



CARTA DE AUTORIZACIÓN

CÓDIGO

AP-BIB-FO-06

VERSIÓN

1

VIGENCIA

2014

PÁGINA

1 de 2

Neiva, 29 de noviembre del 2017

Señores

CENTRO DE INFORMACIÓN Y DOCUMENTACIÓN

UNIVERSIDAD SURCOLOMBIANA

Ciudad

El (Los) suscrito(s):

Andrés Felipe Chaverra Padilla, con C.C. No. 1104380632,

David Gutiérrez Polo, con C.C. No. 1075288383,

_____, con C.C. No. _____,

_____, con C.C. No. _____,

autor(es) de la tesis y/o trabajo de grado o _____

titulado "Determinación de las condiciones óptimas de producción de la Unidad Hidráulica de Bombeo Mecánico en la empresa de servicios petroleros Serinpet" presentado y aprobado en el año 2017 como requisito para optar al título de Ingeniero de Petróleos;

Autorizo (amos) al CENTRO DE INFORMACIÓN Y DOCUMENTACIÓN de la Universidad Surcolombiana para que con fines académicos, muestre al país y el exterior la producción intelectual de la Universidad Surcolombiana, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera:

- Los usuarios puedan consultar el contenido de este trabajo de grado en los sitios web que administra la Universidad, en bases de datos, repositorio digital, catálogos y en otros sitios web, redes y sistemas de información nacionales e internacionales "open access" y en las redes de información con las cuales tenga convenio la Institución.
- Permita la consulta, la reproducción y préstamo a los usuarios interesados en el contenido de este trabajo, para todos los usos que tengan finalidad académica, ya sea en formato Cd-Rom o digital desde internet, intranet, etc., y en general para cualquier formato conocido o por conocer, dentro de los términos establecidos en la Ley 23 de 1982, Ley 44 de 1993, Decisión Andina 351 de 1993, Decreto 460 de 1995 y demás normas generales sobre la materia.
- Continúo conservando los correspondientes derechos sin modificación o restricción alguna; puesto que de acuerdo con la legislación colombiana aplicable, el presente es un acuerdo jurídico que en ningún caso conlleva la enajenación del derecho de autor y sus conexos.

De conformidad con lo establecido en el artículo 30 de la Ley 23 de 1982 y el artículo 11 de la Decisión Andina 351 de 1993, "Los derechos morales sobre el trabajo son propiedad de los autores", los cuales son irrenunciables, imprescriptibles, inembargables e inalienables.

Vigilada Mineducación

La versión vigente y controlada de este documento, solo podrá ser consultada a través del sitio web Institucional www.usco.edu.co, link Sistema Gestión de Calidad. La copia o impresión diferente a la publicada, será considerada como documento no controlado y su uso indebido no es de responsabilidad de la Universidad Surcolombiana.



CARTA DE AUTORIZACIÓN

CÓDIGO

AP-BIB-FO-06

VERSIÓN

1

VIGENCIA

2014

PÁGINA

2 de 2

EL AUTOR/ESTUDIANTE: David Gutiérrez Polo

EL AUTOR/ESTUDIANTE:

Firma: David Gutiérrez Polo

Firma: _____

EL AUTOR/ESTUDIANTE: Andrés Felipe Chaverra Padilla

EL AUTOR/ESTUDIANTE:

Firma: Andrés F. Chaverra P.

Firma: _____



TÍTULO COMPLETO DEL TRABAJO: Determinación de las condiciones óptimas de producción de la Unidad Hidráulica De Bombeo Mecánico en la empresa de servicios petroleros Serinpet

AUTOR O AUTORES:

Primero y Segundo Apellido	Primero y Segundo Nombre
Chaverra Padilla	Andrés Felipe
Gutiérrez Polo	David

DIRECTOR Y CODIRECTOR TESIS:

Primero y Segundo Apellido	Primero y Segundo Nombre
Ladron de Guevara Rangel	Alejandro
Hernández Cortes	Claudia Marcela

ASESOR (ES):

Primero y Segundo Apellido	Primero y Segundo Nombre
Ladron de Guevara Rangel	Alejandro
Hernández Cortes	Claudia Marcela

PARA OPTAR AL TÍTULO DE: Ingeniero de Petróleos

FACULTAD: Ingeniería



PROGRAMA O POSGRADO: Ingeniería de Petróleos

CIUDAD: Neiva **AÑO DE PRESENTACIÓN:** 2017 **NÚMERO DE PÁGINAS:** 95

TIPO DE ILUSTRACIONES (Marcar con una **X**):

Diagramas Fotografías Grabaciones en discos ___ Ilustraciones en general Grabados ___ Láminas ___
Litografías ___ Mapas ___ Música impresa ___ Planos ___ Retratos ___ Sin ilustraciones ___ Tablas o Cuadros

SOFTWARE requerido y/o especializado para la lectura del documento:

MATERIAL ANEXO:

PREMIO O DISTINCIÓN (En caso de ser LAUREADAS o Meritoria):

PALABRAS CLAVES EN ESPAÑOL E INGLÉS:

<u>Español</u>	<u>Inglés</u>	<u>Español</u>	<u>Inglés</u>
1. <u>UHBM</u>	<u>MPHU</u>	6. <u>Carta dinamométrica</u>	<u>Dinamometric card</u>
2. <u>RODSTAR</u>	<u>RODSTAR</u>	7. <u>HP</u>	<u>HP</u>
3. <u>Producción</u>	<u>Production</u>	8. <u>SPM</u>	<u>SPM</u>
4. <u>Análisis</u>	<u>Analysis</u>	9. <u>Diagrama de Mohr</u>	<u>Mohr diagram</u>
5. <u>Varilla</u>	<u>Rod</u>	10. _____	_____

RESUMEN DEL CONTENIDO: (Máximo 250 palabras)

En este trabajo de grado, se determinaron las condiciones óptimas de producción de petróleo con unidad hidráulica de bombeo mecánico (UHBM); utilizando el software Rodstar como herramienta de simulación, evaluación y ajuste de los resultados de producción en el pozo experimental. El cual permitió optimizar: resultados de producción, carga, eficiencia, costos eléctricos, análisis de esfuerzos de varillas, cartas dinamométricas; y complementar la investigación con análisis de esfuerzos en el círculo de Mohr y comparaciones de fallas de varillas.



ABSTRACT: (Máximo 250 palabras)

In this work of degree, the optimum conditions of production of petroleum with Mechanical Pumping Hydraulic Unit (MPHU) were determined; Using Rodstar software as a tool for simulation, evaluation and adjustment of production results in the experimental well. Which allowed optimizing: results of production, load, efficiency, electrical costs, analysis of efforts of rods, dynamometric charts; and complement the research with analysis of efforts in the Mohr circle and comparisons of rod faults.



DESCRIPCIÓN DE LA TESIS Y/O TRABAJOS DE GRADO

CÓDIGO	AP-BIB-FO-07	VERSIÓN	1	VIGENCIA	2014	PÁGINA	4 de 4
--------	--------------	---------	---	----------	------	--------	--------

APROBACION DE LA TESIS

Nombre Presidente Jurado: Ervin Aranda Aranda

Firma: 

Nombre Jurado: Ervin Aranda Aranda

Firma: 

Nombre Jurado: Luis Fernando Ramon Bonilla Camacho

Firma: 

**DETERMINACIÓN DE LAS CONDICIONES ÓPTIMAS DE PRODUCCIÓN DE
LA UNIDAD HIDRÁULICA DE BOMBEO MECÁNICO EN LA EMPRESA DE
SERVICIOS PETROLEROS SERINPET**

ÁREA DE INVESTIGACIÓN: PRODUCCIÓN

Proponentes:

ANDRES FELIPE CHAVERRA PADILLA

2010295955

DAVID GUTIERREZ POLO

2011199383

Director:

ALEJANDRO LADRON DE GUEVARA RANGEL

INGENIERO MECATRÓNICO

UNIVERSIDAD SAN BUENAVENTURA

Codirector:

CLAUDIA MARCELA HERNANDEZ

INGENIERA DE PETRÓLEOS

UNIVERSIDAD SURCOLOMBIANA

**UNIVERSIDAD SURCOLOMBIANA
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE INGENIERÍA DE PETRÓLEOS**

NEIVA – HUILA, 2017

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	
1. GENERALIDADES Y TEORÍA BÁSICA SOBRE POZOS EN BOMBEO MECÁNICO.....	10
1.1 PARTES Y COMPONENTES BÁSICOS PARA UNA INSTALACIÓN DE BOMBEO MECÁNICO.....	10
1.1.1 Equipo de superficie.....	10
1.1.2 Equipo de subsuelo.....	11
1.2 GENERALIDADES Y TEORÍA BÁSICA SOBRE POZOS CON UHBM.....	13
1.3 PARTES Y COMPONENTES BÁSICOS PARA UNA INSTALACIÓN DE LA UNIDAD HIDRÁULICA DE BOMBEO MECÁNICO.....	14
1.4 VENTAJAS DE LA UNIDAD HIDRÁULICA DE BOMBEO MECÁNICO.....	16
1.5 DINAMOGRAFÍA TEÓRICA.....	17
2. HERRAMIENTAS DE REGISTRO Y CONTROL PARA EL ANÁLISIS Y SEGUIMIENTO DE LA UNIDAD HIDRÁULICA DE BOMBEO MECÁNICO.....	23
2.1 INVESTIGACIONES EN LOS POZOS CON BOMBA DE VARILLA.....	23
2.1.1 Información del pozo.....	26
2.1.2 Establecer objetivos de producción.....	26
2.1.3 Diseñar el émbolo.....	27
2.1.4 Diseño de varillas.....	28
2.1.5 Pozos desviados.....	29
2.1.6 La bomba perfecta.....	29
2.1.7 Optimizar el uso de energía.....	29
3. DETERMINACIÓN DE LAS CONDICIONES ÓPTIMAS DE PRODUCCIÓN DE LA UNIDAD HIDRÁULICA DE BOMBEO MECÁNICO EN LA EMPRESA DE SERVICIOS PETROLEROS SERINPET.....	30
3.1 POZO DE ESTUDIO DE LA INVESTIGACIÓN.....	30
3.2 RESULTADOS OBTENIDOS MEDIANTE EL USO DEL SOFTWARE RODSTAR.....	30
3.2.1 Datos de entrada de UHBM VI: A75-28-220-3.....	30
3.2.2 Datos de entrada de UHBM VII: A100-25-220-4.....	33
3.2.3 Datos de entrada de UHBM VII: A100-30-220-3.4.....	36
3.2.4 Datos de entrada de UHBM VIII: A125-33-220-4.....	39
3.2.5 Datos de entrada de UHBM IX: A150-39-220-3.9.....	42
3.2.6 Datos de entrada de UHBM V: A40-24-220-2.....	45

3.2.7	Datos de entrada de UHBM V: A50-26-220-2.3.....	47
3.2.8	Datos de entrada de UHBM VI: A60-28-220-2.5.....	49
3.2.9	Datos de entrada de UHBM VI: A60-31-220-2.3.....	52
3.2.10	Datos de entrada de UHBM VI: A75-35-220-2.5.....	55
3.2.11	Datos de entrada de UHBM VII: A100-36-220-3.2.....	58
3.2.12	Datos de entrada de UHBM VII: A100-41-220-2.8.....	61
3.3	CÍRCULO DE MOHR.....	63
3.3.1	Teoría del círculo de Mohr para dos dimensiones.....	64
3.3.2	Teoría del círculo de Mohr para estados tensionales tridimensionales.....	66
3.4	FALLAS DE LAS VARILLAS DE BOMBEO.....	69
3.4.1	Mecanismo de las fallas.....	69
3.4.2	Estadísticas de fallas mecánicas en varillas en sistemas de bombeo mecánico en los últimos años en los campos del norte del Huila y sur del Tolima.....	75
4.	ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS.....	79
4.1	ANÁLISIS GENERAL DE LOS RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES.....	81
4.1.1	Caballos de fuerza versus producción.....	81
4.1.2	Caballos de fuerza versus SPM.....	81
4.1.3	Producción versus las libras fuerza requeridas.....	82
4.1.4	Producción en BPD versus SPD.....	83
4.1.5	Producción versus SPM.....	84
4.1.6	Relación entre los BPD y el costo eléctrico diario.....	85
4.1.7	Análisis de la vida útil de las varillas.....	86
4.1.8	Análisis del diagrama de Mohr.....	89
4.1.9	Análisis dinámicos.....	91
5.	CONCLUSIONES	92
6.	RECOMENDACIONES.....	93
	BIBLIOGRAFIA	

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. UHBM.....	14
Figura 2. Esquema del equipo de superficie de la UHBM.....	15
Figura 3. Dinamografía teórica.....	18
Figura 4. Dinamografía con eficiencia al 100%.....	19
Figura 5. Efecto del estiramiento de la varilla y el encogimiento de la sarta.....	19
Figura 6. Fenómenos de inercia.....	20
Figura 7. Efectos dinámicos.....	21
Figura 8. Fricción y acción de la bomba.....	21
Figura 9. Pérdida de carrera por compresión de volumen considerable de gas.....	22
Figura 10. Pozos que bombean crudos viscosos.....	22
Figura 11. Presentación de resultados del software RODSTAR.....	25
Figura 12. Selección de objetivos de producción.....	27
Figura 13. Diseño del embolo.....	28
Figura 14. Cartas dinamométricas UHBM VI: A75-28-220-3.....	33
Figura 15. Cartas dinamométricas UHBM VII: A100-25-220-4.....	36
Figura 16. Cartas dinamométricas UHBM VII: A100-30-220-3.4.....	39
Figura 17. Cartas dinamométricas UHBM VIII: A125-33-220-4.....	42
Figura 18. Cartas dinamométricas UHBM IX: A150-39-220-3.9.....	44
Figura 19. Cartas dinamométricas UHBM V: A40-24-220-2.....	47
Figura 20. Cartas dinamométricas UHBM V: A50-26-220-2.3.....	49
Figura 21. Cartas dinamométricas UHBM VI: A60-28-220-2.5.....	52
Figura 22. Cartas dinamométricas UHBM VI: A60-31-220-2.3.....	55
Figura 23. Cartas dinamométricas UHBM VI: A75-35-220-2.5.....	58
Figura 24. Cartas dinamométricas UHBM VII: A100-36-220-3.2.....	60
Figura 25. Cartas dinamométricas UHBM VII: A100-41-220-2.8.....	63
Figura 26. Plano de cargas.....	64
Figura 27. Circulo de Mohr para dos dimensiones.....	66
Figura 28. Tetraedro representativo para un circulo de Mohr.....	66
Figura 29. Circulo de Mohr para tres dimensiones.....	69
Figura 30. Mecanismos de fallas de varillas.....	70
Figura 31. Mecanismos de fallas por diseños y operación.....	72
Figura 32. Falla mecánica.....	73
Figura 33. Falla por varillas flexionadas.....	73
Figura 34. Fallas por daños superficiales.....	74
Figura 35. Fallas por conexión.....	75
Figura 36. Grafica de caballos de fuerza vs producción.....	81
Figura 37. Grafica de caballos de fuerza vs SPM.....	82
Figura 38. Gráfico de producción versus libras fuerza requeridas.....	83

Figura 39. Gráfico de producción vs SPM.....	84
Figura 40. Gráfico de BPD versus costo eléctrico.....	86
Figura 41. Gráfico de ciclo de fallas versus grado de varillas.....	86
Figura 42. Gráfico de ciclo de fallas versus grado de varillas 2.....	87
Figura 43. Circulo de Mohr UHBM VII: A100-25-220-4 y UHBM VIII: A125-33-220-4.....	90

