

$$SUMERGENCIA = NA - NF = 2337.98 - 2271.049 = 67$$

Prueba de restauración de la presión

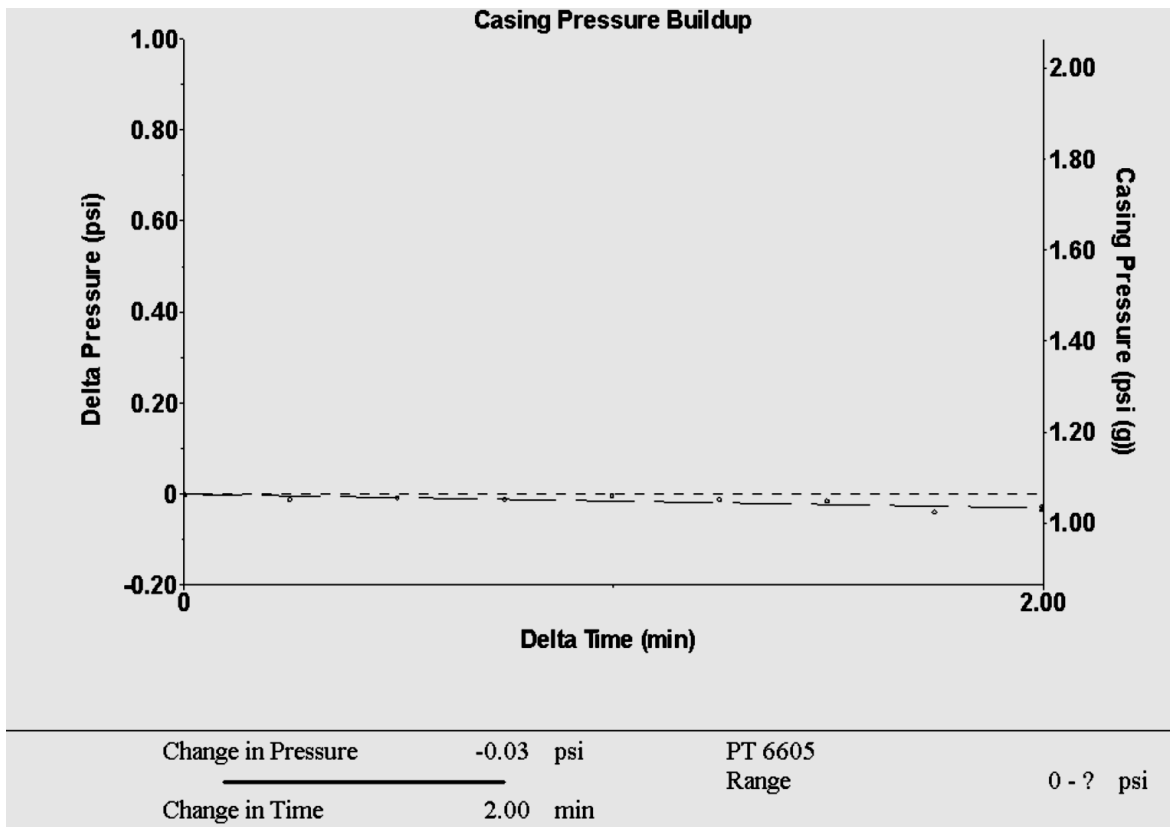


Figura 9. Prueba de restauración de la presión

La prueba de mini “buildup” muestra la capacidad que tiene el nivel de líquido al deprimir y estabilizar en dos posiciones mientras el pozo produce a una tasa constante para así asumir un nivel representativo y poder realizar el cálculo de la presión de fondo fluyente a partir de una correlación partiendo de datos de producción previos a la prueba, que permiten obtener el gradiente de los gases presentes en la columna de líquido.

Una vez registrado el nivel se graba con el sensor electrónico la presión de “Casing” y como está viaja respecto al tiempo registrando en este caso oscilaciones anormales que indican que el pozo no estabiliza su comportamiento de producción. Se puede notar en la medida de presión que disminuye cuando la barra pulida va en su carrera descendente e incrementa en la carrera ascendente.

A partir de todo el análisis realizado en base a las condiciones de operación que posee el pozo así como las características que presenta, a continuación se presentan las condiciones generadas con el programa "Total Well Management" mediante la adquisición del test acústico.

The screenshot displays the 'Total Well Management' software interface with the following data and settings:

- Production:**
 - Oil: 8.5 BBL/D (Current), Potential: []
 - Water: 0.4 BBL/D (Current), Potential: []
 - Gas: 0.0 Mscf/D (Current), Potential: []
- IPR Method:** Vogel
- PBHP/SBHP:** []
- Producing Efficiency:** 0.0 %
- Fluid Densities:**
 - Oil: 29.1129 deg.API
 - Water: 1.03 Sp.Gr.H2O
 - Gas Gravity: 0.85 Air = 1
- Acoustic Velocity:** 1134.22 ft/s
- Casing Pressure:** 1.1 psi (g)
- Casing Pressure Buildup:** -0.030 psi
- Gas/Liquid Interface Pres.:** 1.2 psi (g)
- Liquid Level Depth MD:** 319.28 ft
- Pump Intake Depth MD:** 2338.00 ft
- TVD:** 2338.00
- Formation Depth MD:** 2456.00 ft
- Well State:** Producing
- Annular Gas Flow:** 0 Mscf/D
- % Liquid:** 100
- Pump Intake Pressure:** 741.0 psi (g)
- PBHP:** 793.6 psi (g)
- Reservoir Pressure (SBHP):** 789.1 psi (g)
- Pump Submergence:**
 - Total Gaseous Liquid Column HT (TVD): 2019 ft
 - Equivalent Gas Free Liquid HT (TVD): 2019 ft
- Comment:** Acoustic Test

The wellbore diagram shows a vertical column with a blue shaded area at the bottom representing the liquid level, and a grey shaded area above it representing the gas column.

Figura 10. Determinación de nivel de líquido III

De la adquisición acústica que se ha presentado se ha logrado determinar los siguientes parámetros:

Presión Reservorio 789 psi
 Presión de fondo fluyente 79.3 psi

5.3 Curva IPR

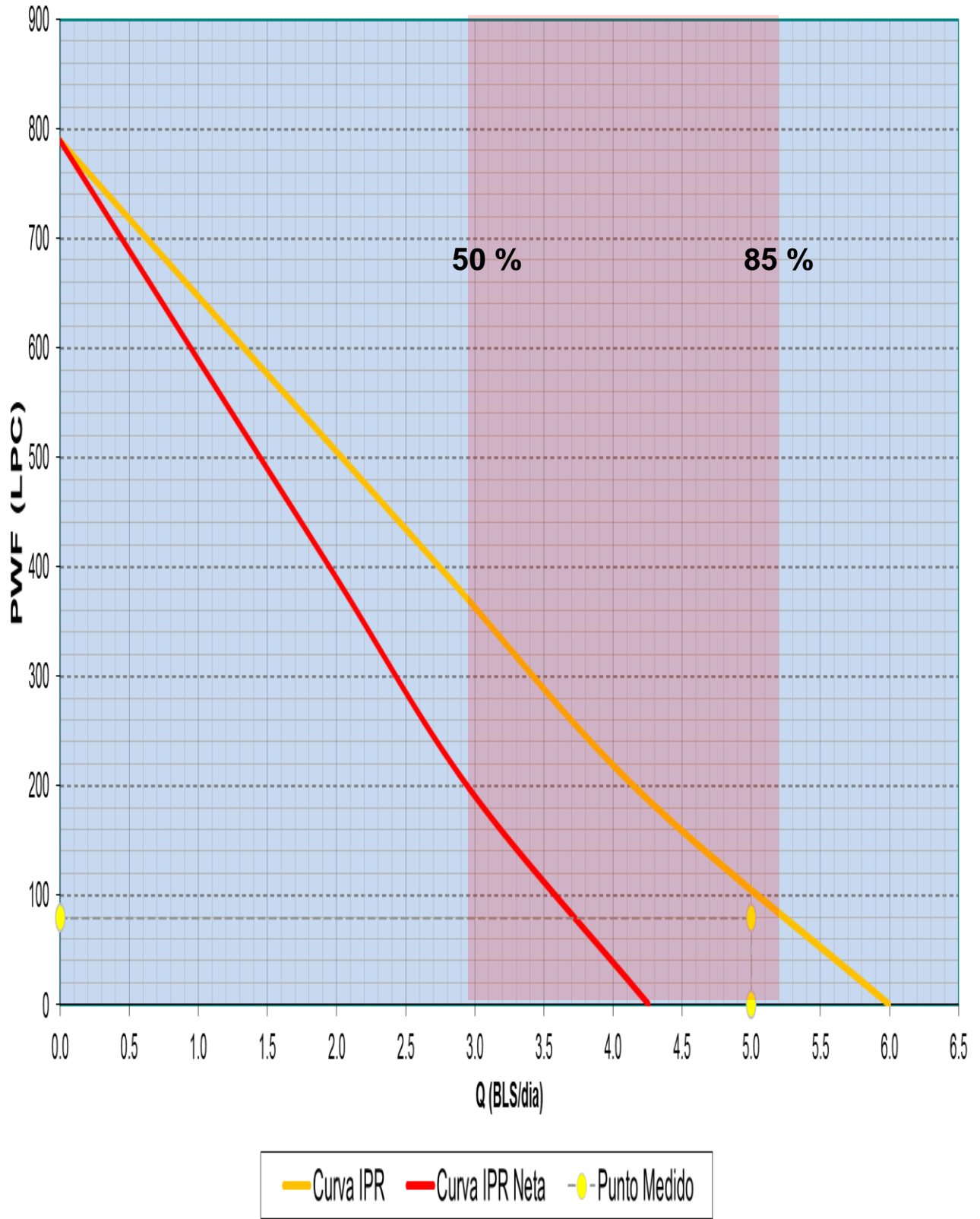
Descripción del comportamiento de producción de los pozos seleccionados y estimación de la capacidad de producción a partir de curvas IPR basadas en el método de Vogel

A partir del IP (índice de productividad para pozos en yacimientos cuya presión de burbuja está por debajo de la presión del reservorio – Yacimientos subsaturados) y el método de IPR de Vogel ("Inflow Performance Relationship" – Para yacimientos saturados).

En base a esto se plantean los resultados de potencial de producción en la ventana de BHP ("Bottom hole pressure") del software, sabiendo que para su desarrollo se consideran los valores de tasa de fluido medida en la última prueba del pozo "QL en BPD" lo más actualizada posible y en estado estable, la presión dinámica de fondo del pozo, P_{wf} ; (BHP – "Producing Bottom Hole Pressure" en el programa "Total Well Management") que represente el estado del pozo al medir la tasa de producción, la presión estática promedio del yacimiento lo más actualizada posible, y por último la proporción de los fluidos producidos (RAP y RGL – Relación Agua Petróleo y Relación Gas Líquido).

Todos estos parámetros que ya fueron comentados y hallados mediante la interpretación de la medición física. Según la información del pozo que se ha ido calculando además de los datos mostrados, los caudales de líquido y %AyS fueron suministrados por la empresa operadora del campo, resaltando que las pruebas de producción fueron realizadas con anticipación a las mediciones de nivel de fluido y presiones de fondo a partir de métodos acústicos, y carta dinográfica en los pozos.

Figura 11. CURVA IPR



Una vez mostrados los resultados de IPR se establece un rango típico de producción que considera como “Rango de pozo Optimizado”, este se encuentra entre el 50% y 85% de su potencial máximo, es decir si un pozo se encuentra por debajo de 50% se considera sub-optimizado lo que indica posibles problemas en el sistema que evitan una mayor producción. Si se encuentra por encima del 85% el pozo se considera “Sobre Optimizado” por lo cual el pozo debería reducir su régimen de fluido de manera de no irrumpir en tasas críticas que conlleven a la producción de altas tasas de agua, gas o sedimentos.

Para el caso del pozo SV 1000 se observa que su potencial máximo según las correlaciones de Vogel es de 6 BPD y se encuentra dentro del rango de pozo optimizado.

5.4 Calculo de la curva de Declinación

Comportamiento productivo del pozo desde su perforación hasta la actualidad tomando en cuenta la implementación del sistema mecánico hidráulico

Después de haber simulado y calculado las expectativas productivas y los parámetro a los cuales debe de regirse el pozo para poder tener un buen grado de optimización y mejora de la producción, es que comenzaremos a analizar los resultado productivos que ha venido teniendo el pozo desde el inicio de su vida productiva, pasando por la implementación del sistema mecánico hidráulico hasta el comportamiento productivo que presenta a la fecha.

Como se aprecia en la gráfica siguiente la producción de petróleo presenta la declinación natural a lo largo de los años de producción además se debe de tener en cuenta que esto se debe a que el pozo SV 1000 se encuentra produciendo de un campo maduro como lo es el del Lote X.

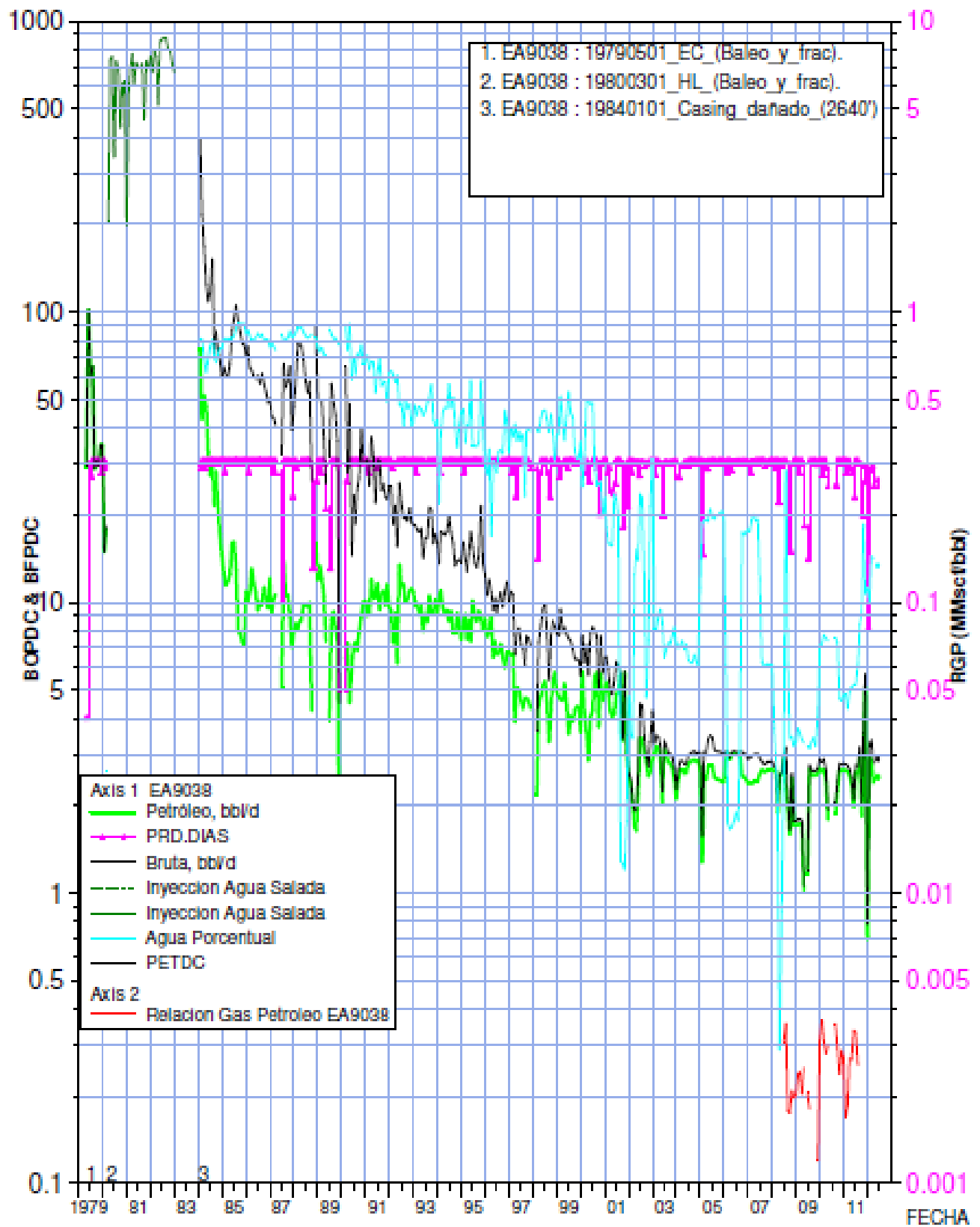


Figura 12. Grafica de producción del pozo I

Partiendo del principio de que el sistema Mecánico Hidráulico permite tener unos SPM bajos con respecto a otras unidades es que se grafica los SPM y la producción de petróleo con respecto al tiempo.

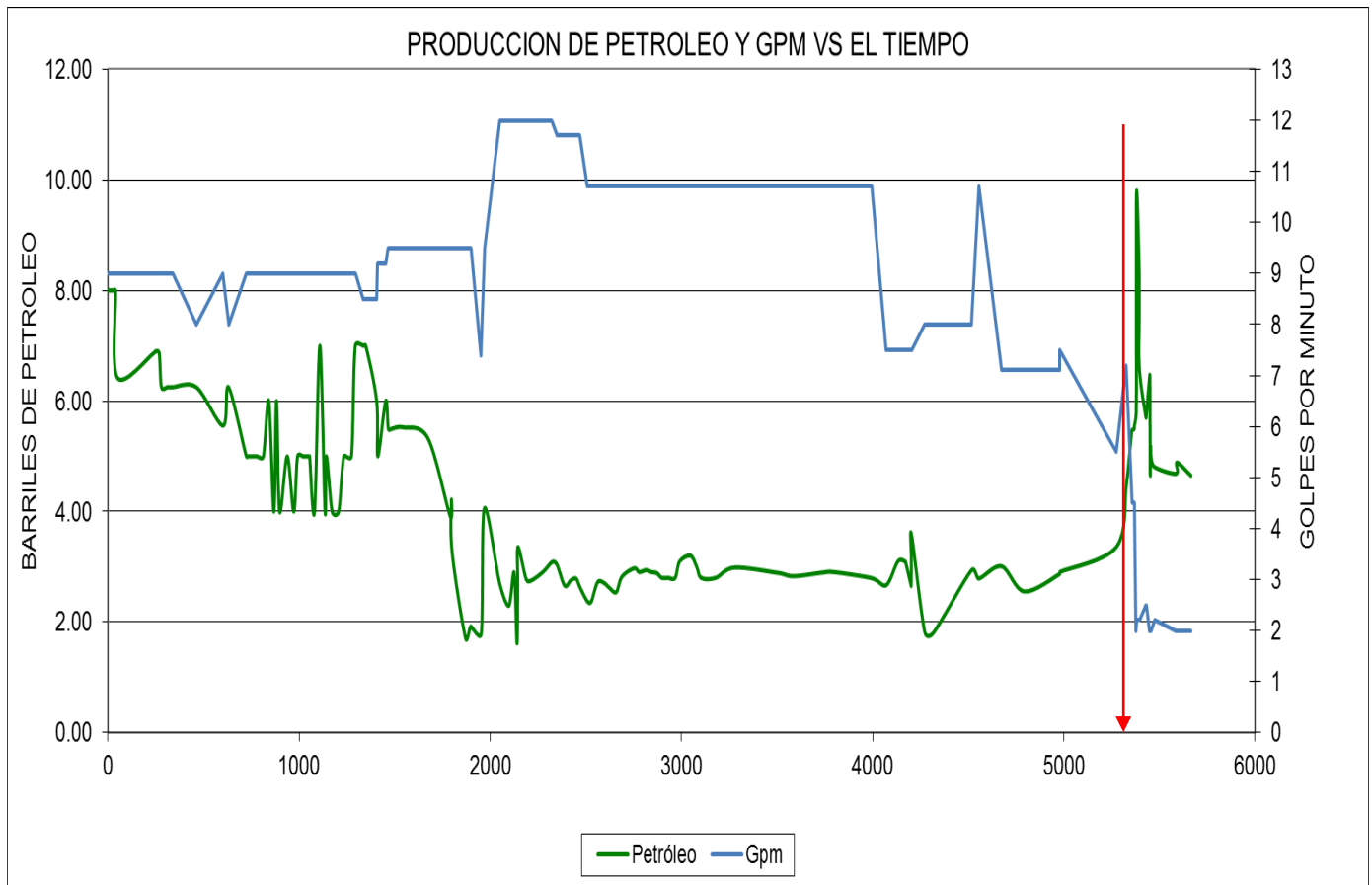


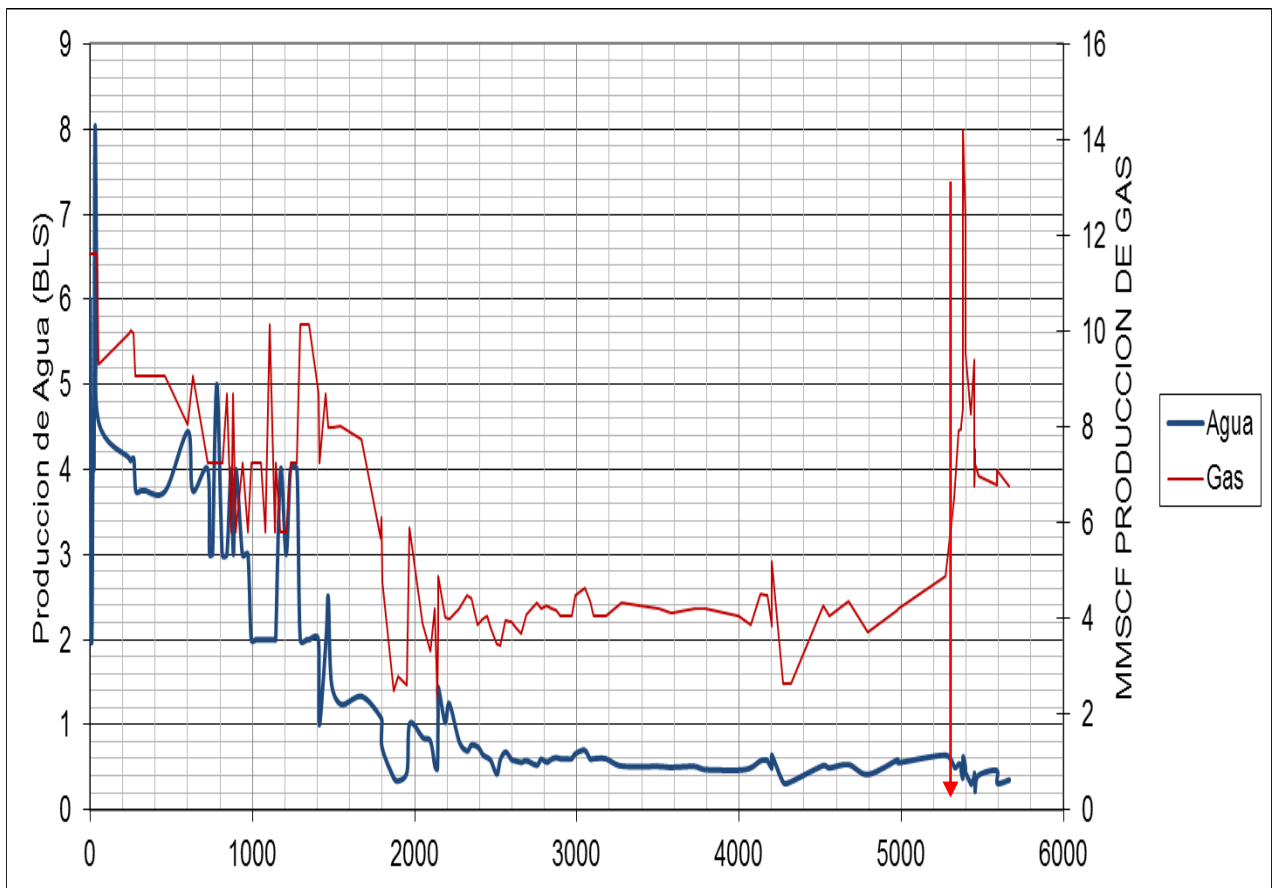
Figura 13. Grafica de producción del pozo II

Como se aprecia en el gráfico, a partir de que se instaló el sistema mecánico hidráulico los GPM se disminuyeron considerablemente y esto tuvo como resultado un aumento sustancial en la producción de petróleo.