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Partes del equipo de superficie de la UHBM A100-36-220-3.....	15
Tabla 2. Datos del pozo experimental USCO-1.....	30
Tabla 3. Resultados calculados de la UHBM VI: A75-28-220-3.....	32
Tabla 4. Resultados de varillas de la UHBM VI: A75-28-220-3.....	33
Tabla 5. Resultados calculados de la UHBM VII: A100-25-220-4.....	35
Tabla 6. Resultados de varillas de la UHBM VI: A100-25-220-4.....	36
Tabla 7. Resultados calculados de la UHBM VII: A100-30-220-3.4.....	38
Tabla 8. Resultados de varillas de la UHBM VII: A100-30-220-3.4.....	39
Tabla 9. Resultados calculados de la UHBM VIII: A125-33-220-4.....	41
Tabla 10. Resultados de varillas de la UHBM VIII: A125-33-220-4.....	42
Tabla 11. Resultados calculados de la UHBM IX: A150-39-220-3.9.....	43
Tabla 12. Resultados de varillas de la UHBM IX: A150-39-220-3.9.....	44
Tabla 13. Resultados calculados de la UHBM V: A40-24-220-2.....	46
Tabla 14. Resultados de varillas de la UHBM V: A40-24-220-4.....	47
Tabla 15. Resultados calculados de la UHBM V: A50-26-220-2.3.....	48
Tabla 16. Resultados de varillas de la UHBM V: A50-26-220-2.3.....	49
Tabla 17. Resultados calculados de la UHBM VI: A60-28-220-2.5.....	51
Tabla 18. Resultados de varillas de la UHBM VI: A60-28-220-2.5.....	52
Tabla 19. Resultados calculados de la UHBM VI: A60-31-220-2.3.....	54
Tabla 20. Resultados de varillas de la UHBM VI: A60-31-220-2.3.....	55
Tabla 21. Resultados calculados de la UHBM VI: A75-35-220-2.5.....	57
Tabla 22. Resultados de varillas de la UHBM VI: A75-35-220-2.5.....	58
Tabla 23. Resultados calculados de la UHBM VII: A100-36-220-3.2.....	59
Tabla 24. Resultados de varillas de la UHBM VII: A100-36-220-3.2.....	60
Tabla 25. Resultados calculados de la UHBM VII: A100-41-220-2.8.....	62
Tabla 26. Resultados de varillas de la UHBM VI: A100-41-220-2.8.....	63
Tabla 27. Falla en el cuerpo de varilla.....	75
Tabla 28. Falla en las conexiones.....	76
Tabla 29. Falla en la barra lisa.....	77
Tabla 30. Falla en el shear coupling.....	77
Tabla 31. Falla en centralizadores.....	78
Tabla 32. Cuadro comparativo de las UHBM VII: A100-25-220-4 y UHBM VIII: A125-33-220-4 (condiciones óptimas).....	79
Tabla 33. Datos de producción y libras fuerza requeridas óptimas para las UHBM.....	82
Tabla 34. Datos de producción y strokes por día requeridos óptimos para la UHBM.....	83
Tabla 35. Datos de producción y costo eléctrico de la UHBM.....	85
Tabla 36. Ciclo de fallas de la varilla Norris 97.....	88

Tabla 37. Ciclo de fallas de la varilla Norris D78.....	88
Tabla 38. Ciclo de fallas para diferentes unidades de largo recorrido.....	88
Tabla 39. Diseño de varillas de las unidades UHBM VII: A100-25-220-4 y UHBM VIII: A125-33-220-4.....	89
Tabla 40. Cálculos de Mohr UHBM VII: A100-25-220-4 y UHBM VIII: A125-33-220-4.....	90

Nota de Aceptación:

Presidente del Jurado

Jurado

Jurado

Neiva, noviembre de 2017

INTRODUCCIÓN

Desde tiempos antiguos el Petróleo se utilizaba como aceite, por lo cual su nombre se origina de las palabras Petro que significa Roca y Oleo que significa Aceite. Con el avanzar de los años y el descubrimiento de su composición y de distintos productos derivados, se convierte para la economía mundial en el recurso más valioso del planeta, tanto así que se le llamo “Oro Negro”, donde actualmente su mayor uso es como fuente de energía.

Maximizar el volumen de producción, conservar el capital y los costos operativos bajo control, son aspectos críticos que afronta la industria petrolera. Los costos de inactividad son excesivamente altos y deben ser minimizados, por eso los equipos y el proceso de producción deben brindar la confiabilidad que permita evitar al máximo los contratiempos.

Distintas industrias y países se interesan por mejorar los métodos existentes de extracción del crudo, nombre con el cual también se le conoce, aplicando nuevas e innovadoras tecnologías, las cuales reflejan gran impacto en la economía mundial.

En la actualidad existen 5 métodos convencionales de producción, como son: bombeo electro sumergible, levantamiento artificial por gas, bombeo hidráulico, bombeo de cavidades progresivas, y bombeo mecánico (que está basado en una bomba reciprocante, la cual es accionada por varillas, de distintos diámetros, según sea los requerimientos de esfuerzos, para transportar el crudo a la superficie).

Frecuentemente nos encontramos con pozos que requieren de bombeo mecánico, y que debido a su comportamiento se hace necesario el uso de unidades de bombeo que les puedan ofrecer un amplio margen de variación de velocidad, siendo así la única solución la implementación de variadores de frecuencia.

La industria petrolera, siempre busca mejorar la eficiencia de operación y a la vez optimizar costos operativos, debido a lo anterior, SERINPET quiso desarrollar un sistema hidráulico robusto con el que se pudieran tener cambios muy significativos en el caudal, de tal forma que esto se viera reflejado en el cambio de velocidad de la unidad de bombeo. En dicho proceso de desarrollo nos encontramos con la unidad hidráulica de bombeo mecánico (UHBM) la cual presenta una serie de ventajas operativas, técnicas y de reducción de costos operativos frente al sistema de bombeo mecánico convencional.

Lo anterior motiva a realizar investigación, para determinar las condiciones óptimas de producción de la unidad hidráulica de bombeo mecánico, de la Empresa de Servicios Petroleros – SERINPET.

Las unidades hidráulicas de bombeo mecánico son capaces de variar la velocidad de forma independiente en la carrera ascendente, a la velocidad de la carrera descendente; además de presentar un amplio rango de variación de velocidad haciendo innecesario el uso de variadores de frecuencia, presentes

en las unidades convencionales de bombeo mecánico, los cuales generan un costo adicional.

El uso de la UHBM aumenta el tiempo de vida útil de la sarta de varillas y las bombas de subsuelo, dado que trabaja con grandes recorridos y pocos ciclos por minuto y debido a su menor cantidad de componentes como mangueras, motores y bomba, el requerimiento de mantenimiento y consumo eléctrico de estas unidades, son más bajos en comparación a otras unidades del mercado, lo cual constituye una disminución en el costo y desgaste de los equipos, necesarios para un pozo que requiera levantamiento artificial.

Para esto se usa como herramienta el software RODSTAR, importante a la hora de realizar simulaciones de diseños de unidades de bombeo mecánico, ya que con estos resultados se evalúa y se hacen los ajustes necesarios en los objetivos y requerimientos de producción del pozo, tomando un pozo experimental para realizar dichas evaluaciones a un total de 12 unidades, a las cuales se les determinarán las condiciones óptimas de diseño como son SPM, HP, varillas, producción entre otros más, que se analizarán dentro del marco de ésta investigación.

1. GENERALIDADES Y TEORÍA BÁSICA SOBRE POZOS EN BOMBEO MECÁNICO.

El Bombeo Mecánico es el sistema de levantamiento artificial de extracción de petróleo más ampliamente usado en el mundo. Esto se debe a factores tales como, su versatilidad, su antigüedad, su facilidad para operar en diversidad de condiciones, la intercambiabilidad de los equipos, la familiaridad que los operarios tienen en el manejo del sistema, entre otros.

El diseño adecuado de una instalación de Bombeo mecánico, debe considerar todas las partes del sistema como un todo y de forma individual, con el fin de seleccionar el equipo de superficie y subsuelo necesario para suministrar la energía faltante al yacimiento para levantar el fluido hasta la superficie.

El diseño del sistema de bombeo mecánico por varillas de succión tiene por objeto transmitir la energía desde la superficie hasta la profundidad en donde se encuentra ubicado el fluido, a fin de elevarlo hasta superficie.

El bombeo mecánico accionado por varillas reciprocantes es de los sistemas de extracción más ampliamente usado. Históricamente la mayor ventaja ha sido la familiaridad que el personal de operación tiene con el sistema; pero esta no se debe por ser el más antiguo, más simple, y más barato; sino porque su diseño es el más conocido por todos.

De todos los sistemas de extracción artificial, es el mecánicamente más complejo, debido a que está expuesto a mayores cantidades de esfuerzos y es por estas razones que requiere mayor atención durante su operación.

1.1. PARTES Y COMPONENTES BÁSICOS PARA UNA INSTALACIÓN DE BOMBEO MECÁNICO

Una instalación de bombeo mecánico consta básicamente de las siguientes partes:

- Equipo de superficie.
- Equipo de subsuelo.

1.1.1. Equipo de superficie: Como su nombre lo indica, son las partes del sistema que podemos observar a simple vista y que se encuentran a nivel del suelo. El equipo de superficie está constituido por:

Motor: La función del motor es suministrar la energía necesaria para el funcionamiento de la instalación; para suministrar esta energía, el motor produce un movimiento rotacional de alta frecuencia y bajo torque; luego este movimiento es transformado por la unidad de bombeo a movimiento recíprocante. Los motores usados en la industria del petróleo para las

instalaciones de bombeo mecánico pueden ser eléctricos o de combustión interna. Para la selección del motor, se deben tener en cuenta aspectos como la potencia necesaria, economía y condiciones de trabajo, ubicación de los pozos, disponibilidad de energía para uno u otro tipo de motor, entre otros factores.

Actualmente el motor que más se utiliza para accionar las unidades de bombeo mecánico con varillas de succión es el motor eléctrico; para zonas aisladas o que no disponen con el suministro de energía eléctrica también se utilizan motores de combustión interna, accionados por gas del mismo pozo.

Unidad de Bombeo: Es un mecanismo cuya función principal es accionar la sarta de varillas y la bomba a fin de elevar el fluido desde el subsuelo a superficie. Este acople mecánico transforma el movimiento de rotación del engranaje reductor en un movimiento oscilante requerido para operar la bomba de fondo. Además sirve de soporte al balancín y por consiguiente soporta las cargas ejercidas por las varillas. Su elemento dinámico principal es el balancín, el cual trabaja sobre el principio de la palanca mecánica. El cabezal del balancín se conecta a la sarta de varillas con la barra lisa.

A la caja reductora pertenecen los engranajes que tienen como función reducir la velocidad rotacional del motor a la velocidad requerida para efectuar el bombeo y, al mismo tiempo, incrementan el torque disponible sobre su eje de baja velocidad. Algunos autores incluyen la caja reductora en la unidad de bombeo puesto que las casas fabricantes las incluyen en su oferta.

Barra Lisa: Estructuralmente conecta el balancín a la sarta de varillas y asegura una superficie de sellamiento en el cabezal de pozo con el fin de evitar fugas al ambiente.

Cabezal del Pozo: Este ensamble contiene prensa estopas (*Stuffing Box*) que sella sobre la barra lisa y una tee de superficie para hacer que los fluidos del pozo lleguen hasta la línea de flujo. El espacio anular de la tubería de revestimiento usualmente está conectado, a través de una válvula de cheque, a la línea de flujo.

1.1.2. Equipo de subsuelo: Constituye otra parte esencial de este sistema, está restringido por el diámetro de la tubería de revestimiento, y esto puede representar limitaciones a su diseño. Transmite la energía necesaria para levantar fluido del pozo, sirviendo como elemento conector entre la cara del pozo y la unidad de superficie. Sin este equipo sería imposible la extracción del fluido de un yacimiento, cuya energía no es la suficiente para producir por flujo natural.

Básicamente está conformado por:

- La bomba de subsuelo.
- La sarta de varillas.
- Tubería de producción.

- Otros accesorios.

La bomba de subsuelo

Definición: La función de la bomba de subsuelo es levantar el fluido desde el fondo del pozo hasta la superficie e impulsarlo por la línea de flujo hasta el punto de recolección. Básicamente las bombas de subsuelo utilizadas son bombas de barril y se dispone de muchas variaciones en los diseños de los diferentes elementos de la misma. De acuerdo a las condiciones de los pozos se utilizará alguno de los tipos de bombas de subsuelo disponibles.

Tipos de bombas de subsuelo: Se las puede clasificar en dos grupos principales que son las bombas insertables (*insert pumps*) y las bombas de tubería de producción (*tubing pumps*).

Bombas insertables: Son aquellas que van introducidas en la tubería de producción y conectadas a la sarta de varillas, usualmente el barril, el pistón y las válvulas se montan en un solo ensamblaje y la bomba se ancla en el niple de asiento. Se clasifican asimismo de acuerdo al barril:

- Barril estacionario y anclaje superior
- Barril estacionario y anclaje inferior
- Barril viajero y anclaje inferior

Bombas de tubing: Son bombas resistentes en su construcción y simples en su diseño. El barril se conecta directamente al tubing y la sarta de varillas se conecta directamente al pistón. En la parte inferior del barril se ubica un niple de asiento, que alojará la válvula fija. Una de las posibilidades es bajar la válvula fija con un pescador acoplado a la parte inferior del pistón, hasta fijarla al niple. Luego el pistón se libera de la válvula fija, rotándolo en sentido contrario a las agujas del reloj. La bomba de tubing provee el máximo desplazamiento de fluido para una determinada cañería de producción, el diámetro del pistón es ligeramente menor que el diámetro interno del tubing. De estructura robusta, el barril de pared gruesa está conectado directamente al tubing por un niple. Las varillas se conectan directamente a la jaula superior del pistón, eliminando la necesidad de usar vástago. Las ventajas de esta bomba la hacen una de las más utilizadas por los productores en pozos que no requieren frecuentes intervenciones.

Como factores limitativos se puede señalar que: para cambiar el barril hay que sacar todo el tubing. No es lo más aconsejable para pozos con gas, ya que tiene un gran espacio nocivo debido al pescador de la válvula fija, lo que en este caso reduce la eficiencia de la bomba. Los grandes volúmenes desplazados hacen que las cargas en las varillas y el equipo de bombeo sean muy importantes. Estas cargas también provocan grandes estiramientos de tubing y varillas con consecuencias en la carrera efectiva de la bomba.

Sarta de Varillas de Succión: Es usada para transmitir el movimiento y la potencia de la unidad de bombeo a la bomba de subsuelo, son fabricadas en

acero y en fibra de vidrio y combinadas; que conservan la propiedad del material de fabricación.

Tubería de producción: La tubería de producción en un pozo de bombeo, es el conducto que permite llevar los fluidos a la superficie y para soportarlos mientras la bomba baja a recoger otra carga.

1.2. GENERALIDADES Y TEORÍA BÁSICA SOBRE POZOS CON UHBM.

Las unidades hidráulicas de bombeo mecánico (UHBM), son un desarrollo tecnológico que presenta amplias mejoras en el rango de variación de velocidad, variación del recorrido, bajo peso, confiabilidad, facilidad en la instalación y operación y bajo consumo energético ya que poseen un sistema de balanceo mecánico, lo cual lo hace más económico que un sistema de bombeo mecánico convencional. Básicamente 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 unidades convencionales, éstas realizan el trabajo con energía hidráulica. 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 encargan de proporcionarle la energía hidráulica al segundo módulo.

El segundo módulo contiene pedestal y actuador hidráulico. El pedestal se ensambla en la cabeza de pozo como se muestra en la figura 2, su función es 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.

Los diseños de las unidades de bombeo con capacidades desde 2000 libras de fuerza, 120" de recorrido, 1 golpe por minuto y 4 hp; hasta 50.000 libras de fuerza en la barra pulida, 220" de recorrido, 5 golpes por minuto y 100 hp. Las producciones que se han logrado varían desde 100 barriles de fluido por día con bombas de subsuelo a 7500 pies, hasta 800 barriles de fluido por día con bombas de subsuelo a 4500 pies. Igualmente, con bombas a 1000 pies y unidades de 4 hp se ha producido hasta 40 barriles de fluido por día.

Cada unidad hidráulica de bombeo mecánico está denominada por un código de referencia. En este caso es el A100-36-220-3. Este código indica que la unidad posee un motor eléctrico A, el motor es de 100 HP, 36 hace referencia a 36.000 lbf de carga, 220 hace referencia a las pulgadas de recorrido, y 3 hace referencia a los golpes por minuto máximos en condiciones normales.

Las condiciones de presión, recorrido, y golpes por minuto pueden variar dependiendo de las condiciones del pozo.



Figura 1. UHBM

Fuente: SERINPET LTDA. (2000). Presentación de unidades hidráulicas de bombeo mecánico.

1.3. PARTES Y COMPONENTES BÁSICOS PARA UNA INSTALACIÓN DE UNIDAD HIDRÁULICA DE BOMBEO MECÁNICO

Una instalación de una unidad hidráulica de bombeo mecánico consta básicamente de las mismas partes principales de una unidad de bombeo mecánico convencional con la diferencia de que realizan el trabajo con energía hidráulica, por lo cual no requiere motor de fondo para bombear el fluido hacia la superficie y su bajo peso y fácil instalación, la hacen la versión mejorada por decirlo así de la unidad de bombeo mecánico, evitando una gran cantidad de esfuerzos, economizando la energía del campo y facilitando la producción, esta unidad consta de las siguientes partes:

- Equipo de superficie.
- Equipo de subsuelo.

Equipo de superficie: Como su nombre lo indica, son las partes del sistema que podemos observar a simple vista y que se encuentran a nivel del suelo. El equipo de superficie está constituido por un motor primario o tren motor, el cual proporciona la energía que acciona a su vez la unidad de bombeo. A diferencia de las unidades convencionales de bombeo mecánico, la UHBM consta de una unidad de potencia, que a su vez presenta un tablero de control con el cual se acciona el recorrido de la sarta de varillas, accionando el movimiento recíprocante característico del bombeo mecánico y mediante la energía hidráulica, bombear fluido hasta el tubing o tubería de producción, por lo anterior no requiere variador de frecuencia.



Figura 2. Esquema del equipo de superficie de la UHBM.
Fuente: SERINPET LTDA. (2014).Manual UHBM modelo estándar 5.3 V2.

Es un mecanismo cuya función principal es accionar la sarta de varillas, a fin de elevar el fluido desde el subsuelo a superficie, mediante el uso de la energía hidráulica. La unidad hidráulica de bombeo mecánico está construida 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.

A continuación, podemos ver cada parte detallada en la tabla 1.

Tabla 1. Partes del equipo de superficie de la UHBM A-100-36-220-3.

ITEM	# PARTE	NOMBRE CATALOGO	CANT	UNID
1	A1001	UNIDAD DE POTENCIA DE 100 HP	1	EACH
2	P220362	PEDESTAL DE 220"	1	EACH
3	AH220363	ACTUADOR DE 220" 5"	1	EACH
4	MAR14	MANGUERA RETORNO 1" CONEXIONES 1-5/16 JIC H X 1-5/16 JIC H REF:R1	7	M
5	MAR155	MANGUERA ALTA PRESION 2" CONEXIONES 2-13/16" FLANGE RTO REF:R15	6	M
6	MAR16	MANGUERA RETORNO 1" CONEXIONES 1-5/16 JIC H X 1-5/16 JIC H REF:R1	0.8	M
7	MAR157	MANGUERA ALTA PRESION 2" CONEXIONES 2-13/16" FLANGE X 2" NPT M REF:R15	2.4	M

Fuente: SERINPET LTDA. (2014).Manual UHBM modelo estándar 5.3 V2.

1.4. VENTAJAS DE LA UNIDAD HIDRÁULICA DE BOMBEO MECÁNICO

- La principal ventaja de la unidad hidráulica de bombeo mecánico es el amplio rango de variación de velocidad, el cual se da de forma independiente en la carrera ascendente a la carrera descendente, y se logra a través de la variación de caudales que se consigue con elementos como las válvulas reguladoras de caudal y las válvulas reguladoras de presión.
- Tienen la capacidad de variar la longitud de carrera desde un máximo de 240" hasta un mínimo 12". Esto lo puede realizar debido a que para cambiar el recorrido lo único que se necesita es cambiar la ubicación de los sensores finales de carrera. Este procedimiento se realiza en poco tiempo y es muy sencillo, porque básicamente se reduce a soltar dos tornillos de ¼" mover los sensores hacia arriba o hacia abajo según el requerimiento de la nueva ubicación y reajustar los tornillos de ¼". Permittiéndonos trabajar recorridos ubicados en la parte superior, inferior, o intermedia del pedestal.
- Debido al tipo de componentes que se utiliza, las unidades son de peso ligero, fácil de transportar e instalar (1/2 a 4 Ton).
- Otra ventaja que presenta el sistema es la protección que brinda a la integridad de las varillas y las bombas de subsuelo, pues no solo cuenta con grandes recorridos y pocos ciclos por minuto, reduciendo la fatiga que se presenta en el acero, sino que por el hecho de tener una válvula reguladora de presión el sistema nunca podrá trabajar a presiones por encima de la calibrada en esta válvula, pues como ya dijimos, cuando esto pasa, la válvula se abre y el aceite regresa al tanque. Esto indica que la unidad no podrá hacer más fuerza que la que le permite hacer esta válvula.
- El sistema hidráulico entrega constantemente una medida de la presión ejercida, y dado que se conoce el área útil del pistón, utilizamos la presión para determinar el nivel de fluido en el pozo.
- El sistema es modular (unidad hidráulica de potencia, actuador hidráulico y pedestal) lo cual nos permite realizar el mantenimiento en un corto tiempo, ya que cuando se le hace el mantenimiento a la unidad hidráulica, se podría tener otra unidad trabajando al lado. De esta manera el pozo permanecería detenido únicamente el tiempo que fuera necesario para desconectar la manguera proveniente del pedestal y que está conectada a la unidad en mantenimiento y reconectar esta manguera a la unidad de reemplazo (aproximadamente 30 minutos). En la siguiente imagen podemos ver las mangueras que salen de los pedestales y que se encuentran conectadas a las unidades hidráulicas de potencia.
- La modularidad ofrece la posibilidad de utilizar unidades hidráulicas de potencia pequeñas con pedestales y actuadores hidráulicos de gran tamaño, de tal forma que con una unidad pequeña se puedan levantar cargas muy grandes.

- **Aumento de la producción:** el aumento de la producción generado por este tipo de unidades se debe a dos motivos. El primero de ellos se presenta en unidades de baja potencia (de 10 a 50Hp). Ya que estas al poseer pedestales de gran recorrido, el porcentaje de elongación de las varillas producido por la propiedad elástica, que es característica del acero se reduce con respecto al recorrido. Un ejemplo de esto es: para dos pozos gemelos, el primero tiene una unidad de 40" de recorrido, el segundo tiene una unidad de 120" de recorrido, y en ambos la elongación es de 8". El porcentaje de elongación para el primero será de un 20% y para el segundo será del 6.66%. Esto demuestra que con un recorrido largo este porcentaje disminuye y una mayor distancia del recorrido es útil. El segundo caso se presenta en ejemplos como el siguiente: si una unidad trabaja con 15 segundos en la carrera descendente y 15 segundos en la ascendente debido a parámetros de operación de la bomba de subsuelo esta unidad realizara dos ciclos por minuto, por otro lado, la unidad hidráulica podría trabajar con 15 segundos en la carrera descendente y 5 en la ascendente, realizando 3 ciclos por minuto, lo cual representaría un aumento del 50% en la producción.
- No requiere bases de concreto.
- Ahorra energía, ahorra recursos.
- No rompe las varillas en caso de que la bomba de subsuelo se quede pegada.
- Instalación rápida.

1.5. DINAMOGRAFÍA TEÓRICA

Para utilizar la dinamografía e interpretar las situaciones en las que se encuentra la bomba y las varillas, es necesario que exista un punto de referencia. Esta es la dinamografía teórica correspondiente a un funcionamiento perfecto de la bomba de profundidad.

Esta dinamografía teórica corresponde a un pozo trabajando con un número de golpes pequeños ($n = 5.6 \text{ gol/min.}$), para que el efecto de las fuerzas de inercia se pueda despreciar, el rendimiento volumétrico de fondo sea de 100% y que no exista fricción apreciable en la bomba. Esta dinamografía teórica está representada en la figura 3 para el paralelogramo ABCD.

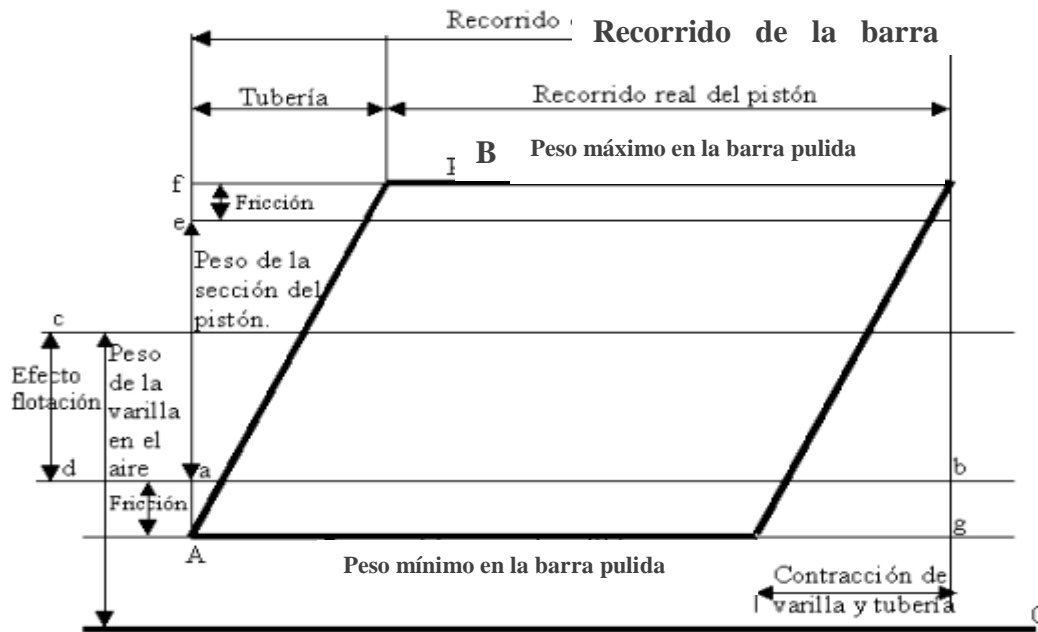


Figura 3. Dinamografía teórica.

Fuente: Manuales Familia Petróleo (2010). Capítulo 3 Bombeo Mecánico.

Acerca de la Dinamografía teórica se debe conocer primeramente que se parte de un diagrama ideal, como se puede ver a continuación en la figura 4, para el cual el bombeo tiene una eficiencia del 100%.

Dónde:

A: Comienza la carrera ascendente. La válvula viajera se cierra y la carga sobre las varillas aumenta instantáneamente de A hacia B, por la carga tomada del fluido.

B-C: La carga sobre las varillas es constante. Se desplaza el pistón hacia arriba, con la válvula viajera cerrada.

C: Es el punto alto y final de la carrera de ascenso donde la válvula viajera se abre, la válvula fija se cierra y la carga del fluido se transfiere a la tubería causando que la carga sobre las varillas baje instantáneamente del punto C al D.

D-A: El pistón desciende con la válvula viajera abierta sin representarle carga del fluido en la varilla.

En la figura 3 se puede observar que línea ab representa en la escala del esfuerzo de la dinamografía el peso de las varillas en el líquido (peso de las varillas en el aire, menos el peso cd correspondiente al efecto de flotación). La diferencia entre los pesos correspondientes a las líneas ab y AD (fuerza mínima en la dinamografía) representa la fuerza debido al efecto de fricción en el recorrido descendente.

La línea BC representa el peso máximo en la barra pulida durante el recorrido ascendente. Éste sobrepasa al peso de las varillas en el líquido más el peso

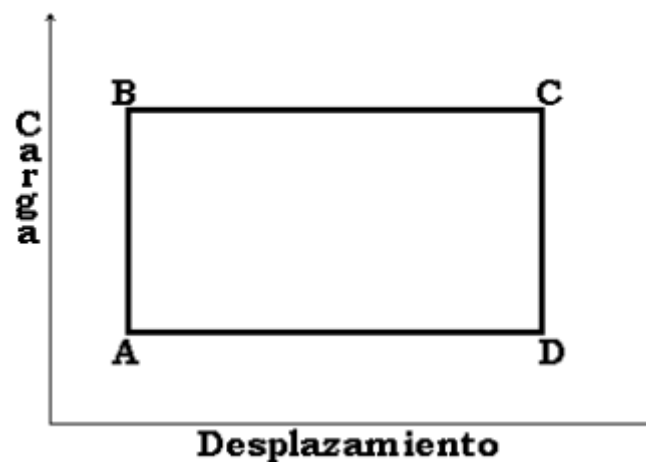
del líquido sobre el pistón, con la cantidad correspondiente a la fricción en el recorrido ascendente.

El peso de la barra pulida en el recorrido ascendente que empieza en A, crece progresivamente hasta B debido a que antes que el pistón se ponga en movimiento, las varillas y la tubería de extracción se estiran bajo la influencia del peso del líquido. La longitud f_B representa este estiramiento incluyendo la influencia de la fricción A_a y e_f . El pistón empieza el movimiento en B y el fenómeno ocurre en sentido inverso en el recorrido descendente, D_g representa la contracción de las varillas y tubería cuando desaparece el peso.

Es decir f_C representa el recorrido de la barra pulida y el recorrido del pistón es igual con BC.

En la realidad es difícil encontrar un dinamograma que se acerque lo suficiente a este teórico. Hay un período momentáneo sin movimiento de la barra pulida.

Además, la barra pulida se mueve alguna distancia en la carrera descendente antes de que se abra la válvula viajera y alguna distancia en la carrera ascendente antes de que se cierre.



**Figura 4. Dinamografía con eficiencia al 100%.
Fuente: Manuales Familia Petróleo. (2010).Capítulo 3 Bombeo Mecánico.**

Cuando se tiene en cuenta el efecto del estiramiento de la varilla y el encogimiento de la sarta, la dinamografía queda representada en la figura 5.

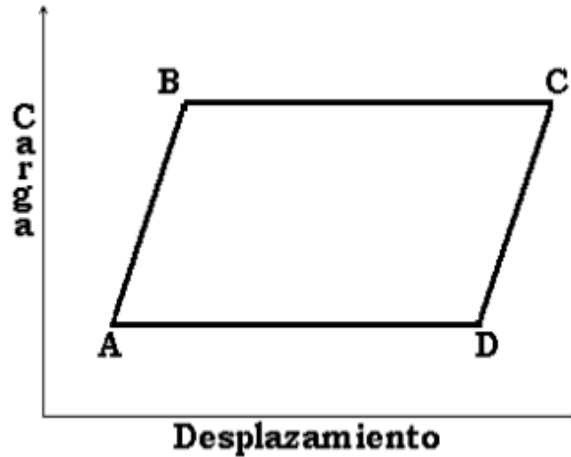


Figura 5. Efecto del estiramiento de la varilla y el encogimiento de la sarta.
Fuente: Manuales Familia Petróleo. (2010).Capitulo 3 Bombeo Mecánico.