Todo esto se debe a que antes de la implementación del sistema mecánico hidráulico se trabajaba con tiempos de trabajo muy bajos puesto que el pozo al poseer un alto índice de intervenciones debido a rotura de tubería no se podía trabajar con altos GPM puesto que esto contribuiría a la rotura de la tubería

además que pese a trabajar con GPM bajos también se tuvo que trabajar con tiempos de trabajo cortos. A partir de la implementación del sistema es que se lograr trabajar con golpes por minuto mucho más bajos y tener al pozo trabajando las 24 horas del día.

Además del incremento de petróleo también existen variaciones considerables con respecto al Gas y a la producción de agua.



Como se aprecia la producción diaria de Gas a aumentado correspondiendo de esta manera al aumento de la producción de petróleo, además se aprecia que la declinación natural de la producción de agua y que al instalar el sistema Mecanico hidráulico se ha logrado disminuir la producción de agua y aumentar la producción de petróleo y gas.

A continuación se muestran la tabla de la historia de producción del pozo desde su perforación a la fecha.

| Petróleo Acumulado | Bruta Acumulada | DIAS | Fecha | Petróleo | Agua | BRUTA | % AGUA | Gas | Carrera | Gpm |
|--------------------|-----------------|------|------------|----------|------|-------|--------|-------|---------|------|
| 8 | 14 | 0 | 03/01/1997 | 8.00 | 6.00 | 14.00 | 42.86 | 11.60 | 61.00 | 9.00 |
| 72 | 78 | 8 | 11/01/1997 | 8.00 | 2.00 | 10.00 | 20.00 | 11.60 | 61.00 | 9.00 |
| 136 | 158 | 16 | 19/01/1997 | 8.00 | 4.00 | 12.00 | 33.33 | 11.60 | 61.00 | 9.00 |
| 192 | 242 | 23 | 26/01/1997 | 8.00 | 4.00 | 12.00 | 33.33 | 11.60 | 61.00 | 9.00 |
| 240 | 314 | 29 | 02/02/1997 | 8.00 | 8.00 | 16.00 | 50.00 | 11.60 | 61.00 | 9.00 |
| 328 | 490 | 40 | 13/02/1997 | 8.00 | 6.00 | 14.00 | 42.86 | 11.60 | 61.00 | 9.00 |
| 400 | 616 | 49 | 22/02/1997 | 6.42 | 4.58 | 11.00 | 41.60 | 9.31 | 61.00 | 9.00 |
| 1621 | 2706 | 239 | 02/09/1997 | 6.86 | 4.14 | 11.00 | 37.60 | 9.95 | 61.00 | 9.00 |
| 1682 | 2805 | 248 | 11/09/1997 | 6.90 | 4.10 | 11.00 | 37.30 | 10.00 | 61.00 | 9.00 |
| 1820 | 3025 | 268 | 01/10/1997 | 6.88 | 4.13 | 11.00 | 37.50 | 9.97 | 61.00 | 9.00 |
| 1903 | 3157 | 280 | 13/10/1997 | 6.25 | 3.75 | 10.00 | 37.50 | 9.06 | 61.00 | 9.00 |
| 2097 | 3467 | 311 | 14/11/1997 | 6.25 | 3.75 | 10.00 | 37.50 | 9.06 | 61.00 | 9.00 |
| 2147 | 3547 | 319 | 22/11/1997 | 6.25 | 3.75 | 10.00 | 37.50 | 9.06 | 61.00 | 9.00 |
| 2222 | 3667 | 331 | 04/12/1997 | 6.25 | 3.75 | 10.00 | 37.50 | 9.06 | 61.00 | 9.00 |
| 2272 | 3747 | 339 | 12/12/1997 | 6.25 | 3.75 | 10.00 | 37.50 | 9.06 | 61.00 | 9.00 |
| 3047 | 4987 | 463 | 16/04/1998 | 6.25 | 3.75 | 10.00 | 37.50 | 9.06 | 61.00 | 9.00 |
| 3915 | 6377 | 602 | 05/09/1998 | 5.56 | 4.44 | 10.00 | 44.44 | 8.06 | 61.00 | 9.00 |
| 4076 | 6667 | 631 | 04/10/1998 | 6.25 | 3.75 | 10.00 | 37.50 | 9.06 | 61.00 | 8.00 |
| 4658 | 7597 | 724 | 07/01/1999 | 5.00 | 4.00 | 9.00 | 44.44 | 7.25 | 61.00 | 9.00 |
| 4713 | 7696 | 735 | 18/01/1999 | 5.00 | 3.00 | 8.00 | 37.50 | 7.25 | 61.00 | 9.00 |
| 4788 | 7816 | 750 | 03/02/1999 | 5.00 | 3.00 | 8.00 | 37.50 | 7.25 | 61.00 | 9.00 |
| 4808 | 7848 | 754 | 07/02/1999 | 5.00 | 3.00 | 8.00 | 37.50 | 7.25 | 61.00 | 9.00 |
| 4938 | 8056 | 780 | 03/03/1999 | 5.00 | 5.00 | 10.00 | 50.00 | 7.25 | 61.00 | 9.00 |
| 5103 | 8386 | 813 | 06/04/1999 | 5.00 | 3.00 | 8.00 | 37.50 | 7.25 | 61.00 | 9.00 |
| 5248 | 8618 | 842 | 05/05/1999 | 6.00 | 3.00 | 9.00 | 33.33 | 8.70 | 61.00 | 9.00 |
| 5404 | 8852 | 868 | 01/06/1999 | 4.00 | 4.00 | 8.00 | 50.00 | 5.80 | 61.00 | 9.00 |
| 5460 | 8964 | 882 | 15/06/1999 | 6.00 | 3.00 | 9.00 | 33.33 | 8.70 | 61.00 | 9.00 |
| 5556 | 9108 | 898 | 01/07/1999 | 4.00 | 4.00 | 8.00 | 50.00 | 5.80 | 61.00 | 9.00 |
| 5716 | 9428 | 938 | 11/08/1999 | 5.00 | 3.00 | 8.00 | 37.50 | 7.25 | 61.00 | 9.00 |
| 5886 | 9700 | 972 | 15/09/1999 | 4.00 | 3.00 | 7.00 | 42.86 | 5.80 | 61.00 | 9.00 |
| 5966 | 9840 | 992 | 05/10/1999 | 5.00 | 2.00 | 7.00 | 28.57 | 7.25 | 61.00 | 9.00 |
| 6111 | 10043 | 1021 | 04/11/1999 | 5.00 | 2.00 | 7.00 | 28.57 | 7.25 | 61.00 | 9.00 |
| 6271 | 10267 | 1053 | 06/12/1999 | 5.00 | 2.00 | 7.00 | 28.57 | 7.25 | 61.00 | 9.00 |
| 6281 | 10281 | 1055 | 08/12/1999 | 5.00 | 2.00 | 7.00 | 28.57 | 7.25 | 61.00 | 9.00 |
| 6411 | 10463 | 1081 | 04/01/2000 | 4.00 | 2.00 | 6.00 | 33.33 | 5.80 | 61.00 | 9.00 |
| 6523 | 10631 | 1109 | 02/02/2000 | 7.00 | 2.00 | 9.00 | 22.22 | 10.15 | 61.00 | 9.00 |
| 6712 | 10874 | 1136 | 29/02/2000 | 4.00 | 2.00 | 6.00 | 33.33 | 5.80 | 61.00 | 9.00 |
| 6740 | 10916 | 1143 | 07/03/2000 | 5.00 | 2.00 | 7.00 | 28.57 | 7.25 | 61.00 | 9.00 |
| 6890 | 11126 | 1173 | 07/04/2000 | 4.00 | 4.00 | 8.00 | 50.00 | 5.80 | 61.00 | 9.00 |
| 7026 | 11398 | 1207 | 11/05/2000 | 4.00 | 3.00 | 7.00 | 42.86 | 5.80 | 61.00 | 9.00 |
| 7134 | 11587 | 1234 | 08/06/2000 | 5.00 | 4.00 | 9.00 | 44.44 | 7.25 | 61.00 | 9.00 |
| 7334 | 11947 | 1274 | 18/07/2000 | 5.00 | 4.00 | 9.00 | 44.44 | 7.25 | 61.00 | 9.00 |