Cuando el número de golpes es mayor de 5 GPM empieza a aparecer la influencia de los fenómenos de inercia provocando que se deforme la dinamo grafía teórica y su rotación. En la figura 6 se representa una dinamo grafía de 8 a 9 GPM.

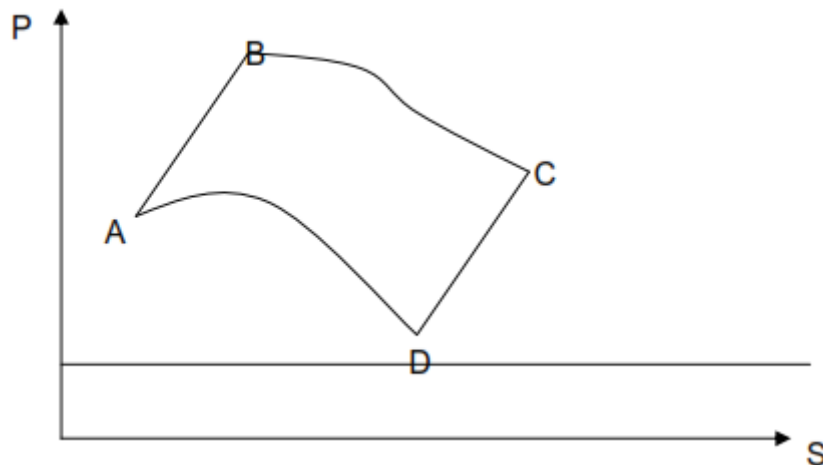


Figura 6. Fenómenos de Inercia.
Fuente: Manuales Familia Petróleo. (2010). Capítulo 3 Bombeo Mecánico.

Incluyendo todas las otras influencias como por ejemplo: la vibración, efectos dinámicos, la fricción y acción de la bomba, la carta aparecería aproximadamente como en las figuras 7 y 8.

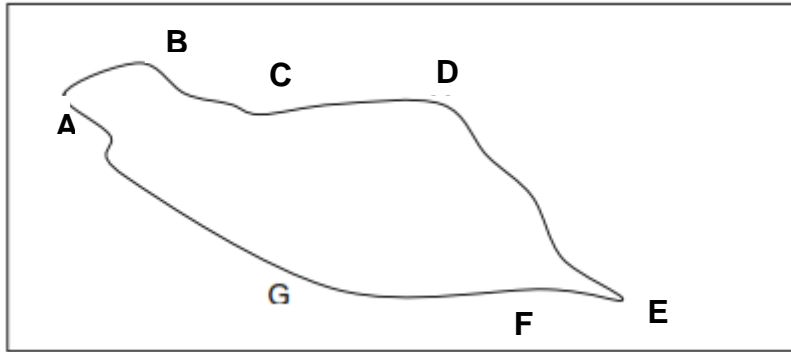


Figura 7. Efectos dinámicos.
Fuente: Manuales Familia Petróleo (2010). Capítulo 3 Bombeo Mecánico.

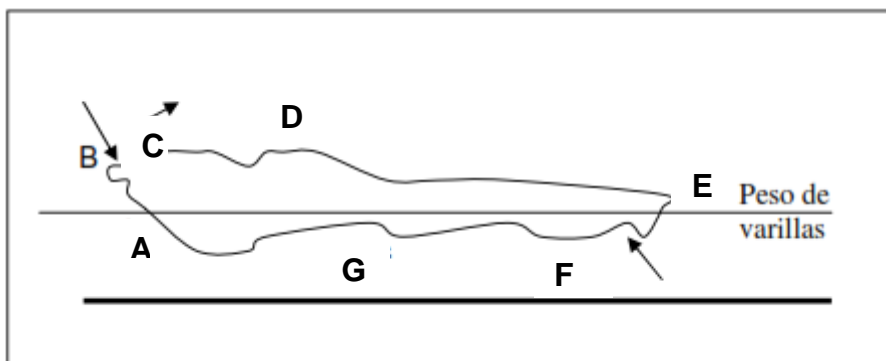


Figura 8. Fricción y acción de la bomba.
Fuente: Manuales Familia Petróleo (2010). Capítulo 3 Bombeo Mecánico.

El punto A representa el final de la carrera descendente y el inicio de la carrera ascendente para la barra pulida.

Al cerrar la válvula viajera, la barra pulida empieza a cargar el fluido, esto representa el aumento en carga desde A hacia B.

El descenso momentáneo en la carga de la barra pulida desde B a C es el resultado del alargamiento elástico de las varillas que asciende cuando las varillas toman la carga del fluido.

A medida que las varillas se muevan hacia arriba con aproximadamente movimiento armónico simple, la carga de aceleración aumenta hasta que alcanza un máximo al punto D, teóricamente cerca de la mitad de la carrera ascendente.

Desde el punto D al punto E la carga de aceleración disminuye a medida que la velocidad de las varillas disminuye a 0. El punto E representa el final de la carrera ascendente y la iniciación de la carrera descendente.

POZO CON MUCHA PRODUCCIÓN DE GAS

Si un pozo está bombeando una mezcla de petróleo y gas, el diagrama muestra una curva de compresión de gas en la carrera descendente.

Esto se debe a que la válvula viajera no abre hasta que la presión en el fluido que está comprimido es lo suficiente para sobre vencer el peso de la columna hidrostática en la tubería de producción.

Debido a que la bomba maneja un volumen considerable de gas y cierra la válvula viajera se debe disminuir el diámetro de la bomba para obtener una mejor eficiencia volumétrica y mantener el máximo esfuerzo de la barra pulida tan bajo como sea posible o colocar una bomba especial.

La figura 9 muestra que cuando se baja la válvula estacionaria para vencer las condiciones gasíferas de la bomba. Como consecuencia, estos dos pozos en el diagrama B se pierde menos carrera por compresión que en el diagrama A.

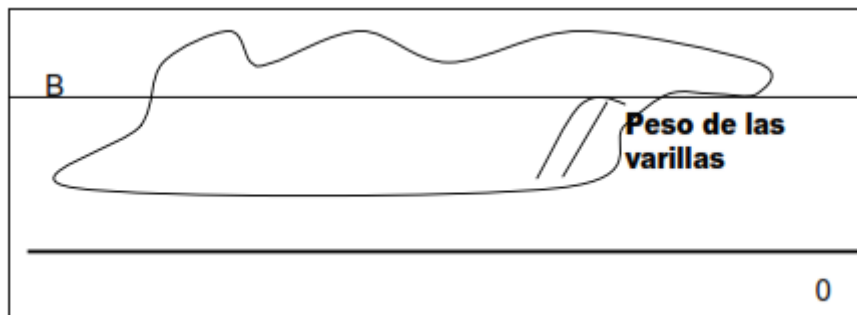


Figura 9. Pérdida de carrera por compresión de volumen considerable de gas.
Fuente: Manuales Familia Petróleo (2010). Capítulo 3 Bombeo Mecánico.

POZOS QUE BOMBEAN CRUDOS VISCOSOS

En un pozo que produzca petróleo viscoso se obtiene un diagrama como el siguiente.

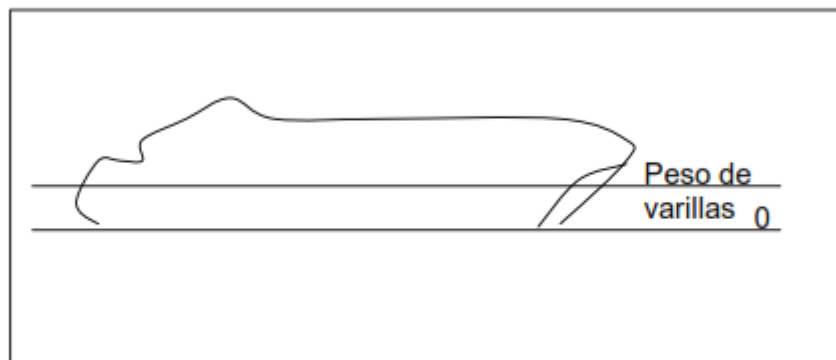


Figura 10. Pozos que bombean crudos viscosos.
Fuente: Manuales Familia Petróleo. (2010). Capítulo 3 Bombeo Mecánico.

En la figura 10, se puede observar que el esfuerzo en la carrera ascendente es proporcionalmente mayor que el peso estático de la varilla.

2. HERRAMIENTAS DE REGISTRO Y CONTROL PARA EL ANÁLISIS Y SEGUIMIENTO DE LA UNIDAD HIDRÁULICA DE BOMBEO MECÁNICO

2.1. INVESTIGACIONES EN LOS POZOS CON BOMBA DE VARILLA

La determinación de las condiciones óptimas de operación de la unidad hidráulica de bombeo mecánico UHBM, se realizó en las instalaciones de la Empresa de Servicios Petroleros SERINPET.

El método hidrodinámico utilizado durante el desarrollo de la investigación, fue el de dinamografía, trabajando con el diseño de experimento controlado.

La dinamografía es una gráfica continua que registra las fuerzas resultantes que actúan sobre la barra pulida, contra la posición de dicha barra. El análisis de la dinamografía y las cargas estáticas grabadas se utilizaron para analizar el comportamiento de:

- La unidad de bombeo
- La sarta de tubería
- La bomba dentro del pozo

La dinamografía se realizó con el software Rodstar, para determinar los esfuerzos a los cuales estuvo sometida la varilla de bombeo, y la interpretación gráfica que se obtiene de estas mediciones de carga se utilizó para hallar:

- El estado de las bombas
- Dislocaciones en émbolos y válvulas.
- Sartas de varillas fracturadas
- Fugas en tubería
- Acumulación de parafina
- Cambios en el nivel del fluido
- Ajuste en la prensa-estopa o caja de estopa
- Selección correcta del tamaño de los golpes de bombeo
- Selección correcta de la profundidad a la que se pone la bomba y del tamaño del émbolo
- Número de golpes de bombeo por minutos
- Efecto de los golpes de gas en la producción

El software simuló el pozo en condiciones dinámicas, dando como resultado unas graficas llamadas cartas dinamométricas, que permitieron describir los parámetros óptimos de carrera máxima del pistón (CMP), carrera efectiva del pistón (CEP), carga de fluido (F_o), carga máxima de la barra pulida (PPRL) y carga mínima de la barra pulida (MPRL).

Estos parámetros, proporcionaron a la investigación información sobre: la Máxima longitud de movimiento del pistón respecto al barril durante una carrera completa (CMP - Carrera Máxima del Pistón); Longitud de la carrera del pistón cuando la carga total de fluido está actuando sobre la válvula de pié (CEP -

Carrera Efectiva del Pistón); y la fuerza que actúa sobre el pistón debido al diferencial de presión que se ejerce sobre el mismo (F_o -Carga de fluido).

En condiciones dinámicas, el proceso para obtener la *Dinamografía*, se realiza en un tiempo relativamente corto. Es una operación simple para la cual no es necesario que la bomba pare de trabajar y no interfiere en las condiciones de la formación.

Para esto, se decidió denotar las unidades con sus respectivas especificaciones: tipo de motor (A -Eléctrico, B -Diésel, C-Gas), HP, Lbf, recorrido, SPM.

El software RODSTAR fue utilizado en la investigación para determinar las condiciones óptimas de producción de la Unidad Hidráulica de Bombeo Mecánico UHBM con el diseño de las diferentes unidades, teniendo de referencia un objetivo (target) de 500 BPD. Para ello se diseñaron 12 UHBM, trabajando en un pozo con las mismas características para todas las simulaciones; pero se fueron cambiando las condiciones de entrada de la unidad, como en SPM, HP, libras fuerza de capacidad y tipo de bomba. Con esto se pudo comprobar cómo variaban los resultados en producción y otros parámetros de acuerdo a la unidad ingresada.

En el desarrollo de la investigación, se tomaron los datos iniciales de las unidades, con el fin de cargarlos en el Rodstar y así poder tener los datos de entrada, tanto como de la unidad como los del pozo, luego seleccionamos los tipos de varillas con diferentes diámetros, longitudes y cargas; para determinar la sarta de varilla óptima, la cual soporta las cargas o fuerzas a la cual está sometida la unidad. Una vez determinada la sarta de varillas, procedimos a calcular los resultados, teniendo como punto de partida los strokes/min o un objetivo (target) de producción.

En el proceso de optimización realizamos análisis de la causa raíz de las fallas, lo cual es esencial para la reducción de su frecuencia en los pozos con extracción artificial. Una vez identificada la tendencia de las fallas, se implementaron medidas para remediarlas durante las operaciones de servicio del pozo, a fin de impedir las fallas prematuras de la varilla de bombeo.

Para determinar el estado tensional de las varillas por el estado de carga y conocer el momento que pueden ceder, se utilizó el diagrama de Mohr.

2.2. SOFTWARE DE DISEÑO “RODSTAR”

El software RODSTAR fue utilizado en la investigación para realizar los diseños de los sistemas de bombeo mecánico de la manera más eficiente. Este es el único programa de predicción y diseño automático de varillas optimizadas de acero, fibra de vidrio y fibra de carbono, que le permiten tener la ecuación de onda en segundos. Con RODSTAR se introduce un objetivo y el programa calcula automáticamente la velocidad de bombeo, el tamaño del émbolo, el

diseño óptimo de la varilla, el tamaño de la unidad de bombeo y el tamaño de motor que necesita para la producción deseada. También puede calcular los costos de la unidad de bombeo, de la varilla y los costos de electricidad, lo que permite comparar mejor los diseños que se tengan estimados. En la figura 11, se pueden observar algunos de los cálculos y gráficos que realiza de manera automática el software.

El software, también fue utilizado para determinar las condiciones óptimas de producción de la Unidad Hidráulica de Bombeo Mecánico UHBM de la investigación. Para ello se trabajó en un pozo con las mismas características en todas las simulaciones, pero se fueron cambiando las condiciones de entrada de la unidad, como en SPM, HP, libras fuerza de capacidad y tipo de bomba. Comprobando así, cómo variaban los resultados en producción y otros parámetros de acuerdo a la unidad ingresada.

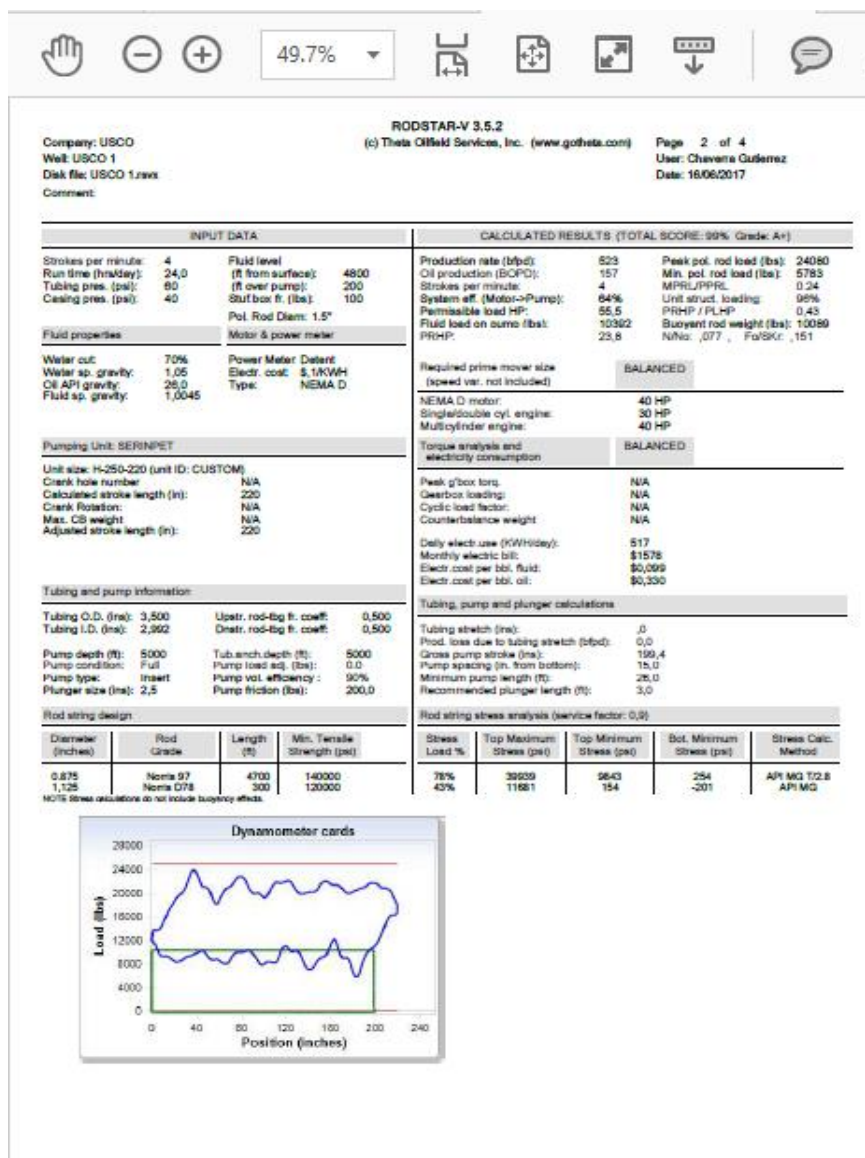


Figura 11. Presentación de resultados del software RODSTAR. Fuente: Autores (2017). Software Rodstar.

El software RODSTAR puede simular más de 4000 unidades de bombeo, incluyendo unidades de carrera larga (Rotaflex) o hidráulicas. Si falta alguna dimensión de la unidad de bombeo, puede añadir sus propias dimensiones y utilizarlas en el diseño. Puede seleccionar diferentes tipos de varillas, incluyendo acero y fibra de vidrio. Si un grado de la varilla no se encuentra disponible, puede añadirlo con su propio grado personalizado y utilizarlo en su diseño. Las principales características del programa son:

- **Ajustes personalizables:** RODSTAR puede crear todo tipo de casos utilizando medidas inglesas, métricas o canadienses. También puede ahorrar tiempo de trabajo especificando valores que normalmente no cambian como nombre de la empresa, costos eléctricos, tamaño de tubería, tipo de bomba, entre otros.
- **Integración de la IPR:** la integración de la IPR en el software, permite calcular la producción objetivo desde la presión de admisión de la bomba.
- **Por grupos:** este programa permite ejecutar múltiples casos de pozos verticales o desviados a la vez, y puede observar cada caso en una hoja de Excel.
- **Ayuda informativa:** RODSTAR contiene ayuda para cada campo de entrada y utiliza ayuda visual que incluye dibujos, dependiendo del trabajo que se esté realizando. Además, contiene un glosario con cientos de términos relacionados con el levantamiento artificial. También se proporcionan recomendaciones y advertencias para evitar errores y mejorar el diseño.
- **Informes detallados:** Además de recibir un resumen de su diseño y resultados, también se puede visualizar informes para análisis de costos, rendimiento de fluidos, cartas dinámicas, entre otros.

A la hora de utilizar el RODSTAR, este nos pide información para desarrollar la simulación, los pasos a seguir en caso de ser necesarios son los siguientes:

2.2.1. Información del pozo: RODSTAR recoge los detalles vitales del pozo tales como nombre del pozo, condición de la bomba, presión de la tubería, profundidad de la bomba y perfil de fluido.

2.2.2. Establecer objetivos de producción: Mientras que el software de diseño tradicional ha utilizado Strokes Por Minuto (SPM) para guiar diseños, RODSTAR le permite especificar los barriles de fluido por día (BFPD) como el objetivo para su diseño. Esto reduce el trabajo de "ensayo y error" requerido para diseñar una unidad de bombeo optimizada. Además, RODSTAR le permite utilizar algoritmos de rendimiento de flujo de entrada estándar (es decir, Vogel, Fetkovich) para obtener objetivos de diseño.

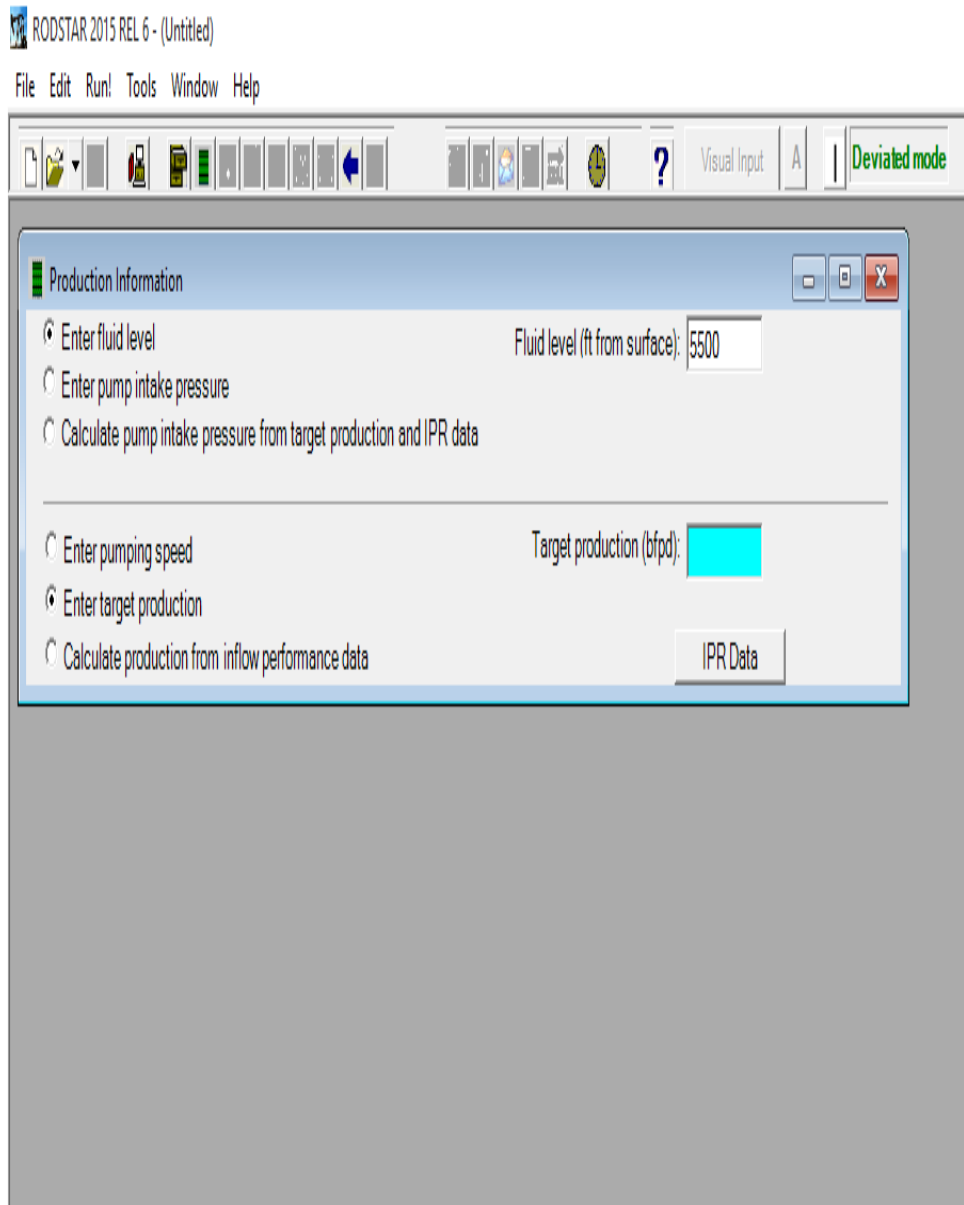


Figura 12. Selección de objetivos de producción.
Fuente: <http://www.gotheta.com/pb/rodstar>

2.2.3. Diseñar el émbolo: RODSTAR seleccionará automáticamente el tamaño correcto del émbolo en función del tamaño del tubo que especifique.

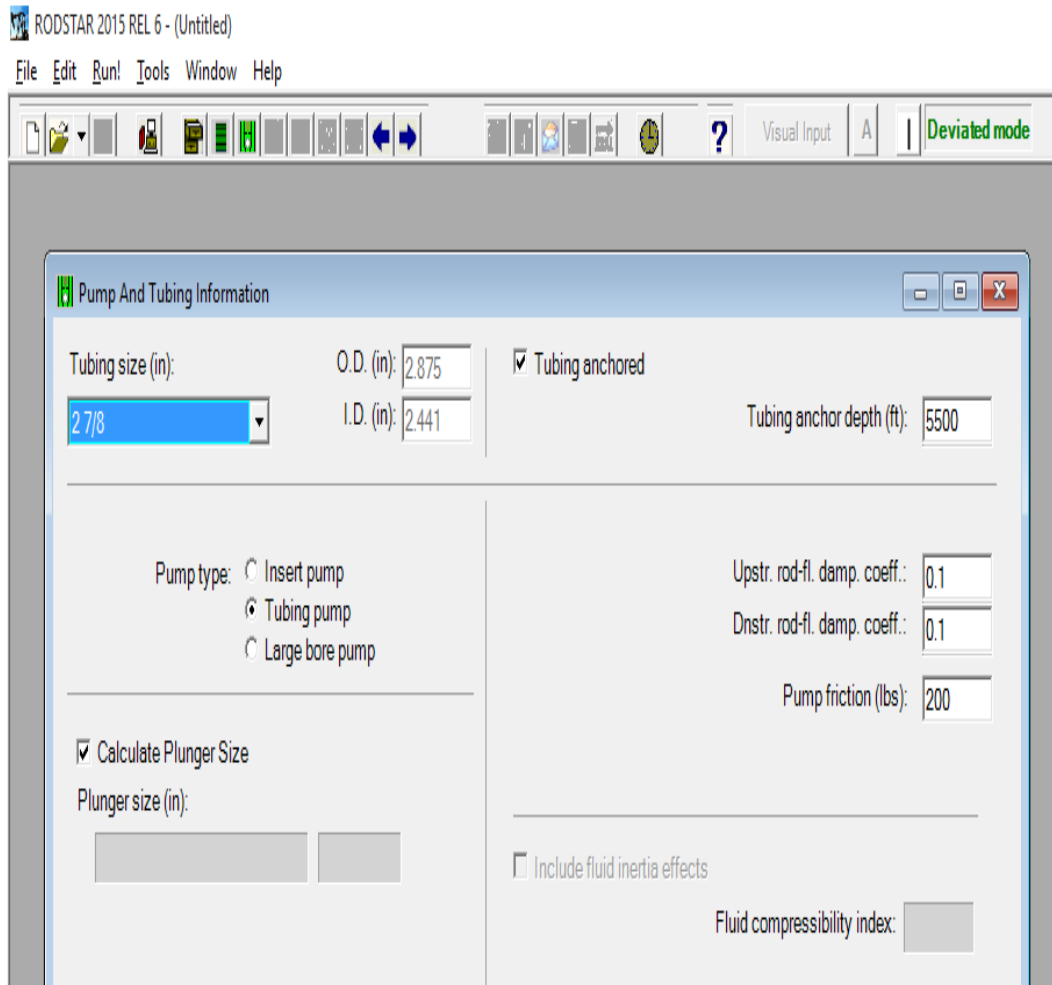


Figura 13. Diseño del embolo.
Fuente: <http://www.gotheta.com/pb/rodstar>

2.2.4. Diseño de varillas: RODSTAR le ayuda a diseñar la varilla más adecuada. La pantalla de configuración manual le permite especificar los componentes individuales de la varilla, en función de las varillas que tenga disponibles. El diseño manual es útil para optimizar un pozo con el equipo existente. Las funciones de auto-diseño elaborarán la varilla adecuada para usted. El modelado avanzado de RODSTAR puede diseñar varillas de acero, fibra de vidrio o fibra de carbono. El cálculo automático es útil para los nuevos diseños de bombas.

2.2.5. Pozos desviados: Si el pozo es desviado RODSTAR puede ayudar a diseñar pozos tanto desviados como horizontales. RODSTAR permite especificar guías de varillas o el diseño puede tener combinaciones correctas de varilla. RODSTAR calcula y grafica Rodstring, lo que permite visualizar con precisión la geometría del Rodstring.

2.2.6. La bomba perfecta: RODSTAR tiene una base de datos de más de 40.000 unidades de bombeo. Esta vasta base de datos se utiliza para buscar la unidad de bombeo óptima para un diseño. Por el contrario, RODSTAR puede ayudar a construir el diseño óptimo alrededor de una unidad de bombeo existente. RODSTAR puede simular cualquier unidad de bombeo, incluyendo unidades de carrera larga (Rotaflex) o hidráulicas.

2.2.7. Optimizar el uso de energía: La selección del motor de RODSTAR comienza con el costo de la electricidad. Este costo se utiliza para guiar cálculos hacia el perfil óptimo de uso de energía. Este perfil puede incluir variables de proceso no estándar tales como si se reciben créditos de utilidad para la potencia generada y la variación de velocidad del motor eléctrico.

3. DETERMINACIÓN DE LAS CONDICIONES ÓPTIMAS DE PRODUCCIÓN DE LA UNIDAD HIDRÁULICA DE BOMBEO MECÁNICO EN LA EMPRESA DE SERVICIOS PETROLEROS SERINPET

3.1. POZO DE ESTUDIO DE LA INVESTIGACIÓN

Para el trabajo de investigación, se decidió realizar dicho estudio mediante un pozo experimental llamado USCO-1, el cual tiene las siguientes características:

Tabla 2. Datos del pozo experimental USCO-1

Tiempo de corrida	24 hrs/día	gravedad específica del agua	1.05
Presión en la tubería	60 psi	gravedad API del crudo	26
Presión en el revestimiento	40 psi	gravedad específica del fluido	1.0045
Nivel de fluido desde la superficie	4800 ft	Índice de compresibilidad (Cuando tiene bomba de tubería)]	3.0
Nivel de fluido sobre la bomba	200 ft	Costo eléctrico	0.1US\$/KWH
Fricción en la caja de relleno	100 lbs	Tipo de motor	NEMA D (eléctrico)
Diámetro de la barra pulida	1.5"	Tubing OD	3.5 in
Corte de agua	70%	Ajuste de carga de la bomba	0.0 lbs
Tubing ID	2.992 in	Eficiencia volumétrica de la bomba	90%
Profundidad de la bomba	5000 ft	Fricción de la bomba	200 lbs
Condición de llenado de la bomba	Full	Profundidad del anclaje de tubería	5000 ft

3.2. RESULTADOS OBTENIDOS MEDIANTE EL USO DEL SOFTWARE RODSTAR

En este capítulo se dan a conocer los resultados de la investigación con cada uno de los diseños realizados mediante el RODSTAR, y se publican los mejores diseños de las UHBM.

3.2.1. Datos de Entrada de UHBM VI: A75-28-220-3

- Motor de 75 hp 440V 1200 RPM.
- Máxima fuerza: 28.000 Lbf.

- Máximo recorrido: 220 in (Ø5X2).
- Máxima velocidad: 3 SPM.
- Bomba hidráulica 45VMQ215 @ 1700 Psi & 64.6Gpm.
- Bomba de tipo inserta
- Diámetro de bomba de 2,5 in
- Coeficiente de fricción varilla-tubería aguas arriba es de 0,550
- Coeficiente de fricción varilla-tubería aguas abajo es de 0,550

Resultados Obtenidos con el diseño N°1

- Rata de producción (BFPD): 365
- Producción de aceite (BOPD): 110
- Strokes por minutos: 3
- Eficiencia del sistema motor-bomba: 64%
- Carga del fluido en la bomba (lbs): 10392
- Uso eléctrico diario (KWH/día): 364
- Costo eléctrico mensual: US\$1110
- Costo eléctrico por barril de fluido: US\$0,100
- Costo eléctrico por barril de aceite. US\$0,332

Tabla 3. Resultados calculados de la UHBM VI: A75-28-220-3.