| | | | | | | | | | | |
|------------------|------------------|-----------------|-----------------------|-----------------|-----------------|-----------------|------------------|-----------------|------------------|------------------|
| 7434 | 12127 | 1294 | 08/08/2000 | 7.00 | 2.00 | 9.00 | 22.22 | 10.15 | 61.00 | 9.00 |
| 7728 | 12505 | 1336 | 20/09/2000 | 7.00 | 2.00 | 9.00 | 22.22 | 10.15 | 61.00 | 8.50 |
| 7819 | 12622 | 1349 | 03/10/2000 | 7.00 | 2.00 | 9.00 | 22.22 | 10.15 | 61.00 | 8.50 |
| 8218 | 13135 | 1406 | 30/11/2000 | 6.00 | 2.00 | 8.00 | 25.00 | 8.70 | 61.00 | 8.50 |
| 8254 | 13183 | 1412 | 06/12/2000 | 5.00 | 1.00 | 6.00 | 16.67 | 7.25 | 61.00 | 9.20 |
| 8459 | 13429 | 1453 | 17/01/2001 | 6.00 | 2.00 | 8.00 | 25.00 | 8.70 | 61.00 | 9.20 |
| 8543 | 13541 | 1467 | 01/02/2001 | 5.50 | 2.50 | 8.00 | 31.25 | 7.98 | 54.00 | 9.50 |
| 8647 | 13693 | 1486 | 20/02/2001 | 5.50 | 1.50 | 7.00 | 21.43 | 7.98 | 54.00 | 9.50 |
| 8972 | 14106 | 1545 | 19/04/2001 | 5.53 | 1.24 | 6.76 | 18.32 | 8.01 | 54.00 | 9.50 |
| 9684 | 14979 | 1674 | 28/08/2001 | 5.33 | 1.33 | 6.66 | 20.00 | 7.73 | 54.00 | 9.50 |
| 10308 | 15758 | 1791 | 25/12/2001 | 3.91 | 1.09 | 5.00 | 21.77 | 5.67 | 54.00 | 9.50 |
| 10331 | 15788 | 1797 | 31/12/2001 | 4.21 | 0.99 | 5.20 | 19.00 | 6.11 | 54.00 | 9.50 |
| 10344 | 15803 | 1800 | 03/01/2002 | 3.28 | 0.72 | 4.00 | 18.00 | 4.76 | 54.00 | 9.50 |
| 10577 | 16087 | 1871 | 14/03/2002 | 1.71 | 0.37 | 2.08 | 18.00 | 2.47 | 54.00 | 9.50 |
| 10623 | 16144 | 1898 | 11/04/2002 | 1.92 | 0.34 | 2.26 | 15.00 | 2.79 | 54.00 | 9.50 |
| 10728 | 16268 | 1953 | 06/06/2002 | 1.79 | 0.45 | 2.24 | 20.00 | 2.60 | 42.00 | 7.40 |
| 10757 | 16304 | 1969 | 22/06/2002 | 4.06 | 1.01 | 5.07 | 20.00 | 5.88 | 54.00 | 9.50 |
| 11086 | 16714 | 2050 | 13/09/2002 | 2.69 | 0.85 | 3.54 | 24.00 | 3.90 | 54.00 | 12.00 |
| 11212 | 16881 | 2097 | 30/10/2002 | 2.29 | 0.81 | 3.10 | 26.00 | 3.33 | 54.00 | 12.00 |
| 11276 | 16968 | 2125 | 28/11/2002 | 2.89 | 0.51 | 3.40 | 15.00 | 4.19 | 54.00 | 12.00 |
| 11320 | 17019 | 2140 | 13/12/2002 | 1.62 | 0.48 | 2.10 | 23.00 | 2.34 | 54.00 | 12.00 |
| 11326 | 17027 | 2144 | 17/12/2002 | 2.66 | 1.14 | 3.80 | 30.00 | 3.86 | 54.00 | 12.00 |
| 11329 | 17031 | 2145 | 18/12/2002 | 3.36 | 1.44 | 4.80 | 30.00 | 4.87 | 54.00 | 12.00 |
| 11473 | 17237 | 2188 | 31/01/2003 | 2.77 | 1.03 | 3.80 | 27.00 | 4.02 | 54.00 | 12.00 |
| 11543 | 17332 | 2213 | 25/02/2003 | 2.75 | 1.25 | 4.00 | 31.25 | 3.99 | 54.00 | 12.00 |
| 11716 | 17584 | 2276 | 28/04/2003 | 2.91 | 0.79 | 3.70 | 21.43 | 4.22 | 54.00 | 12.00 |
| 11855 | 17762 | 2324 | 16/06/2003 | 3.09 | 0.69 | 3.78 | 18.32 | 4.48 | 54.00 | 12.00 |
| 11933 | 17856 | 2349 | 11/07/2003 | 3.04 | 0.76 | 3.80 | 20.00 | 4.41 | 54.00 | 11.70 |
| 12054 | 18008 | 2389 | 21/08/2003 | 2.66 | 0.74 | 3.40 | 21.77 | 3.86 | 54.00 | 11.70 |
| 12139 | 18117 | 2421 | 23/09/2003 | 2.75 | 0.65 | 3.40 | 19.00 | 3.99 | 54.00 | 11.70 |
| 12216 | 18212 | 2449 | 21/10/2003 | 2.79 | 0.61 | 3.40 | 18.00 | 4.04 | 42.00 | 11.70 |
| 12275 | 18284 | 2470 | 12/11/2003 | 2.62 | 0.58 | 3.20 | 18.00 | 3.80 | 42.00 | 11.70 |
| 12372 | 18402 | 2507 | 19/12/2003 | 2.38 | 0.42 | 2.80 | 15.00 | 3.45 | 42.00 | 11.70 |
| 12422 | 18461 | 2528 | 10/01/2004 | 2.37 | 0.59 | 2.96 | 20.00 | 3.43 | 42.00 | 10.70 |
| 12500 | 18559 | 2561 | 13/02/2004 | 2.72 | 0.68 | 3.40 | 20.00 | 3.94 | 42.00 | 10.70 |
| 12595 | 18678 | 2596 | 18/03/2004 | 2.71 | 0.59 | 3.30 | 18.00 | 3.92 | 42.00 | 10.70 |
| 12666 | 18763 | 2622 | 14/04/2004 | 2.62 | 0.58 | 3.20 | 18.00 | 3.80 | 42.00 | 10.70 |
| 12763 | 18882 | 2659 | 21/05/2004 | 2.54 | 0.56 | 3.10 | 18.00 | 3.69 | 42.00 | 10.70 |
| 12839 | 18975 | 2689 | 21/06/2004 | 2.82 | 0.58 | 3.40 | 17.00 | 4.09 | 42.00 | 10.70 |
| 13020 | 19192 | 2753 | 25/08/2004 | 2.98 | 0.53 | 3.50 | 15.00 | 4.31 | 42.00 | 10.70 |
| 13097 | 19283 | 2779 | 21/09/2004 | 2.91 | 0.60 | 3.50 | 17.00 | 4.21 | 42.00 | 10.70 |
| 13202 | 19409 | 2815 | 27/10/2004 | 2.94 | 0.56 | 3.50 | 16.00 | 4.26 | 42.00 | 10.70 |
| 13284 | 19507 | 2843 | 25/11/2004 | 2.91 | 0.60 | 3.50 | 17.00 | 4.21 | 42.00 | 10.70 |
| 13368 | 19609 | 2872 | 24/12/2004 | 2.89 | 0.61 | 3.50 | 17.54 | 4.18 | 42.00 | 10.70 |
| 13440 | 19696 | 2897 | 19/01/2005 | 2.80 | 0.60 | 3.40 | 17.65 | 4.06 | 42.00 | 10.70 |
| 13533 | 19809 | 2930 | 22/02/2005 | 2.80 | 0.60 | 3.40 | 17.65 | 4.06 | 42.00 | 10.70 |
| 13636 | 19934 | 2967 | 29/03/2005 | 2.80 | 0.60 | 3.40 | 17.65 | 4.06 | 42.00 | 10.70 |

PULLING POR VARILLON

PULLING POR TUBERIA

PULLING POR TUBERIA

PULLING POR TUBERIA

PULLING POR TUBERIA

| | | | | | | | | | | |
|------------------|------------------|-----------------|-----------------------|-----------------|-----------------|-----------------|------------------|-----------------|------------------|------------------|
| 13704 | 20016 | 2991 | 23/04/2005 | 3.10 | 0.66 | 3.76 | 17.55 | 4.50 | 42.00 | 10.70 |
| 13880 | 20230 | 3048 | 20/06/2005 | 3.20 | 0.70 | 3.90 | 17.95 | 4.64 | 42.00 | 10.70 |
| 13983 | 20355 | 3080 | 22/07/2005 | 3.00 | 0.60 | 3.60 | 16.67 | 4.35 | 42.00 | 10.70 |
| 14055 | 20441 | 3104 | 16/08/2005 | 2.80 | 0.60 | 3.40 | 17.65 | 4.06 | 42.00 | 10.70 |
| 14265 | 20696 | 3179 | 01/11/2005 | 2.80 | 0.60 | 3.40 | 17.65 | 4.06 | 42.00 | 10.70 |
| 14536 | 21026 | 3276 | 08/02/2006 | 2.99 | 0.51 | 3.50 | 14.70 | 4.33 | 42.00 | 10.70 |
| 15220 | 21828 | 3505 | 27/09/2006 | 2.89 | 0.51 | 3.40 | 15.00 | 4.19 | 42.00 | 10.70 |
| 15445 | 22093 | 3583 | 15/12/2006 | 2.83 | 0.50 | 3.33 | 15.02 | 4.10 | 42.00 | 10.70 |
| 15853 | 22572 | 3727 | 09/05/2007 | 2.89 | 0.51 | 3.40 | 15.00 | 4.19 | 42.00 | 10.70 |
| 16038 | 22790 | 3791 | 13/07/2007 | 2.91 | 0.47 | 3.38 | 14.00 | 4.21 | 42.00 | 10.70 |
| 16634 | 23483 | 3996 | 08/02/2008 | 2.79 | 0.47 | 3.26 | 14.30 | 4.05 | 42.00 | 10.70 |
| 16843 | 23727 | 4071 | 23/04/2008 | 2.67 | 0.49 | 3.16 | 15.60 | 3.87 | 33.00 | 7.50 |
| 17009 | 23923 | 4133 | 25/06/2008 | 3.10 | 0.58 | 3.68 | 15.70 | 4.50 | 33.00 | 7.50 |
| 17127 | 24063 | 4171 | 03/08/2008 | 3.09 | 0.59 | 3.68 | 15.90 | 4.49 | 33.00 | 7.50 |
| 17130 | 24067 | 4172 | 04/08/2008 | 3.09 | 0.59 | 3.68 | 15.90 | 4.49 | 33.00 | 7.50 |
| 17219 | 24174 | 4201 | 03/09/2008 | 2.67 | 0.49 | 3.16 | 15.50 | 3.87 | 33.00 | 7.50 |
| 17222 | 24177 | 4202 | 04/09/2008 | 2.65 | 0.51 | 3.16 | 16.00 | 3.85 | 33.00 | 7.50 |
| 17225 | 24180 | 4203 | 05/09/2008 | 3.13 | 0.55 | 3.68 | 15.00 | 4.54 | 33.00 | 7.50 |
| 17228 | 24184 | 4204 | 06/09/2008 | 3.57 | 0.64 | 4.21 | 15.10 | 5.18 | 33.00 | 7.50 |
| 17474 | 24474 | 4273 | 15/11/2008 | 1.82 | 0.32 | 2.14 | 14.90 | 2.64 | 33.00 | 8.00 |
| 17558 | 24573 | 4319 | 01/01/2009 | 1.81 | 0.33 | 2.14 | 15.45 | 2.62 | 33.00 | 8.00 |
| 17918 | 24998 | 4518 | 20/07/2009 | 2.94 | 0.52 | 3.46 | 15.00 | 4.26 | 33.00 | 8.00 |
| 18027 | 25126 | 4555 | 27/08/2009 | 2.79 | 0.49 | 3.28 | 15.00 | 4.04 | 42.00 | 10.70 |
| 18362 | 25520 | 4675 | 27/12/2009 | 3.01 | 0.53 | 3.54 | 15.00 | 4.36 | 33.00 | 7.50 |
| 18720 | 25941 | 4794 | 26/04/2010 | 2.55 | 0.42 | 2.97 | 14.00 | 3.70 | 33.00 | 7.50 |
| 19192 | 26491 | 4979 | 31/10/2010 | 2.87 | 0.59 | 3.46 | 17.00 | 4.16 | 33.00 | 7.50 |
| 19195 | 26494 | 4980 | 01/11/2010 | 2.91 | 0.55 | 3.46 | 16.00 | 4.21 | 33.00 | 7.50 |
| 20053 | 27515 | 5275 | 26/08/2011 | 3.36 | 0.64 | 4.00 | 16.00 | 4.87 | 33.00 | 5.50 |
| 20231 | 27727 | 5328 | 19/10/2011 | 4.50 | 0.50 | 5.00 | 10.00 | 6.53 | 42.00 | 7.20 |
| 20357 | 27867 | 5356 | 17/11/2011 | 5.46 | 0.54 | 6.00 | 9.00 | 7.00 | 42.00 | 7.20 |
| 20422 | 27939 | 5368 | 29/11/2011 | 5.49 | 0.51 | 6.00 | 8.00 | 7.00 | 42.00 | 7.20 |
| 20428 | 27945 | 5369 | 30/11/2011 | 5.55 | 0.45 | 6.00 | 7.00 | 7.00 | 42.00 | 7.20 |
| 20483 | 28005 | 5379 | 10/12/2011 | 5.79 | 0.37 | 6.16 | 6.01 | 8.40 | 20.00 | 2.00 |
| 20489 | 28011 | 5380 | 11/12/2011 | 7.58 | 0.48 | 8.06 | 6.00 | 10.99 | 20.00 | 2.20 |
| 20496 | 28019 | 5381 | 12/12/2011 | 9.80 | 0.63 | 10.42 | 6.00 | 14.20 | 20.00 | 2.20 |
| 20624 | 28155 | 5394 | 25/12/2011 | 8.48 | 0.52 | 9.00 | 5.79 | 12.29 | 20.00 | 2.20 |
| 20632 | 28164 | 5395 | 26/12/2011 | 7.54 | 0.46 | 8.00 | 5.75 | 10.93 | 20.00 | 2.20 |
| 20640 | 28172 | 5396 | 27/12/2011 | 6.56 | 0.44 | 7.00 | 6.25 | 9.52 | 20.00 | 2.20 |
| 20863 | 28410 | 5430 | 01/02/2012 | 5.70 | 0.30 | 6.00 | 5.01 | 8.26 | 20.00 | 2.50 |
| 20869 | 28416 | 5431 | 02/02/2012 | 5.70 | 0.30 | 6.00 | 5.00 | 8.27 | 20.00 | 2.50 |
| 20977 | 28530 | 5450 | 21/02/2012 | 6.48 | 0.39 | 6.87 | 5.75 | 9.39 | 20.00 | 2.00 |
| 20983 | 28536 | 5451 | 22/02/2012 | 6.44 | 0.43 | 6.87 | 6.25 | 9.34 | 20.00 | 7.00 |
| 20990 | 28543 | 5452 | 23/02/2012 | 4.69 | 0.31 | 5.00 | 6.24 | 6.80 | 20.00 | 2.00 |
| 20995 | 28548 | 5453 | 24/02/2012 | 4.65 | 0.35 | 5.00 | 6.99 | 6.74 | 20.00 | 2.00 |
| 20999 | 28553 | 5454 | 25/02/2012 | 5.04 | 0.27 | 5.30 | 5.00 | 7.30 | 20.00 | 2.00 |
| 21004 | 28559 | 5455 | 26/02/2012 | 5.18 | 0.22 | 5.40 | 4.00 | 7.52 | 20.00 | 2.00 |
| 21009 | 28564 | 5456 | 27/02/2012 | 5.04 | 0.27 | 5.30 | 5.00 | 7.30 | 20.00 | 8.00 |

PULLING POR TUBERIA

PULLING POR TUBERIA

PULLING POR TUBERIA

PULLING POR TUBERIA

PULLING POR TUBERIA

PULLING POR TUBERIA

IMPLEMENTACION DEL SISTEMA DE BOMBEO MECANICO HIDRAULICO

| | | | | | | | | | | |
|-------|-------|------|------------|------|------|------|------|------|-------|------|
| 21014 | 28569 | 5457 | 28/02/2012 | 4.99 | 0.26 | 5.25 | 5.00 | 7.23 | 20.00 | 2.00 |
| 21104 | 28664 | 5475 | 16/03/2012 | 4.81 | 0.40 | 5.21 | 7.74 | 6.97 | 20.00 | 2.20 |
| 21647 | 29253 | 5588 | 09/07/2012 | 4.69 | 0.46 | 5.15 | 9.00 | 6.80 | 20.00 | 2.00 |
| 21666 | 29273 | 5592 | 13/07/2012 | 4.89 | 0.31 | 5.20 | 6.00 | 7.09 | 30.00 | 2.00 |
| 22028 | 29658 | 5666 | 27/09/2012 | 4.65 | 0.35 | 5.00 | 7.00 | 6.74 | 30.00 | 2.00 |

5.5 Comportamiento de la Diferida

Para comenzar en este capítulo, para poder tener un mayor control en campos maduros se genera un indicador de la producción que es llamado diferida, el cual viene a ser la producción promedio con la cual viene trabajando el pozo menos la producción puntual que posee en el control que se haga. Dentro del análisis de la diferida se tienen varios rubros o razones por las cuales el pozo no llegó a producir su potencial.