CALCULATED RESULTS (TOTAL SCORE: 92% Grade: A-)			
Production rate (bfpd):	365	Peak pol. rod load (lbs):	21283
Oil production (BOPD):	110	Min. pol. rod load (lbs):	6727
Strokes per minute:	3	MPRL/PPRL	0.316
System eff. (Motor->Pump):	64%	Unit struct. loading:	76%
Permissible load HP:	46,7	PRHP / PLHP	0,35
Fluid load on pump (lbs):	10392	Buoyant rod weight (lbs):	9015
PRHP:	16,3	N/No: ,06 , Fo/SKr: ,195	
Required prime mover size (speed var. not included)		BALANCED	
NEMA D motor:	25 HP		
Single/double cyl. engine:	25 HP		
Multicylinder engine:	25 HP		
Torque analysis and electricity consumption		BALANCED	
Peak q'box torq.	N/A		
Gearbox loading:	N/A		
Cyclic load factor:	N/A		
Counterbalance weight	N/A		
Daily electr.use (KWH/day):	364		
Monthly electric bill:	\$1110		
Electr.cost per bbl. fluid:	\$0,100		
Electr.cost per bbl. oil:	\$0,332		
Tubing, pump and plunger calculations			
Tubing stretch (ins):	,0		
Prod. loss due to tubing stretch (bfpd):	0,0		
Gross pump stroke (ins):	185,5		
Pump spacing (in. from bottom):	15,0		
Minimum pump length (ft):	26,0		
Recommended plunger length (ft):	3,0		

Cartas Dinamométricas del diseño N°1

- Carga permisible (HP): 46,7
- PRHP: 16,3
- Carga máxima de la barra pulida (lbs): 21283
- Carga mínima de la barra pulida (lbs): 6727
- MPRL/PPRL: 0,316
- Carga de la unidad estructural: 76%
- PRHP/PLHP: 0,35
- Peso de varilla boyante (lbs): 9015

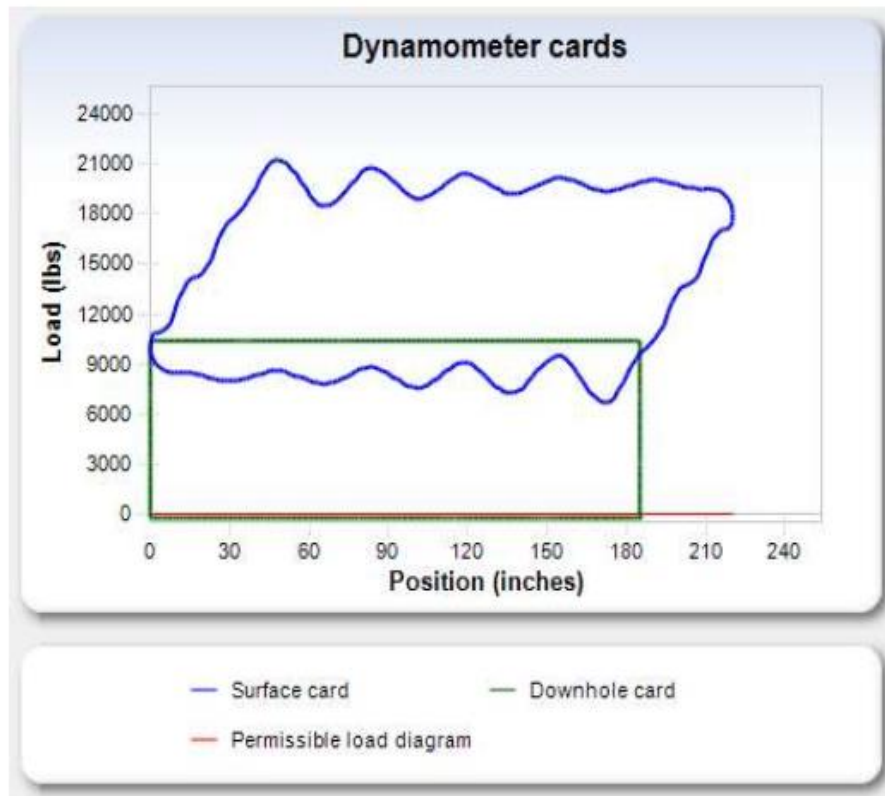


Figura 14. Cartas dinámométricas UHBM VI: A75-28-220-3.

Resultados de Varillas de la UHBM VI: A75-28-220-3

Tabla 4. Resultados de varillas de la UHBM VI: A75-28-220-3.

Rod string design (rod tapers calculated)				Rod string stress analysis (service factor: 0,9)				
Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)	Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
0.75	Norris 97	4500	140000	94%	48009	15512	4503	API MG T/2.8
@ 1.5	Flexbar C	500	90000	75%	16693	2533	-113	API MG

@ Stress calculations based on elevator neck of 7/8" (for 1.25" sinker bars) or 1" (for other sinker bars).

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.

3.2.2. Datos de Entrada UHBM VII: A100-25-220-4

- Motor de 100 hp 440V 1800 RPM.
- Máxima fuerza: 25.700 Lbf.
- Máximo recorrido: 220 in (Ø5X2).
- Máxima velocidad: 4 SPM.
- Bomba hidráulica 45VMQ215 @ 1560 Psi & 99.2Gpm.
- Bomba de tipo inserta
- Diámetro de bomba de 2,5 in

- Coeficiente de fricción varilla-tubería aguas arriba es de 0,550
- Coeficiente de fricción varilla-tubería aguas abajo es de 0,550

Resultados obtenidos con la UHBM VII: A100-25-220-4

- Rata de producción (BFPD): 523
- Producción de aceite (BOPD): 157
- Strokes por minutos: 4
- Eficiencia del sistema motor-bomba: 64%
- Carga del fluido en la bomba (lbs): 10392
- Uso eléctrico diario (KWH/día) : 517
- Costo eléctrico mensual: US\$1578
- Costo eléctrico por barril de fluido: US\$0,099
- Costo eléctrico por barril de aceite. US\$0,330

Tabla 5. Resultados calculados de la UHBM VII: A100-25-220-4.

CALCULATED RESULTS (TOTAL SCORE: 99% Grade: A+)			
Production rate (bfpd):	523	Peak pol. rod load (lbs):	24080
Oil production (BOPD):	157	Min. pol. rod load (lbs):	5783
Strokes per minute:	4	MPRL/PPRL	0.24
System eff. (Motor->Pump):	64%	Unit struct. loading:	96%
Permissible load HP:	55,5	PRHP / PLHP	0,43
Fluid load on pump (lbs):	10392	Buoyant rod weight (lbs):	10089
PRHP:	23,8	N/No: ,077 , Fo/SKr: ,151	
Required prime mover size (speed var. not included)		BALANCED	
NEMA D motor:	40 HP		
Single/double cyl. engine:	30 HP		
Multicylinder engine:	40 HP		
Torque analysis and electricity consumption		BALANCED	
Peak q'box torq.	N/A		
Gearbox loading:	N/A		
Cyclic load factor:	N/A		
Counterbalance weight	N/A		
Daily electr.use (KWH/day):	517		
Monthly electric bill:	\$1578		
Electr.cost per bbl. fluid:	\$0,099		
Electr.cost per bbl. oil:	\$0,330		
Tubing, pump and plunger calculations			
Tubing stretch (ins):	.0		
Prod. loss due to tubing stretch (bfpd):	0,0		
Gross pump stroke (ins):	199,4		
Pump spacing (in. from bottom):	15,0		
Minimum pump length (ft):	26,0		
Recommended plunger length (ft):	3,0		

Cartas Dinamométricas de UHBM VII: A100-25-220-4

- Carga permisible (HP): 55,5
- PRHP: 23,8
- Carga máxima de la barra pulida (lbs): 24080
- Carga mínima de la barra pulida (lbs): 5783
- MPRL/PPRL: 0,24
- Carga de la unidad estructural: 96%
- PRHP/PLHP: 0,43
- Peso de varilla boyante (lbs): 10089

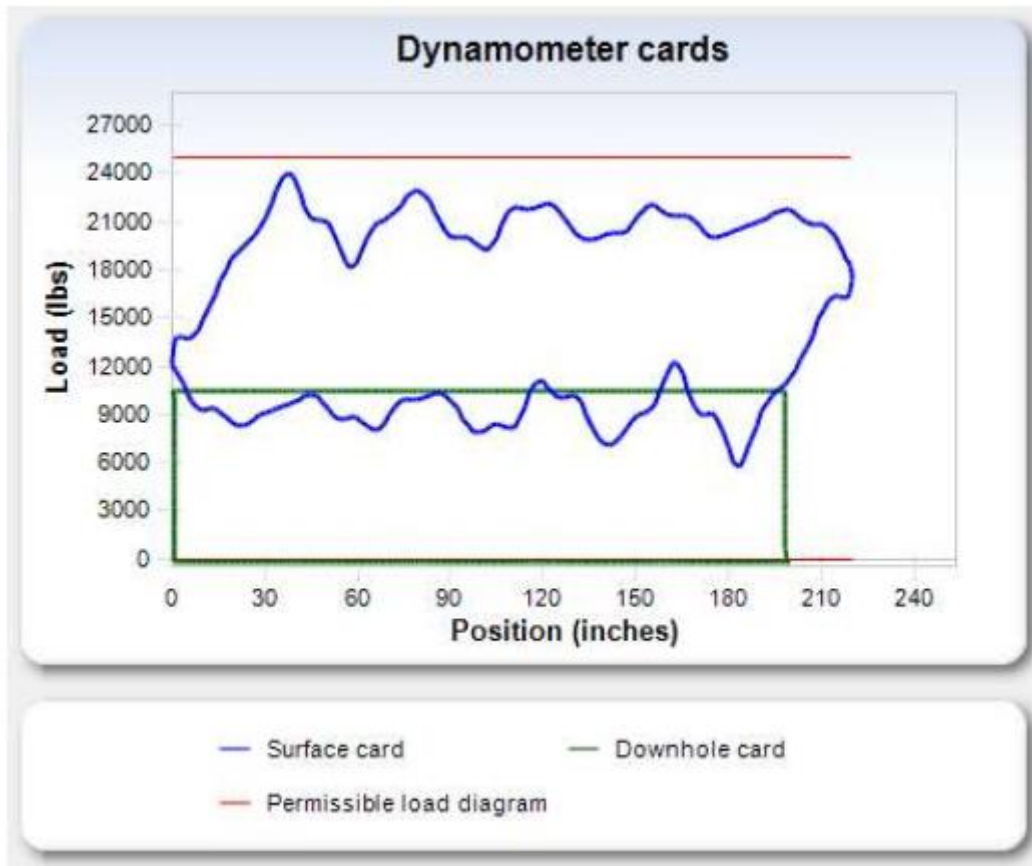


Figura 15. Cartas dinamométricas de la UHBM VII: A100-25-220-4.

Resultados de Varillas de la UHBM VII: A100-25-220-4

Tabla 6. Resultados de varillas de la UHBM VII: A100-25-220-4.

Rod string design				Rod string stress analysis (service factor: 0,9)				
Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)	Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
0,875	Norris 97	4700	140000	78%	39939	9843	254	API MG T/2.8
1,125	Norris D78	300	120000	43%	11681	154	-201	API MG

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.

3.2.3. Datos de Entrada UHBM VII: A100-30-220-3.4

- Motor de 100 hp 440V 1800 RPM.
- -Máxima fuerza: 30.700 Lbf.
- -Máximo recorrido: 220 in (Ø5X2).
- -Máxima velocidad: 3.4 SPM.
- -Bomba hidráulica 45VMQ180 @ 1860Psi & 81Gpm.

- Bomba de tipo tubing
- Diámetro de bomba de 2,75 in
- Coeficiente de fricción varilla-tubería aguas arriba es de 0,550
- Coeficiente de fricción varilla-tubería aguas abajo es de 0,550

Resultados Obtenidos con la UHBM VII: A100-30-220-3.4

- Rata de producción (BFPD): 513
- Producción de aceite (BOPD): 154
- Strokes por minutos: 3,4
- Eficiencia del sistema motor-bomba: 68%
- Carga del fluido en la bomba (lbs): 12574
- Uso eléctrico diario (KWH/día) : 477
- Costo eléctrico mensual: US\$1456
- Costo eléctrico por barril de fluido: US\$0,093
- Costo eléctrico por barril de aceite: US\$0,310

Tabla 7. Resultados calculados de la UHBM VII: A100-30-220-3.4

CALCULATED RESULTS (TOTAL SCORE: 92% Grade: A-)		
Production rate (bfpd):	513	Peak pol. rod load (lbs): 24505
Oil production (BOPD):	154	Min. pol. rod load (lbs): 7480
Strokes per minute:	3,4	MPRL/PPRL 0.305
System eff. (Motor->Pump):	68%	Unit struct. loading: 82%
Permissible load HP:	56,7	PRHP / PLHP 0,38
Fluid load on pump (lbs):	12574	Buoyant rod weight (lbs): 10651
PRHP:	21,7	N/No: ,062 , Fo/SKr: ,193
Required prime mover size (speed var. not included)	BALANCED	
NEMA D motor:	30 HP	
Single/double cyl. engine:	30 HP	
Multicylinder engine:	30 HP	
Torque analysis and electricity consumption	BALANCED	
Peak q'box torq.	N/A	
Gearbox loading:	N/A	
Cyclic load factor:	N/A	
Counterbalance weight	N/A	
Daily electr.use (KWH/day):	477	
Monthly electric bill:	\$1456	
Electr.cost per bbl. fluid:	\$0,093	
Electr.cost per bbl. oil:	\$0,310	
Tubing, pump and plunger calculations		
Tubing stretch (ins):	,0	
Prod. loss due to tubing stretch (bfpd):	0,0	
Gross pump stroke (ins):	190,2	
Pump spacing (in. from bottom):	15,0	
Minimum pump length (ft):	26,0	
Recommended plunger length (ft):	3,0	

Cartas Dinamométricas de la UHBM VII: A100-30-220-3.4

- Carga permisible (HP): 56,7
- PRHP: 21,7
- Carga máxima de la barra pulida (lbs): 24505
- Carga mínima de la barra pulida (lbs): 7480
- MPRL/PPRL: 0,205
- Carga de la unidad estructural: 82%
- PRHP/PLHP: 0,38
- Peso de varilla boyante (lbs): 10651

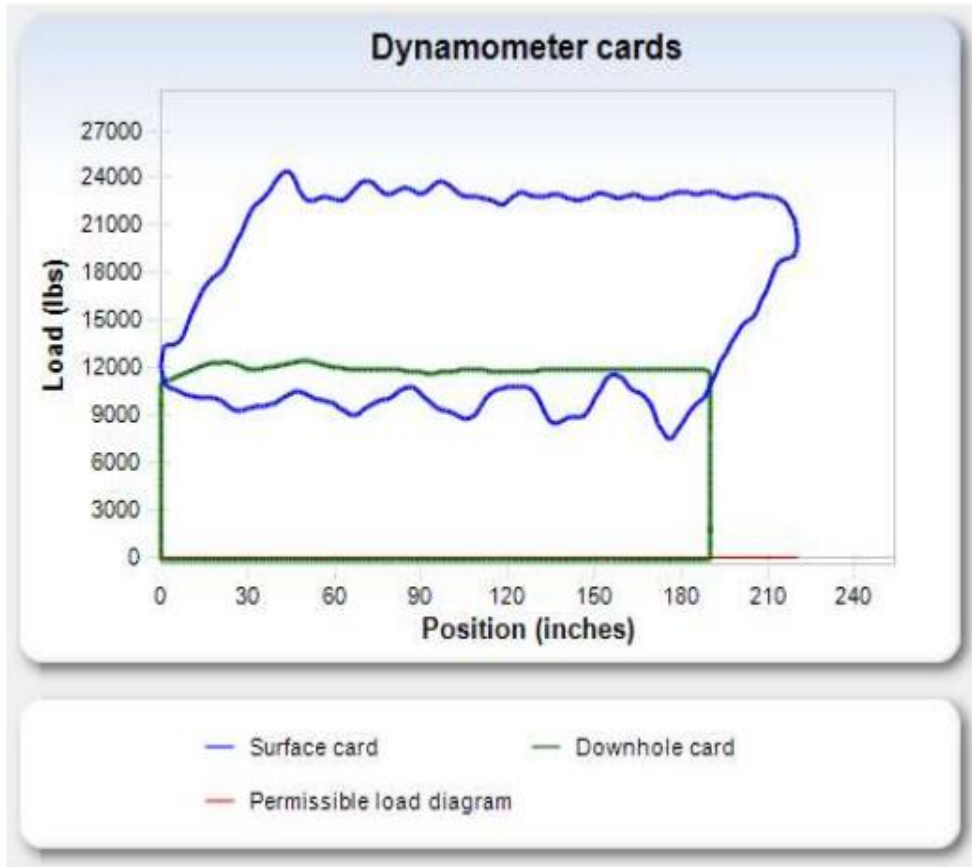


Figura 16. Cartas dinamoétricas de la UHBM VII: A100-30-220-3.4.