Comportamiento de la diferida del pozo desde el 2007 hasta la actualidad tomando en cuenta la implementación del sistema mecánico hidráulico

Para poder enfocarnos en los problemas de la diferida que presenta este pozo a partir de la implementación del sistema Mecánico Hidráulico, se debe de entender a la diferida como la justificación en la caída de la producción potencial de un pozo y la asociación en barriles de petróleo a esta causa.

A continuación se analizará la diferida asociada a este sistema, antes y después de la implementación del Sistema Mecánico Hidráulico, para de esta manera poder analizar cuáles son las fortalezas y mejoras que ha ocasionado.

Cuadro # 02. Diferida del pozo SV 1000 periodo 2007-2012
Periodo 2007-2012

| DIFERIDA 2007-2012 | | |
|---|----------------|------------|
| CAUSA | DIFERIDA TOTAL | % DIFERIDA |
| HA - ESPERA TRACTOR/PULLING | 630.28 | 68% |
| JX - ESPERA CAMION PRUEBA HIDRAUL. | 83.18 | 9% |
| J0 - INSTALACION DE SUPERFICIE POZO NUEVO | 40.39 | 4% |
| IB - SIN PRODUCCION | 34.72 | 4% |
| IV - VARIOS PAROS DE PRODUCCION | 33.66 | 4% |
| HB - INTERVENIDO CON TRACTOR/PULLING | 23 | 2% |
| J1 - POR PUESTA EN MARCHA POZO NUEVO | 20.31 | 2% |
| OTROS | 67.32 | 7% |
| | 932.86 | 100% |

Como se aprecia en la tabla # 01 el 68 % de la diferida total es debido a que el pozo estuvo esperando ser intervenido con pulling (8 pulling), siendo este un indicador de lo que se quiere contrarrestar.

Cuadro # 03. Diferida del pozo SV 1000 durante su etapa con unidad de bombeo mecánico Periodo 2007-2011

| DIFERIDA (UNIDAD DE BOMBEO MECANICO) | | |
|--------------------------------------|----------------|------------|
| CAUSA | DIFERIDA TOTAL | % DIFERIDA |
| HA - ESPERA TRACTOR/PULLING | 534.25 | 87% |
| IB - SIN PRODUCCION | 15.86 | 3% |
| JX - ESPERA CAMION PRUEBA HIDRAUL. | 13.3 | 2% |
| IW - VARIOS PAROS DE PRODUCCION | 12.85 | 2% |
| HB - INTERVENIDO CON TRACTOR/PULLING | 9.92 | 2% |
| OTROS | 31.3 | 5% |
| | 617.48 | 100% |

Según la tabla # 2 el 87% de la diferida total era debido a que el pozo estuvo esperando ser intervenido con pulling (5 pulling) de esta manera es que se vio este pozo como candidato por su alto índice de pulling además que como es un pozo tipo C, la espera para que sea intervenido también genera un valor importante pues son 534 barriles de petróleo los que se dejó de producir debido a las constantes intervenciones.

En la tabla # 04 se aprecia la disminución porcentual debido a la espera de pulling, de un 80% con el nuevo sistema Mecánico Hidráulico se ha logrado llegar al 30 % de la diferida total pero se ha incrementado otros rubros los cuales se pueden explicar en base a lo nuevo del sistema y la operatividad de este.

**Cuadro # 04. Diferida del pozo SV 1000 durante su etapa con unidad
Sistema Mecánico Hidráulico Periodo 2011-2012**

| DIFERIDA (UNIDAD HYDRAULIFT) | | |
|---|----------------|------------|
| CAUSA | DIFERIDA TOTAL | % DIFERIDA |
| HA - ESPERA TRACTOR/PULLING | 96.03 | 30% |
| JX - ESPERA CAMION PRUEBA HIDRAUL. | 69.88 | 22% |
| J0 - INSTALACION DE SUPERFICIE POZO NUEVO | 40.39 | 13% |
| IW - VARIOS PAROS DE PRODUCCION | 20.81 | 7% |
| IB - SIN PRODUCCION | 18.86 | 6% |
| J1 - POR PUESTA EN MARCHA POZO NUEVO | 18.64 | 6% |
| HB - INTERVENIDO CON TRACTOR/PULLING | 13.08 | 4% |
| OTROS | 37.69 | 12% |
| | 315.38 | 100% |

Durante toda su vida productiva tuvo en total 16 intervenciones con unidad de servicio “pulling”, de las cuales 13 veces se realizaron el pozo tenia bombeo mecánico y posteriormente otras 3, de las cuales una no cuenta pues se intervino para colocar el sistema Mecánico Hidráulico, esta implementación resulto en la disminución del índice de intervenciones de la unidad de servicio de “pulling” de 0.86 a 0.45. El índice de intervenciones de la unidad de pulling es el número de veces que un pozo requiere del servicio de una unidad de servicio de “pulling” durante el periodo de un año.

**5.6 Comparación del Bombeo Mecánico VS Bombeo Mecánico Hidráulico
Comparación del Sistema mecánico hidráulico ICI SOLUTIONS con respecto
a su equivalente en el sistema de bombeo mecánico**

El diseño aplicando el método “ICI Solutions” es más compacto y práctico para el montaje, facilita las tareas de mantenimiento por ser más bajo. El cilindro trabaja invertido, con la barra pulida moviéndose dentro del cilindro. Esto reduce la altura del equipo comparado al diseño de bombeo mecánico. El vástago del pistón hidráulico está en el tope en las unidades de ICI la cual genera mayor área expuesta al fluido motriz, resultando en una mayor capacidad de levantamiento en

un menor espacio que la que necesita el bombeo mecánico. El diseño de ICI tiene un sello dinámico en el tope y un sello estático en el fondo.

Comparación del costo de transporte, costo de instalación y operación

| EQUIPO ICI | BOMBEO MECANICO | INDICADOR |
|--|--|-------------------------------------|
| Menor costo de transporte | | Costo de transporte |
| Equipo compacto (5% del volumen del equipo convencional). GR20-120: dimension 2ftx2ftx15.3ft | Equipo voluminoso. 320-256-120: dimension 33.3ftx7.6ftx25ft | Medida del volumen, ft ³ |
| Equipo liviano (8% del peso del equipo convencional). GR20-120: peso 3300 lbs | Equipo pesado. 320-256-120: peso 44595 | Peso de la carga, kgs |
| Menor costo de instalacion | | Costo, US\$/año |
| No requiere preparacion para su instalacion. Skid se instala sobre la plataforma y el piston sobre el cabezal del pozo. | Requiere de excavacion, compactacion y sembrado de vigas de concreto | Tiempo, hrs |
| Es facil transportarlo del almacen al pozo, se realiza con un solo equipo, grua de 3 ton. | Requiere de camion plataforma adicional al equipo grua de 3 ton. | # de equipos |
| Menor tiempo de montaje del equipo completo (menor o igual a 6 hrs) | Requiere de dos dias como minimo para el montaje completo. | Tiempo, hrs |
| Menor costo operativo | | Costo, US\$/año |
| Velocidad variable en ambas direcciones (ascenso y descenso del piston) | Velocidad media constante en el ascenso y el descenso. | Va m/s y Vd m/s |
| Rango de carrera amplia y variable de 2" minimo a la maxima nominal. | Rango de carrera limitada y fija, tres a cuatro carreras | Carrera, pulg |
| Cambio de carrera, no requiere de cuadrilla y equipo de izamiento, se realiza en unos cuantos minutos y no reviste riesgo alguno | Cambio de carrera requiere de cuadrilla y equipo de izamiento, demora de 4 a 8 horas. Produccion diferida. | Tiempo, hrs |
| Cambio de velocidad (spm), no requiere de cuadrilla y equipo de izamiento y se realiza en unos cuantos minutos. | Cambio de velocidad requiere cuadrilla y equipo de izamiento, demora de 2 a 4 horas. Produccion diferida. | Tiempo, hrs |
| Toma de carta dinografica requiere cuadrilla y equipo Leutert o Echometer. | Toma de carta dinografica requiere cuadrilla y equipo Leutert o Echometer. | |
| Facil alineacion, no requiere de cuadrilla. | Mayor dificultad en la alineacion del equipo, requiere de cuadrilla. | Tiempo, hrs |
| Minima velocidad de operación y variable de 1 a 8 spm | Mayor velocidad de operación y fija. | spm, # |

Comparación del costo de mantenimiento

| EQUIPO ICI | BOMBEO MECANICO | INDICADOR |
|---|--|-----------------------|
| Menor costo de Mantenimiento | | Costo, US\$/año |
| Menor costo equivalente de mantenimiento preventivo (insumos son baratos) | Mayor costo equivalente de mantenimiento preventivo (insumos caros) | Costo, US\$/año |
| Menor costo promedio de repuestos y miscelaneos | Mayor costo promedio de repuestos y miscelaneos | Costo, US\$/año |
| Menor costo de labor de mantenimiento | Mayor costo de labor de mantenimiento | H-H/año |
| Mayor tiempo medio entre fallas | Menor tiempo medio entre fallas | Tiempo, dias |
| Menor frecuencia (cada 05 años) del mantenimiento mayor (componentes de bajo costo) | Mayor frecuencia (cada 03 años) del mantenimiento mayor, por componentes caros | Costo, US\$/año |
| Tiene menos partes móviles (piston hidraulico) | Mas partes móviles, cojinetes, piñones, motor, poleas, etc | # de partes móviles |
| Menos partes expuestas a fatiga, soporte del piston. | Partes expuestas a fatiga (estructura, piñones, ejes, etc) | # de partes expuestas |

Comparación de la eficiencia del sistema

| EQUIPO ICI | BOMBEO MECANICO | INDICADOR |
|--|--|----------------------------------|
| Mayor eficiencia del sistema | | |
| Menor producción diferida (menos tiempo para cambio de condiciones, mantenimiento correctivos, mantenimiento mayor, etc) | Mayor producción diferida por: alto tiempo para cambio de condiciones, mantenimiento correctivo, etc) | Producción diferida, bls |
| Mayor eficiencia de bomba, facilidad para acondicionar el pozo en condiciones óptimas de operación, altas carreras y bajos spm. Evita los golpes de fluido y la compresión de gas. | Dificultad para operar pozos en condiciones óptimas que requiere el pozo | Carrera efectiva de bomba, pulgs |
| Facilidad para operar los pozos con sumergencias mínimas | Dificultad para operar los pozos en bajas sumergencias. | Sumergencia, pies |
| Mayor producción del pozo por mejor eficiencia extractiva, no requiere del SAM. El control sería en base a un programa de Echometer y Dino. | Para operar el pozo en condiciones optimizada requiere del SAM, aun así no se alcanza el objetivo. | Producción bruta, bls |
| Menor frecuencia de pulling por mejor conservación de la instalación de subsuelo (bomba, varillas y tubing) por operación en condiciones óptimas | Mayor frecuencia de pulling por bajo control de operar en condiciones óptimas (baja sumergencia, sin golpe de fluido y/o compresión de gas). | Frecuencia de pulling, # |
| Menor consumo de energía eléctrica por barril (40% menos). Debido al trabajo continuo del sistema. | Mayor consumo de energía por barril debido a los arranques en cada paro programado (temporizador) | Consumo de energía, Kws |

Mantenimiento Anual Bombeo Mecánico VS Bombeo Mecánico Hidráulico a 5 años

| Bombeo Mecánico | Año 1 | Año 2 | Año 3 | Año 4 | Año 5 |
|----------------------------|--------------|--------------|---------------|---------------|-----------------|
| Inspeccion general | 250 | 250 | 250 | 250 | 250 |
| Balance de contra pesos | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 |
| Cambio de correas y poleas | 300 | 300 | 300 | 300 | 300 |
| Freno y alineacion | | | | | 210 |
| Aceite para engranajes | | 500 | | 500 | |
| Reemplazo de cables | | | | | 300 |
| Mantenimiento Pin de Viela | | | | | 600 |
| Cambio Wrist Pin | | | | 2000 | |
| Cambio de Saddle Bearing | | | | | 6000 |
| Cambio de cojinetes | | | 6400 | | |
| Cambio de cranks | | | | 3500 | |
| Cambio High Speed Pinion | | | | | 300 |
| Reparacion en el AIB | | | | | 7000 |
| Cambio de Gear Box | | | 700 | | |
| Total | 1,050 | 1,550 | 8,150 | 7,050 | 15,460 |
| Acumulado Total | 1,050 | 2,600 | 10,750 | 17,800 | \$33,260 |

| ICI Sistema Mecanico Hidraulica | Año 1 | Año 2 | Año 3 | Año 4 | Año 5 |
|---|--------------|--------------|--------------|--------------|----------------|
| Inspección General | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 |
| Cambio sello hidráulico del cilindro | | | | | 2961 |
| Cambio del filtro de Aceite hidráulico | 79 | 79 | 79 | 79 | 79 |
| Cambio de filtro del compresor | 23 | 23 | 23 | 23 | 23 |
| Mantenimiento de filtro de aceite hidráulico | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 |
| Reemplazo de manguera hidraulica ICI 700 | | | | 708 | |
| Total | 262 | 262 | 262 | 970 | 3,223 |
| Acumulado Total | 262 | 524 | 786 | 1,756 | \$4,979 |

Se aprecia que existe un ahorro de aproximadamente \$ 28,000 en 5 años lo cual ira aumento a medida que aumente el tiempo de vida productiva. Este ahorro que existe debido al tipo de control que se hará de los equipos y al tiempo de vida útil de sus partes ayudara en la decisión de implementar este sistema versus los sistemas de bombeo convencionales.

Se debe de tener en cuenta que el sistema de bombeo Mecánico Hidráulico cuesta en el modelo **CH-10-64** aproximadamente **\$50,000** mientras que la unidad mecánica cuesta **\$70,000** lo cual incremente el ahorro en \$20,000

En conclusión se observa el siguiente cuadro para el periodo de 5 años:

| | BOMBEO MEACNICO | SISTEMA HIDRAULICO |
|--------------------|------------------|--------------------|
| COSTO DE OPERACIÓN | \$ 33,260 | \$ 4,979 |
| COSTO DEL EQUIPO | \$ 70,000 | \$ 50,000 |
| INTERV. PULLING | \$ 12,900 | \$ 6,750 |

Se puede notar que al aplicar el sistema Mecánico Hidráulico Sistema MecánicoHidráulico en un plazo de 5 años se lograra obtener un ahorro de aproximadamente \$ 54,431.

CAPÍTULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- El resultado del análisis económico nos indica un beneficio satisfactorio aplicando el sistema de levantamiento artificial propuesto en el presente trabajo
- Partiendo de los resultados obtenidos en el pozo ejemplo, se puede concluir que al implementar el sistema “Hydralift” se debe de empezar a aplicar química que permita contrarrestar la formación de parafina y además que nos ayude a controlar el aporte de arena que presenta el pozo por parte de la formación.
- Se debe de tener en cuenta que al aplicar el sistema, se disminuye la velocidad(SPM) y se experimenta una mejora en la producción del pozo, en consecuencia, también se experimenta un incremento de producción de parafina y otros elementos abrasivos y corrosivos, por lo que se hace necesario también incrementar el uso de productos químicos para prevenir incrustaciones y formación de para finas, sin embargo el incremento del tratamiento es mínimo en comparación con los incrementos de la producción, por lo que no se ha tomado en consideración para el análisis económico
- Para poder aplicar este sistema se debe de tener en consideración el % de producción de agua, ya que al disminuir la velocidad de bombeo, el aporte del reservorio, hace aumentar la sumergencia y se incrementa la producción de agua, en consecuencia, es recomendable su aplicación en pozos que produzcan con un corte de agua inferior al 20%.

- Los pozos candidatos a la aplicación de este sistema generalmente poseen índices elevados de asistencia de servicio de unidad de “pulling”. Al instalárseles el sistema “Hydralift”, disminuye la velocidad y se alarga la vida de sus componentes, por lo que este índice baja, haciendo más rentable el sistema.
- El sistema “Hydralift” presenta un sobre dimensionamiento de sus unidades pues trabajan con cargas estructurales muy por debajo de sus cargas máximas permisibles, por lo que se pueden emplear unidades más pequeñas y económicas en estos pozos.
- Al proceder a instalar el sistema “Hydralift” se debe de capacitar a todo el personal que estará en contacto con el pozo, por ser un sistema nuevo y para evitar accidentes.
- Durante la instalación se debe de tener cuidado de que la unidad quede bien centrada, de lo contrario, se afectaría al funcionamiento no solo de la unidad de superficie, si no también podría afectar las instalaciones de subsuelo.
- Aplicando el sistema mecánico hidráulico “Hydralift” se lograra realizar un ahorro en recursos con respecto al bombeo mecánico convencional.
- Uno de los mayores beneficios que presenta el sistema “Hydralift” es que se adecua a la forma de control que se tiene en los campos con bombeo mecánico como la toma de muestras, el control, el mantenimiento, entre otros.
- En la parte Operativa a continuación se desarrolla una matriz de soluciones que salieron de las conclusiones y recomendaciones en base a la operatividad y funcionamiento de este sistema teniendo en cuenta diferentes escenarios en los cuales se podría tener algún tipo de problema con respecto a cómo es el funcionamiento y mantenimiento del sistema “Hydralift”.

| PROBLEMA: EL MOTOR ESTA FUNCIONANDO. EL PISTON PARECE ESTAR ATASCADO EN LA CARRERA ASCENDENTE O DESCENDENTE | |
|---|---|
| Causa Probable | Solución |
| 1. El gato pasó de largo el interruptor | 1. Identifique la Causa |
| A. El alternador o la batería está fallando | A. Pruebe el voltaje o alternador. El alternador debe funcionar a 14.2V. Se requieren por lo menos 13.5V para asegurar una alternación correcta. De pistón igual manera, impulse la batería y si el funciona normalmente cuando esta se impulsa, entonces se necesita cambiar el alternador o la batería. Revise el voltaje de la batería con el motor apagado para aislar la batería como problema (si el voltaje es menor a 12V, cambie la batería). |
| B. El cable de 13 metros está dañado o desconectado | B. Compruebe si el cable de 13 metros está conectado y sin daños. Si se emplea un conector tipo militar que pudiera haber sido desconectado/reconectado recientemente, retírelo y compruebe que los pines no hayan sufrido daños. Compruebe que las mangueras hidráulicas no estén haciendo fricción con el cable eléctrico. |
| C. El Interruptor de Proximidad está flojo | C. Asegúrese de que el Interruptor de Proximidad esté firmemente agarrado del tubo de PVC. |
| D. El Relé de Estado Sólido en el Panel de Control está fallando | D. Si no se identifica otra causa, el Relé de Estado Sólido podría haber fallado o necesita cambiarse. |
| 2. La Plomada quedó atrapada | 2. Compruebe que la Plomada pueda moverse libremente dentro del tubo de PVC. Las ménsulas de soporte del Interruptor de Proximidad podrían haber sido apretadas en exceso durante un cambio reciente de longitud de carrera (dejando la Plomada atrapada en el tubo). |
| 3. La presión de la Bomba Hidráulica no está configurada adecuadamente o el pozo se ha vuelto más pesado | 3. Empuje la palanca hacia abajo dirigiendo el cilindro hacia el interruptor de proximidad inferior. Presione arrancar en Modo Automático y observe el cilindro. Si el cilindro se mueve hacia arriba, baja la velocidad y se detiene, la presión de bombeo podría necesitar ajuste. Comuníquese con un representante de ICI para que le guíe por este proceso (véanse detalles de ajuste en la Páginas 27, 28). |
| 4. El Alivio de Presión necesita ajuste | 4. Véase la Sección de Cambio de Velocidad de Carrera (Páginas 27, 28). El alivio de presión se configura típicamente al encontrar la "presión de goteo", girando posteriormente la llave Allen $\frac{1}{2}$ o $\frac{3}{4}$ de vuelta. |
| 5. El dispositivo Presco está activado (si el Presco está conectado al panel y no al motor) | 5. Revise si el dispositivo Presco está activado. Alivie cualquier inquietud respecto a la presión antes de arrancar nuevamente. |

PROBLEMA: EN UNA APLICACIÓN DE CRUDO PESADO, EL PISTON PARECE ATASCARSE EN LA CARRERA ASCENDENTE

| Causa Probable | Solución |
|---|--|
| 1. El pistón pasó de largo el interruptor | 1. Véase Arriba. |
| 2. Problemas de Fondo (v.g. el Pozo está cubierto de arena) | 2. Cambie a Modo Manual en el Panel de Control y empuje la palanca para bajar el cilindro. Si la varilla pulida se separa de la parte superior del cilindro o si el cilindro no viaja hacia el interruptor inferior, es probable que haya problemas de fondo. En la carrera ascendente, compruebe su la velocidad del cilindro cambia. Si el gato disminuye de velocidad al aproximarse al extremo superior de la carrera o no alcanza el interruptor superior, es probable que haya problemas de fondo. |
| 3. El pozo es más pesado (la bomba está compensando) | 3. Aumente la presión de compensación en la bomba. ADVERTENCIA: LOS LIGEROS CAMBIOS DE PRESIÓN PUEDEN AUMENTAR SIGNIFICATIVAMENTE LA ELEVACIÓN Y OCASIONAR DAÑOS AL EQUIPO SUPERFICIAL O DE FONDO. Comuníquese con un representante de ICI para que le guíe por este proceso (véanse detalles de ajuste en la Páginas 27, 28). |

PROBLEMA: EL MOTOR ESTA FUNCIONANDO. EL PISTON NO RESPONDE EN MODO MANUAL NI AUTOMATICO

| Causa Probable | Solución |
|---|---|
| 1. La Válvula de Bypass está abierta | 1. Cierre la válvula de bypass para permitir la alimentación de aceite hacia el cilindro |
| 2. No hay fuente de energía hacia el panel | 2. Determine el origen de la fuente de energía hacia la batería (Ud. puede probar la fuente de energía hacia el panel colocando un objeto metálico por todas las conexiones del dispositivo Presco a un lado del panel. Si la luz del Presco se ilumina, entonces se está transmitiendo energía hacia el panel). Asegúrese de que el cable eléctrico esté firmemente asegurado al Pistón y al panel de control. Retire el cable eléctrico en ambos puntos de conexión para asegurar que los pines no estén dañados. |
| 3. El cople rápido no está totalmente insertado | 3. Enrosque el cople (únicamente a mano) hasta que el extremo hembra del cople llegue a la línea marcada del extremo macho. |
| 4. El fusible del Panel de Control está quemado | 4. Compruebe si el fusible está dañado y cámbielo. |