Resultados de varillas de la UHBM VII: A100-30-220-3.4

Tabla 8. Resultados de varillas de la UHBM VII: A100-30-220-3.4.

Rod string design (rod tapers calculated)				Rod string stress analysis (service factor: 0.9)				
Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)	Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
0.875	Norris 97	3175	140000	76%	40646	12665	5794	API MG T/2.8
0.75	Norris 97	1325	140000	77%	38194	7365	4060	API MG T/2.8
@ 1.5	Flexbar C	500	90000	87%	18870	2284	-113	API MG

Q Stress calculations based on elevator neck of 7/8" (for 1.25" sinker bars) or 1" (for other sinker bars).
 NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.

3.2.4. Datos de entrada UHBM VIII: A125-33-220-4

- Motor de 125 hp 440V 1800 RPM.
- Máxima fuerza: 38.000 Lbf.
- Máximo recorrido: 220 in (Ø5X2).
- Máxima velocidad: 4 SPM.
- Bomba hidráulica 45VMQ215 @ 2000 Psi & 98.8Gpm.
- Bomba de tipo inserta

- Diámetro de bomba de 2,5 in
- Coeficiente de fricción varilla-tubería aguas arriba es de 0,550
- Coeficiente de fricción varilla-tubería aguas abajo es de 0,550

Resultados Obtenidos con el diseño N°4

- Rata de producción (BFPD): 523
- Producción de aceite (BOPD): 157
- Strokes por minutos: 4
- Eficiencia del sistema motor-bomba: 64%
- Carga del fluido en la bomba (lbs): 10329
- Uso eléctrico diario (KWH/día) : 517
- Costo eléctrico mensual: US\$1578
- Costo eléctrico por barril de fluido: US\$0,099
- Costo eléctrico por barril de aceite. US\$0,330

Tabla 9. Resultados cálculos de la UHBM VIII: A125-33-220-4.

CALCULATED RESULTS (TOTAL SCORE: 99% Grade: A+)			
Production rate (bfpd):	523	Peak pol. rod load (lbs):	24080
Oil production (BOPD):	157	Min. pol. rod load (lbs):	5783
Strokes per minute:	4	MPRL/PPRL	0.24
System eff. (Motor->Pump):	64%	Unit struct. loading:	73%
Permissible load HP:	73,3	PRHP / PLHP	0,32
Fluid load on pump (lbs):	10392	Buoyant rod weight (lbs):	10089
PRHP:	23,8	N/No: ,077 , Fo/SKr: ,151	
Required prime mover size (speed var. not included)		BALANCED	
NEMA D motor:	40 HP		
Single/double cyl. engine:	30 HP		
Multicylinder engine:	40 HP		
Torque analysis and electricity consumption		BALANCED	
Peak q'box torq.	N/A		
Gearbox loading:	N/A		
Cyclic load factor:	N/A		
Counterbalance weight	N/A		
Daily electr.use (KWH/day):	517		
Monthly electric bill:	\$1578		
Electr.cost per bbl. fluid:	\$0,099		
Electr.cost per bbl. oil:	\$0,330		
Tubing, pump and plunger calculations			
Tubing stretch (ins):	,0		
Prod. loss due to tubing stretch (bfpd):	0,0		
Gross pump stroke (ins):	199,4		
Pump spacing (in. from bottom):	15,0		
Minimum pump length (ft):	26,0		
Recommended plunger length (ft):	3,0		

Cartas Dinamométricas del diseño N°4

- Carga permisible (HP): 73,7
- PRHP: 23,8
- Carga máxima de la barra pulida (lbs): 24080
- Carga mínima de la barra pulida (lbs): 5783
- MPRL/PPRL: 0,24
- Carga de la unidad estructural: 73%
- PRHP/PLHP: 0,32
- Peso de varilla boyante (lbs): 10089

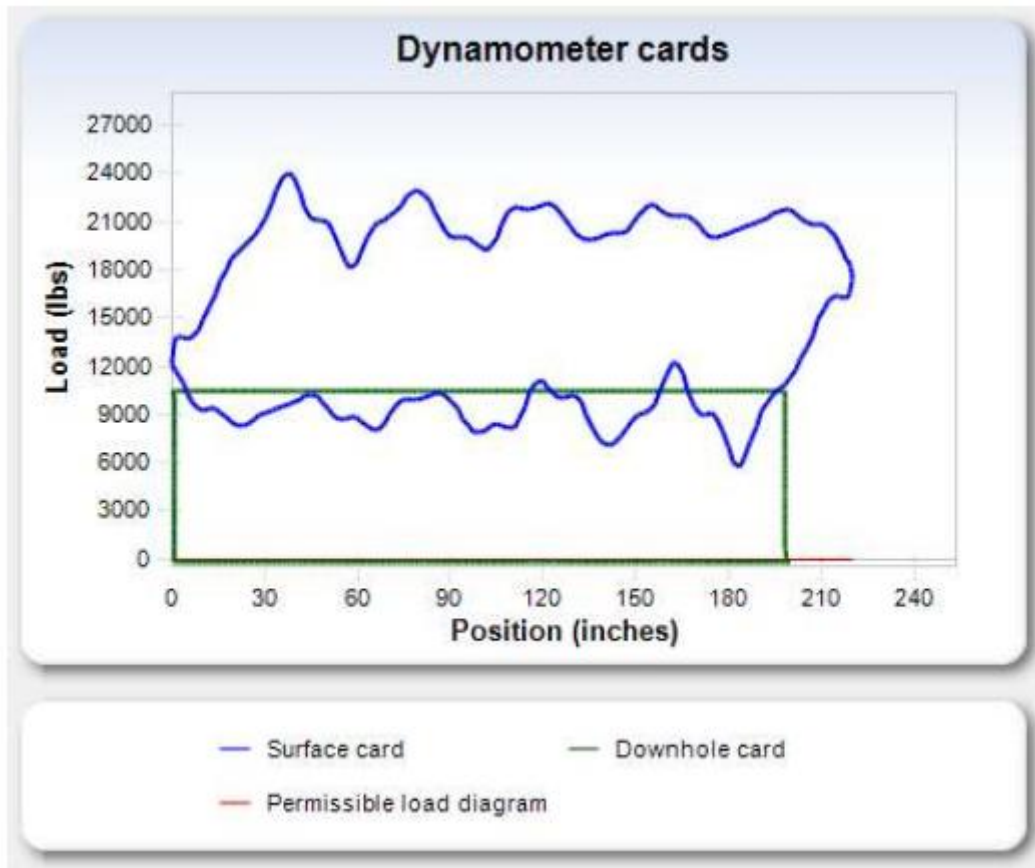


Figura 17. Cartas dinamométricas de la UHBM VIII: A125-33-220-4.

Resultados de Varillas de la UHBM VIII: A125-33-220-4

Tabla 10. Resultados de varillas de la UHBM VIII: A125-33-220-4.

Rod string design				Rod string stress analysis (service factor: 0,9)				
Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)	Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
0,875	Norris 97	4700	140000	78%	39939	9843	254	API MG T/2.8
1,125	Norris D78	300	120000	43%	11681	154	-201	API MG

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.

3.2.5. Datos de Entrada UHBM IX: A150-39-220-3.9

- Motor de 150hp 440V 1800 RPM.
- Máxima fuerza: 39.600 Lbf.
- Máximo recorrido: 220 in (Ø5X2).
- Máxima velocidad: 3.9 SPM.
- Bomba hidráulica 45VMQ215 @ 2400 Psi & 97Gpm.
- Bomba de tipo inserta
- Diámetro de bomba de 2,5 in
- Coeficiente de fricción varilla-tubería aguas arriba es de 0,550
- Coeficiente de fricción varilla-tubería aguas abajo es de 0,550

Resultados Obtenidos con el diseño N°5

- Rata de producción (BFPD): 511
- Producción de aceite (BOPD): 153
- Strokes por minutos: 3,9
- Eficiencia del sistema motor-bomba: 64%
- Carga del fluido en la bomba (lbs): 10329
- Uso eléctrico diario (KWH/día) : 506
- Costo eléctrico mensual: US\$1544
- Costo eléctrico por barril de fluido: US\$0,099
- Costo eléctrico por barril de aceite. US\$0,330

Tabla 11. Resultados calculados de la UHBM IX: A150-39-220-3.9.

CALCULATED RESULTS (TOTAL SCORE: 90% Grade: B+)			
Production rate (bfpd):	511	Peak pol. rod load (lbs):	24214
Oil production (BOPD):	153	Min. pol. rod load (lbs):	6836
Strokes per minute:	3,9	MPRL/PPRL	0.282
System eff. (Motor->Pump):	64%	Unit struct. loading:	62%
Permissible load HP:	84,5	PRHP / PLHP	0,28
Fluid load on pump (lbs):	10392	Buoyant rod weight (lbs):	10535
PRHP:	23,4	N/No: ,071 , Fo/SKr: ,162	
Required prime mover size (speed var. not included)	BALANCED		
NEMA D motor:	40 HP		
Single/double cyl. engine:	30 HP		
Multicylinder engine:	40 HP		
Torque analysis and electricity consumption	BALANCED		
Peak q'box torq.	N/A		
Gearbox loading:	N/A		
Cyclic load factor:	N/A		
Counterbalance weight	N/A		
Daily electr.use (KWH/day):	506		
Monthly electric bill:	\$1544		
Electr.cost per bbl. fluid:	\$0,099		
Electr.cost per bbl. oil:	\$0,330		
Tubing, pump and plunger calculations			
Tubing stretch (ins):	,0		
Prod. loss due to tubing stretch (bfpd):	0,0		
Gross pump stroke (ins):	199,6		
Pump spacing (in. from bottom):	15,0		
Minimum pump length (ft):	26,0		
Recommended plunger length (ft):	3,0		

Cartas Dinamométricas del diseño N°5

- Carga permisible (HP): 84,5
- PRHP: 23,4

- Carga máxima de la barra pulida (lbs): 24214
- Carga mínima de la barra pulida (lbs): 6836
- MPRL/PPRL: 0,282
- Carga de la unidad estructural: 62%
- PRHP/PLHP: 0,28
- Peso de varilla boyante (lbs): 10535

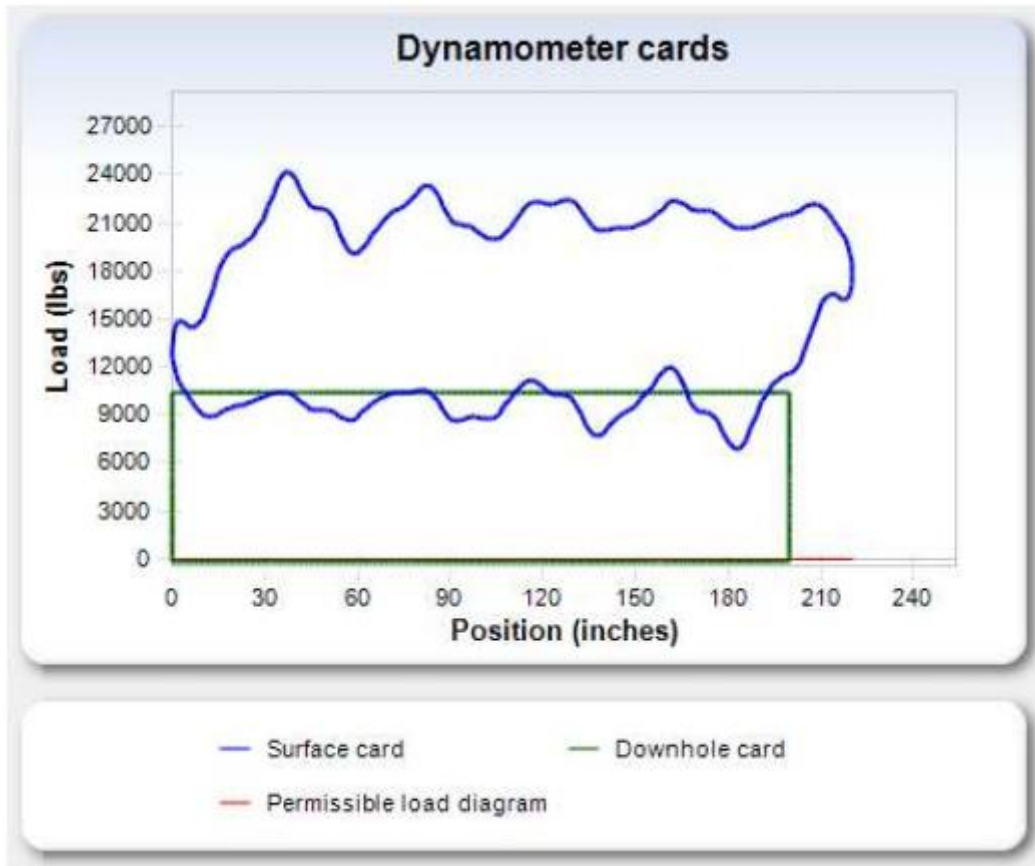


Figura 18. Cartas dinámicas de la UHBM IX: A150-39-220-3.9.

Resultados de Varillas de la UHBM IX: A150-39-220-3.9

Tabla 12. Resultados de varillas de la UHBM IX: A150-39-220-3.9.

Rod string design (rod tapers calculated)				Rod string stress analysis (service factor: 0,9)				
Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)	Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
0,875	Norris 97	2950	140000	77%	40161	11595	5197	API MG T/2.8
0,75	Norris 97	1550	140000	76%	37667	6588	3082	API MG T/2.8
@ 1.5	Flexbar C	500	90000	81%	17478	1733	-113	API MG

① Stress calculations based on elevator neck of 7/8" (for 1.25" sinker bars) or 1" (for other sinker bars).
NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.