PROBLEMA: EL MOTOR ESTA PARADO

| Causa Probable | Solución |
|---|---|
| 1. El interruptor de paro del motor fue activado por | 1. Identifique qué interruptor se activó y corrija el problema |
| A. El interruptor Presco se activó (solo aplica si el Presco está cableado al motor) | A. Revise la presión de la línea de flujo y alivie el problema antes de arrancar de nuevo |
| B. Interruptor de bajo nivel de aceite hidráulico | B. Revise el nivel del aceite hidráulico en el tubo transparente situado arriba del Switch. Llene según se requiera. |
| C. Interruptor de temperatura del motor | C. Compruebe si hay señal de sobrecalentamiento del motor (v.g. derrame de refrigerante). Revise los niveles de refrigerante y llene según sea necesario. |
| D. Paro por temperatura de aceite hidráulico | D. Compruebe que el enfriador hidráulico esté funcionando y esté libre de escombros/obstrucción. Si la UPH está dentro de una cabina, asegúrese de que haya ventilación adecuada. La temperatura hidráulica ideal oscila entre 140°F y 160°F. Revise el manómetro de temperatura en el tanque hidráulico para asegurar que la temperatura esté dentro de este rango. |
| E. Bajo nivel de aceite del motor | E. Revise el nivel de aceite. Compruebe que el motor se voltee. Los motores Cummins poseen un nivel bajo de aceite de motor que podría activarse. |
| 2. Problema de energía | 2. Determine el origen de la fuente de energía proveniente del Panel de Control Revise el fusible situado detrás del Swicth en el motor. Reemplace el fusible de ser necesario (14 Amp). |
| 3. La Batería o el Alternador han fallado | 3. Compruebe el voltaje (véase arriba). Cambie el componente fallido. |
| 4. Si el carburador es electrónico, el motor podría haber disminuido o excedido la velocidad. | 4. El peso del pozo ha cambiado. Reestablezca el carburador electrónico o quite la carga del motor disminuyendo la velocidad de la bomba hidráulica. |
| 5. Problemas con el gas combustible (si está funcionando con gas húmedo) | 5. Quizá no hay suficientes BTU en el gas húmedo. Revise si hay tapones de hielo en el regulador del depurador. Revise también si hay señales de aceite en el depurador. Asegúrese de que el depurador tenga presión de combustible cuando el motor esté bajo demanda (necesita como mínimo 5 oz de presión). |
| Advertencia: NUNCA SE PONGA EL PISTON EN FUNCIONAMIENTO CON ACEITE HIDRÁULICO. Para arrancar nuevamente después de un paro de motor en clima frío, usted debe circular el sistema para calentar el aceite hidráulico ANTES de activar el Pistón. | |

BIBLIOGRAFÍA

BRONW, Kermit E. "THE TECHNOLOGY OF ARTIFICIAL LIFT METHODS" 1977. Tulsa-Estados Unidos de Norte América.

MCCOY, James N, y PODIO A.L, "A Polished Rod Transducer for Quick and Easy Dynagraphs 1982. Tulsa-Estados Unidos de Norte América.

MCCOY, James N, "Acoustic Determination of Producing Bottomhole pressure" 1988. Austin-Texas- Estados Unidos de Norte América.

SABINO, Carlos "Metodología de la investigación" 1996. Bogotá Colombia. P. 87

HENDRICKS, Clayton, "Análisis de fallas es esencial para la reducción de frecuencia de fallas en los pozos con levantamiento artificial" 1998. Comodoro-Argentina.

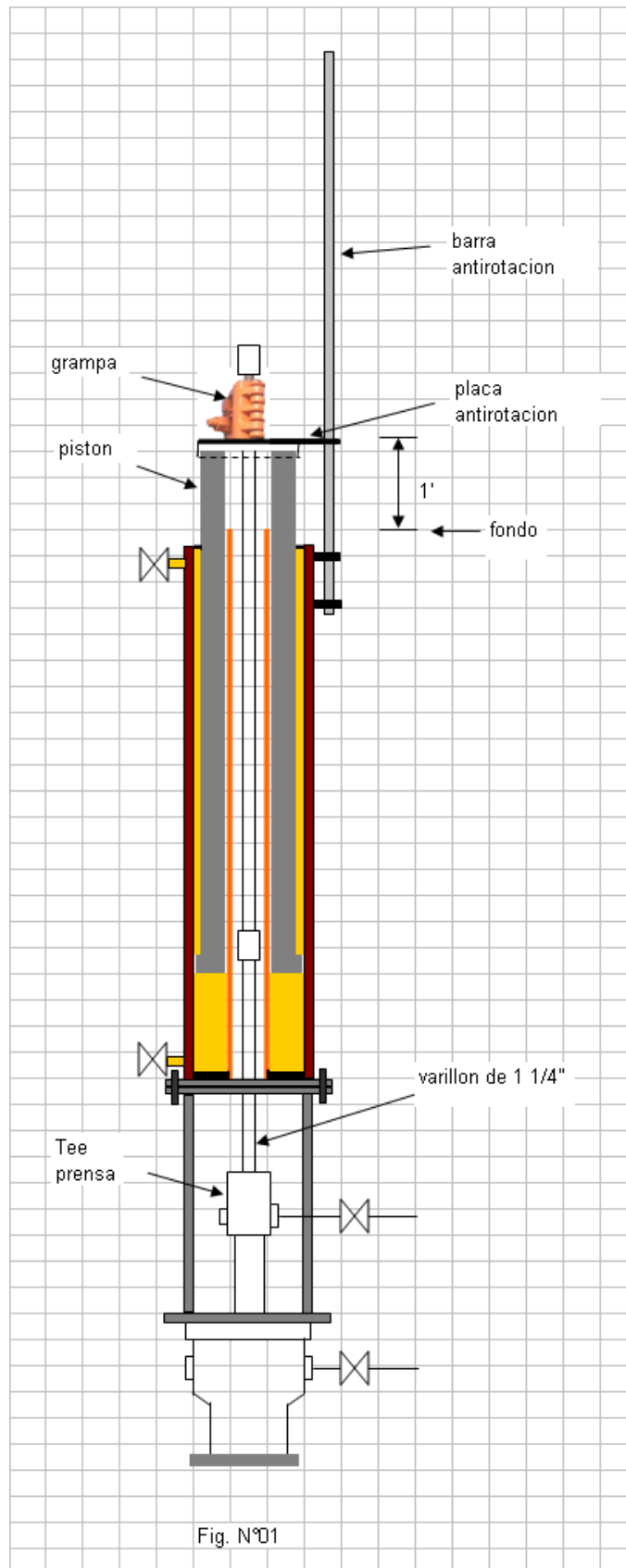
PDVSA,Cied, "Diseño de instalaciones de levantamiento artificial por bombeo mecánico" 2001. Venezuela.

TAMAYO Y TAMAYO "El proceso de investigación científica" 2004. México

ARIAS, Fidias G. "El proyecto de investigación. Introducción a la metodología científica" 2004. Caracas-Venezuela.

ICI instructivo revisado y ICI Procedimiento toma de registro dinamométrico PETROBRAS E. P.

ANEXOS



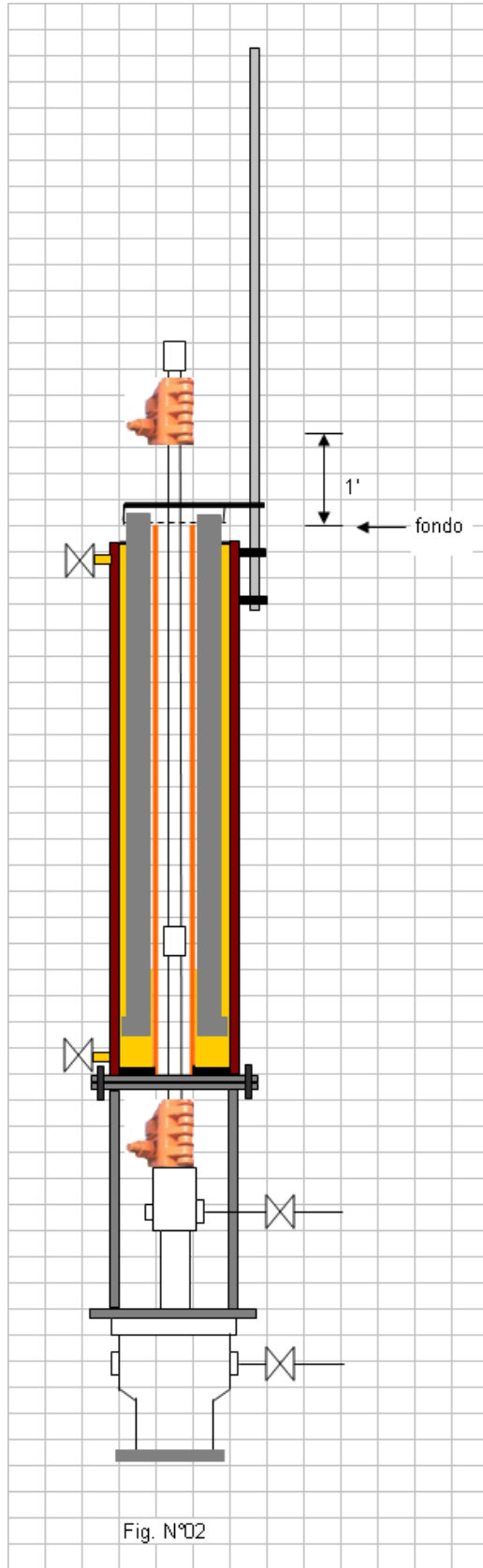


Fig. N°02

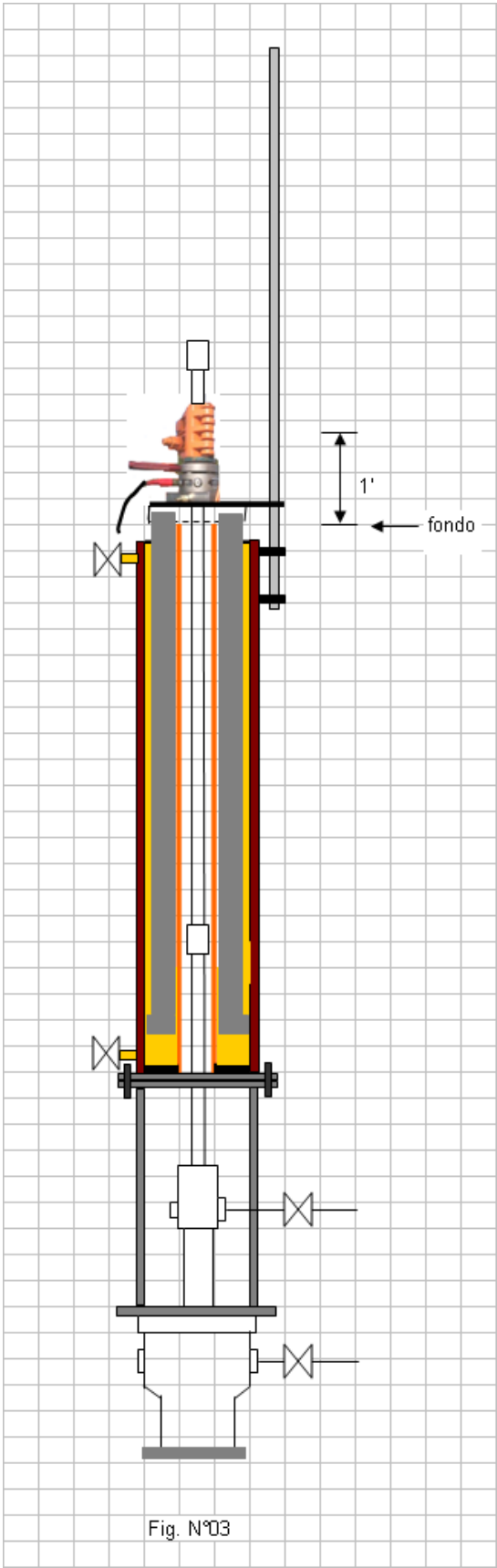
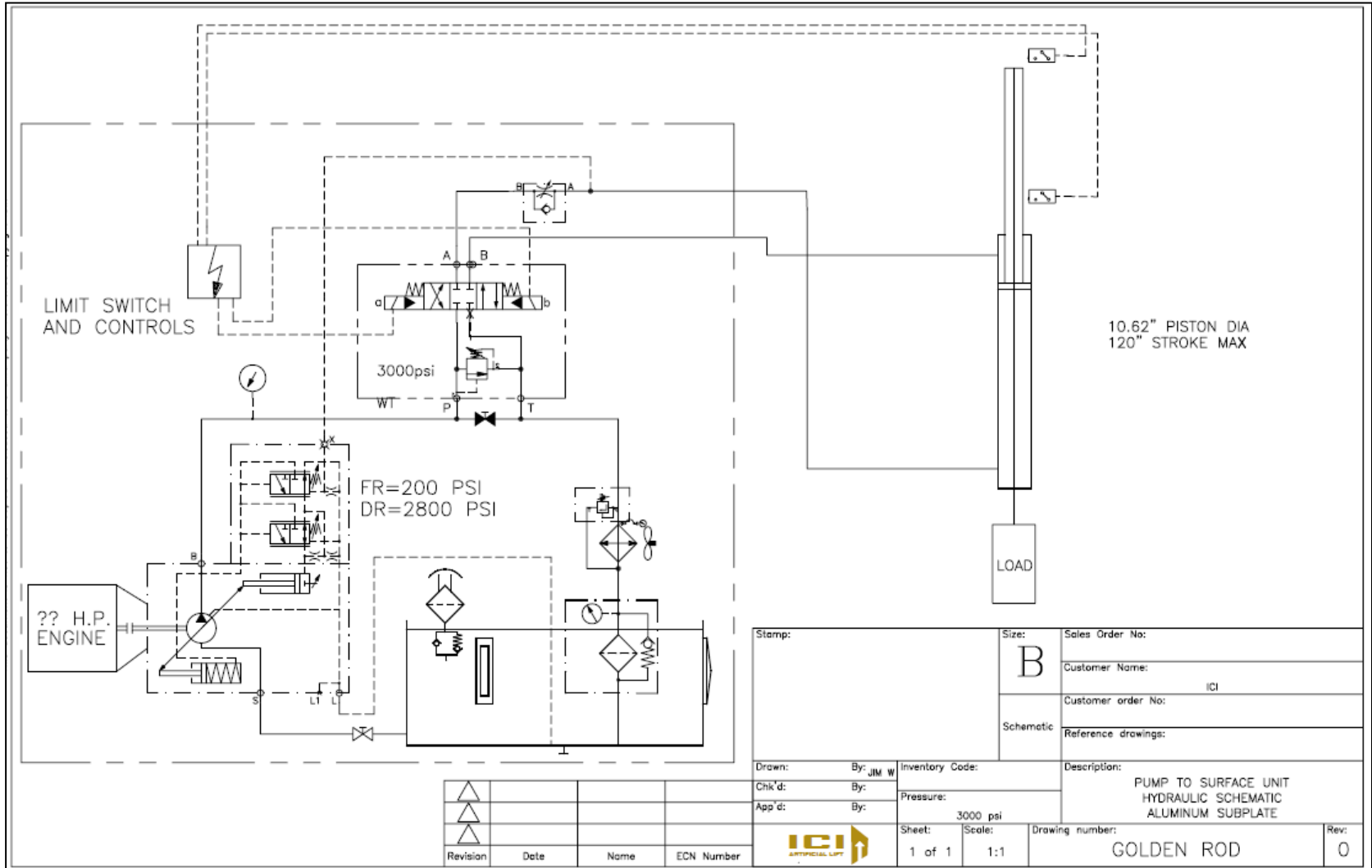


Fig. N°03

Esquema Hidráulico

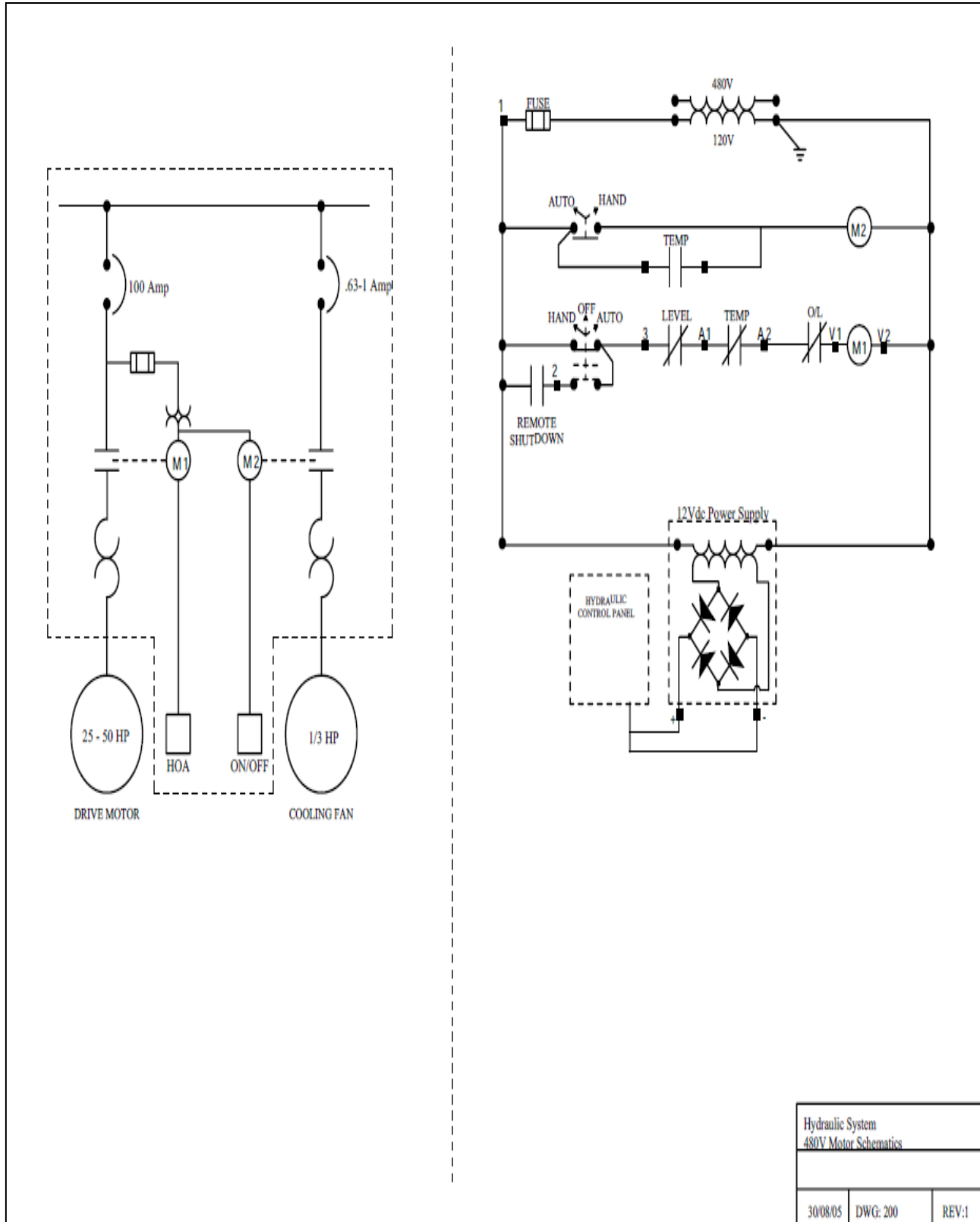


| | | | |
|------------------|--------------------|---|----------------------------|
| Stamp: | | Size: B | Sales Order No: |
| | | Customer Name: ICI | |
| | | Customer order No: | |
| | | Schematic | Reference drawings: |
| | | Description: PUMP TO SURFACE UNIT HYDRAULIC SCHEMATIC ALUMINUM SUBPLATE | |
| Drawn: By: JIM W | Inventory Code: | | |
| Chk'd: By: | Pressure: 3000 psi | | |
| App'd: By: | Sheet: 1 of 1 | Scale: 1:1 | Drawing number: GOLDEN ROD |
| Revision | Date | Name | ECN Number |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |

| Revision | Date | Name | ECN Number |
|----------|------|------|------------|
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |

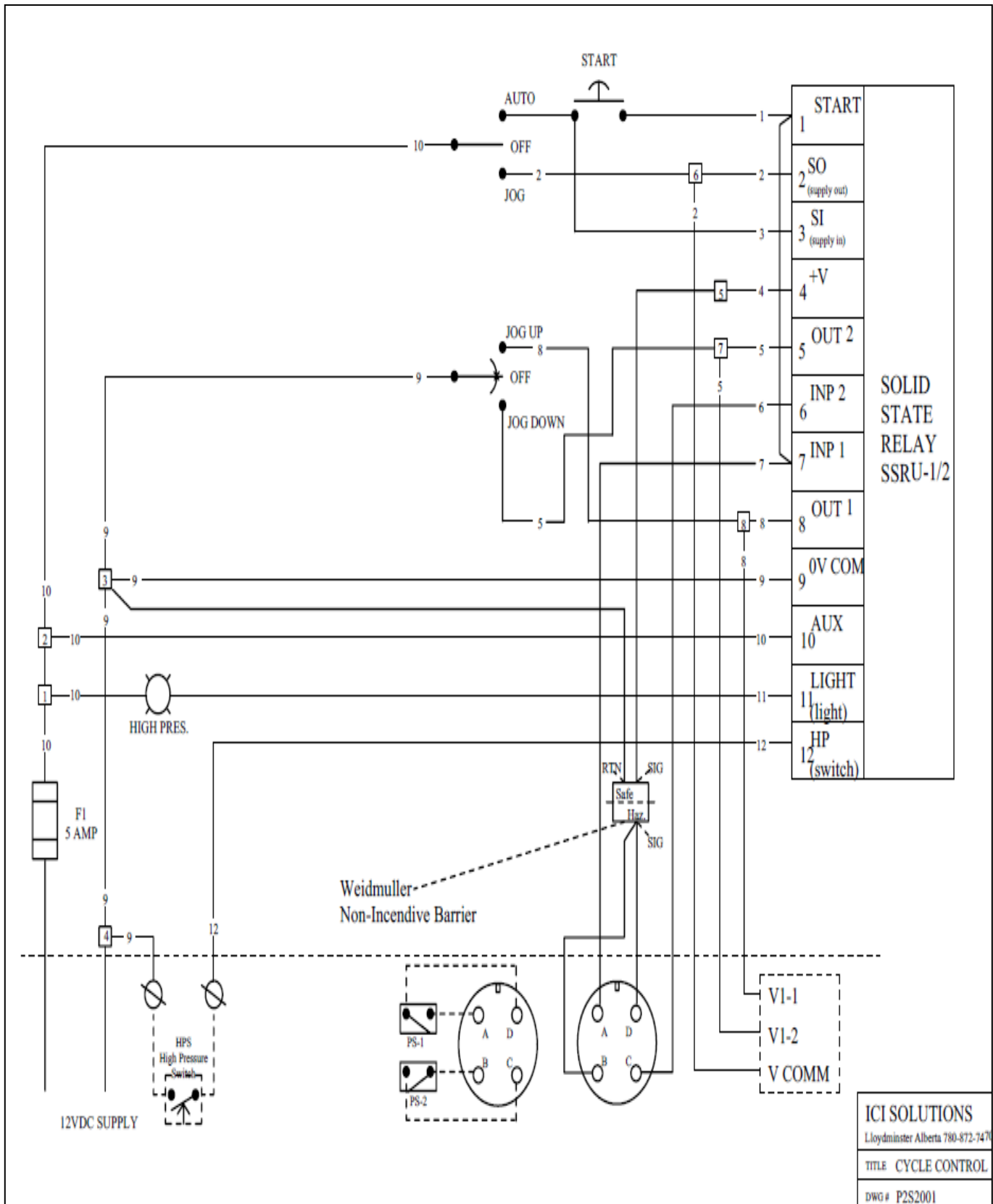


Sistema Eléctrico



| | | |
|---|----------|-------|
| Hydraulic System 480V Motor Schematics | | |
| 30/08/05 | DWG: 200 | REV:1 |

Esquema tablero de control



ESQUEMA PISTON HIDRAULICO