3.2.6. Datos de Entrada UHBM V: A40-24-220-2

- Motor de 40 hp 440V 1200 RPM.
- Máxima fuerza: 24.700 Lbf.
- Máximo recorrido: 220 in (Ø5X2).
- Máxima velocidad: 2 SPM.
- Bomba hidráulica 45VMQ140 @ 1500 Psi & 41.3Gpm.
- Bomba de tipo tubing
- Diámetro de bomba de 2,75 in
- Coeficiente de fricción varilla-tubería aguas arriba es de 0,790
- Coeficiente de fricción varilla-tubería aguas abajo es de 0,790

Resultados Obtenidos con el diseño °6

- Rata de producción (BFPD): 290
- Producción de aceite (BOPD): 87
- Strokes por minutos: 2
- Eficiencia del sistema motor-bomba: 68%
- Carga del fluido en la bomba (lbs): 12574
- Uso eléctrico diario (KWH/día) : 272
- Costo eléctrico mensual: US\$830
- Costo eléctrico por barril de fluido: US\$0,094
- Costo eléctrico por barril de aceite. US\$0,313

Tabla 13. Resultados calculados de la UHBM V: A40-24-220-2.

CALCULATED RESULTS (TOTAL SCORE: 93% GRADE: A)		
Production rate (bfpd):	290	Peak pol. pod load (lbs): 22577
Oil production (BOPD):	87	Min. pol. rod load (lbs): 7662
Strokes per minute:	2	MPRL/PPRL: 0.339
System eff. (Motor->Pump):	68%	Unit struct. loading: 94%
Permissible load HP:	26,7	PRHP / PLHP: 0,45
Fluid load on pump (lbs):	12574	Buoyant rod weight (lbs): 9701
Polished rod HP:	11,9	N/No: ,035 , Fo/SKr: ,199
Required prime mover size (speed var. not included)	BALANCED (Min Torq)	
NEMA D motor:	20 HP	
Single/double cyl. engine:	15 HP	
Multicylinder Engine:	20 HP	
Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min Torq)	
Peak q'box torq.	N/A	
Gearbox loading:	N/A	
Cyclic load factor:	N/A	
Counterbalance weight	N/A	
Daily electr.use (Kwh/Day):	272	
Monthly electric bill:	\$830	
Electr.cost per bbl fluid:	\$0,094	
Electr.cost per bbl oil:	\$0,313	
Tubing, Pump And Plunger Calculations		
Tubing stretch (in):	,0	
Prod. loss due to tubing stretch (bfpd):	0,0	
Gross pump stroke (in):	182,6	
Pump spacing (in. from bottom):	15,0	
Minimum pump length (ft):	26,0	
Recommended plunger length (ft):	3,0	

Cartas Dinamométricas del diseño N°6

- Carga permisible (HP): 26,7
- PRHP: 11,9
- Carga máxima de la barra pulida (lbs): 22577
- Carga mínima de la barra pulida (lbs): 7662
- MPRL/PPRL: 0,339
- Carga de la unidad estructural: 94%
- PRHP/PLHP: 0,45
- Peso de varilla boyante (lbs): 9701

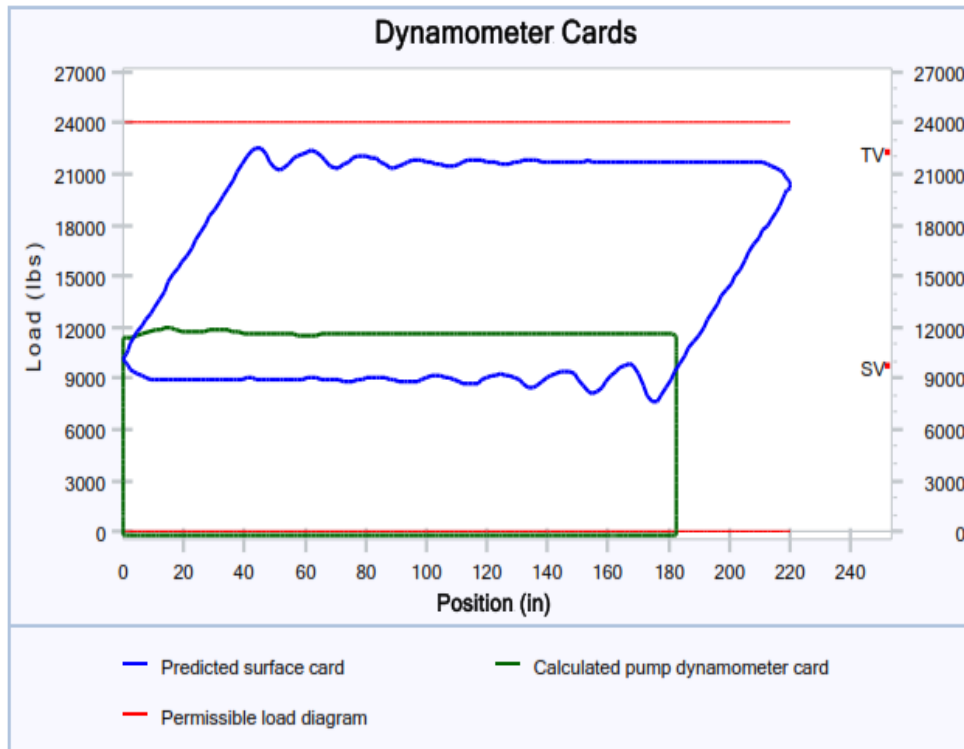


Figura 19. Cartas dinámicas de la UHBM V: A40-24-220-2.

Resultados de Varillas UHBM V: A40-24-220-2

Tabla 14. Resultados de varillas de la UHBM V: A40-24-220-2. A

Rod string design				Rod string stress analysis (service factor: 0,9)				
Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)	Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
0.875	Norris 97	2875	140000	67.1%	37379	12908	6094	API MG T/2.8
0.75	Norris 97	1625	140000	70.3%	35111	6511	2926	API MG T/2.8
@ 1.25	Norris D (sb)	500	115000	80.1%	21132	668	-163	API MG

@ stress calculations based on elevator neck of 7/8 (for 1.25 sinker bars) or 1 (for other sinker bars).

NOTE: Displayed bottom minimum stress calculations do not include buoyancy effects (top minimum and maximum stresses always include buoyancy).

3.2.7. Datos de Entrada UHBM V: A50-26-220-2.3

- Motor de 50 hp 440V 1200 RPM.
- Máxima fuerza: 26.400 Lbf.
- Máximo recorrido: 220 in (Ø5X2).
- Máxima velocidad: 2.3 SPM.
- Bomba hidráulica 45VMQ160 @ 1600 Psi & 47 Gpm.
- Bomba de tipo tubing
- Diámetro de bomba de 2,75 in
- Coeficiente de fricción varilla-tubería aguas arriba es de 0,700
- Coeficiente de fricción varilla-tubería aguas abajo es de 0,700

Resultados Obtenidos con el diseño N°7

- Rata de producción (BFPD): 335
- Producción de aceite (BOPD): 101
- Strokes por minutos: 2.3
- Eficiencia del sistema motor-bomba: 67%
- Carga del fluido en la bomba (lbs): 12574
- Uso eléctrico diario (KWH/día) : 318
- Costo eléctrico mensual: US\$968
- Costo eléctrico por barril de fluido: US\$0,095
- Costo eléctrico por barril de aceite. US\$0,316

Tabla 15. Resultados calculados de la UHBM V: A50-26-220-2.3.

CALCULATED RESULTS (TOTAL SCORE: 93% GRADE: A)			
Production rate (bfpd):	335	Peak pol. pod load (lbs):	22766
Oil production (BOPD):	101	Min. pol. rod load (lbs):	7525
Strokes per minute:	2,3	MPRL/PPRL:	0.331
System eff. (Motor->Pump):	67%	Unit struct. loading:	88%
Permissible load HP:	33,2	PRHP / PLHP:	0,42
Fluid load on pump (lbs):	12574	Buoyant rod weight (lbs):	9701
Polished rod HP:	13,9	N/No: ,04 , Fo/SKr: ,199	
Required prime mover size (speed var. not included)	BALANCED (Min Torq)		
NEMA D motor:	20 HP		
Single/double cyl. engine:	20 HP		
Multicylinder Engine:	20 HP		
Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min Torq)		
Peak g'box torq.	N/A		
Gearbox loading:	N/A		
Cyclic load factor:	N/A		
Counterbalance weight	N/A		
Daily electr.use (Kwh/Day):	318		
Monthly electric bill:	\$968		
Electr.cost per bbl fluid:	\$0.095		
Electr.cost per bbl oil:	\$0.316		
Tubing, Pump And Plunger Calculations			
Tubing stretch (in):	.0		
Prod. loss due to tubing stretch (bfpd):	0.0		
Gross pump stroke (in):	183,5		
Pump spacing (in. from bottom):	15,0		
Minimum pump length (ft):	26,0		
Recommended plunger length (ft):	3,0		

Cartas Dinamométricas del diseño N°7

- Carga permisible (HP): 33,2
- PRHP: 13,9
- Carga máxima de la barra pulida (lbs): 22766
- Carga mínima de la barra pulida (lbs): 7525
- MPRL/PPRL: 0,331

- Carga de la unidad estructural: 88%
- PRHP/PLHP: 0,42
- Peso de varilla boyante (lbs): 9701

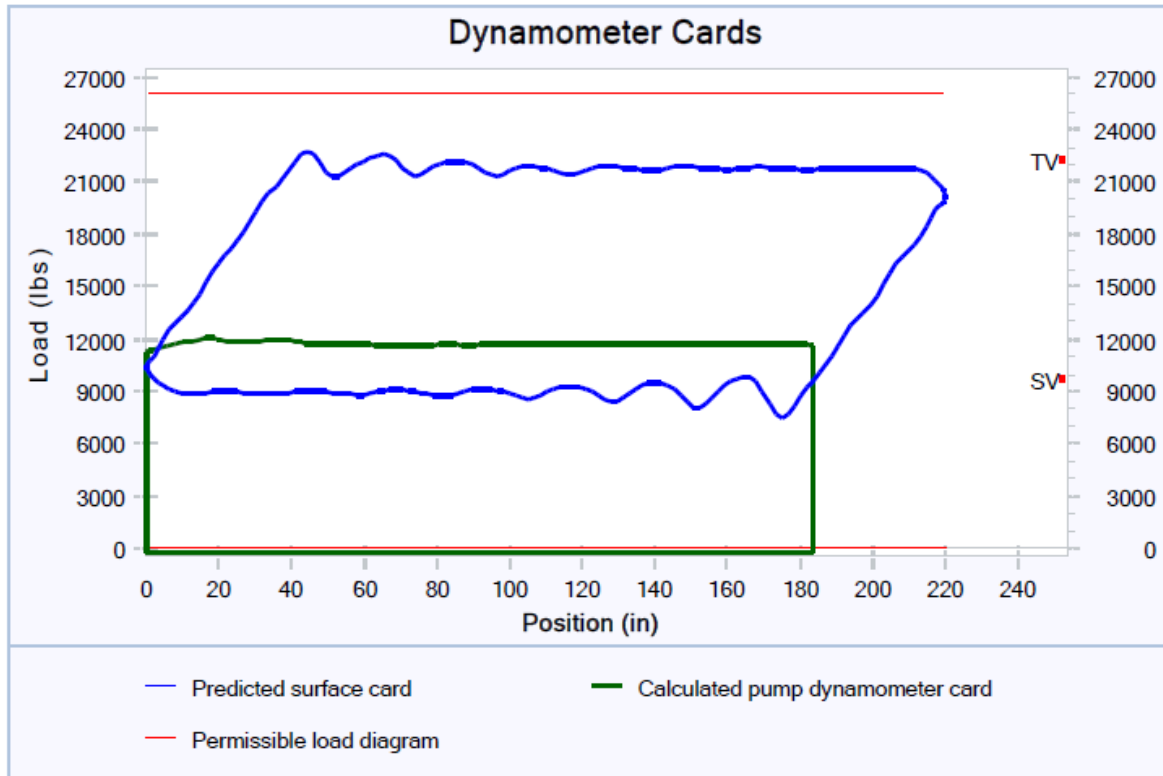


Figura 20. Cartas dinámométricas de la UHBM V: A50-26-220-2.3

Resultados de Varillas de la UHBM V: A50-26-220-2.3

Tabla 16. Resultados de varillas de la UHBM V: A50-26-220-2.3. Autores.

Rod string design				Rod string stress analysis (service factor: 0.9)				
Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)	Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
0.875	Norris 97	2875	140000	68.3%	37693	12680	6068	API MG T/2.8
0.75	Norris 97	1625	140000	70.6%	35227	6475	2961	API MG T/2.8
@ 1.25	Norris D (sb)	500	115000	80.3%	21194	693	-163	API MG

@ stress calculations based on elevator neck of 7/8 (for 1.25 sinker bars) or 1 (for other sinker bars).

NOTE: Displayed bottom minimum stress calculations do not include buoyancy effects (top minimum and maximum stresses always include buoyancy).

3.2.8. Datos de Entrada UHBM VI: A60-28-220-2.5

- Motor de 60 hp 440V 1200 RPM.
- Máxima fuerza: 28.000 Lbf.
- Máximo recorrido: 220 in (Ø5X2).
- Máxima velocidad: 2.5 SPM.
- Bomba hidráulica 45VMQ180 @ 1700 Psi & 51.4Gpm.
- Bomba de tipo tubing

- Diámetro de bomba de 2,75 in
- Coeficiente de fricción varilla-tubería aguas arriba es de 0,650
- Coeficiente de fricción varilla-tubería aguas abajo es de 0,650

Resultados Obtenidos con el diseño N°8

- Rata de producción (BFPD): 365
- Producción de aceite (BOPD): 110
- Strokes por minutos: 2.5
- Eficiencia del sistema motor-bomba: 68%
- Carga del fluido en la bomba (lbs): 12574
- Uso eléctrico diario (KWH/día) : 340
- Costo eléctrico mensual: US\$1036
- Costo eléctrico por barril de fluido: US\$0,093
- Costo eléctrico por barril de aceite. US\$0,310

Tabla 17. Resultados calculados de la UHBM VI: A60-28-220-2.5.

CALCULATED RESULTS (TOTAL SCORE: 93% GRADE: A)			
Production rate (bfpd):	365	Peak pol. pod load (lbs):	22750
Oil production (BOPD):	110	Min. pol. rod load (lbs):	7502
Strokes per minute:	2,5	MPRL/PPRL:	0.33
System eff. (Motor->Pump):	68%	Unit struct. loading:	81%
Permissible load HP:	38,9	PRHP / PLHP:	0,39
Fluid load on pump (lbs):	12574	Buoyant rod weight (lbs):	9701
Polished rod HP:	15,2	N/No: ,044 , Fo/SKr: ,199	
Required prime mover size (speed var. not included)		BALANCED (Min Torq)	
NEMA D motor:	25 HP		
Single/double cyl. engine:	20 HP		
Multicylinder Engine:	25 HP		
Torque analysis and electricity consumption		BALANCED (Min Torq)	
Peak g'box torq.	N/A		
Gearbox loading:	N/A		
Cyclic load factor:	N/A		
Counterbalance weight	N/A		
Daily electr.use (Kwh/Day):	340		
Monthly electric bill:	\$1036		
Electr.cost per bbl fluid:	\$0.093		
Electr.cost per bbl oil:	\$0.310		
Tubing, Pump And Plunger Calculations			
Tubing stretch (in):	.0		
Prod. loss due to tubing stretch (bfpd):	0.0		
Gross pump stroke (in):	184.1		
Pump spacing (in. from bottom):	15.0		
Minimum pump length (ft):	26.0		
Recommended plunger length (ft):	3.0		

Cartas Dinamométricas del diseño N°8

- Carga permisible (HP): 38,9
- PRHP: 15,2
- Carga máxima de la barra pulida (lbs): 22750
- Carga mínima de la barra pulida (lbs): 7502
- MPRL/PPRL: 0,33
- Carga de la unidad estructural: 81%
- PRHP/PLHP: 0,39
- Peso de varilla boyante (lbs): 9701

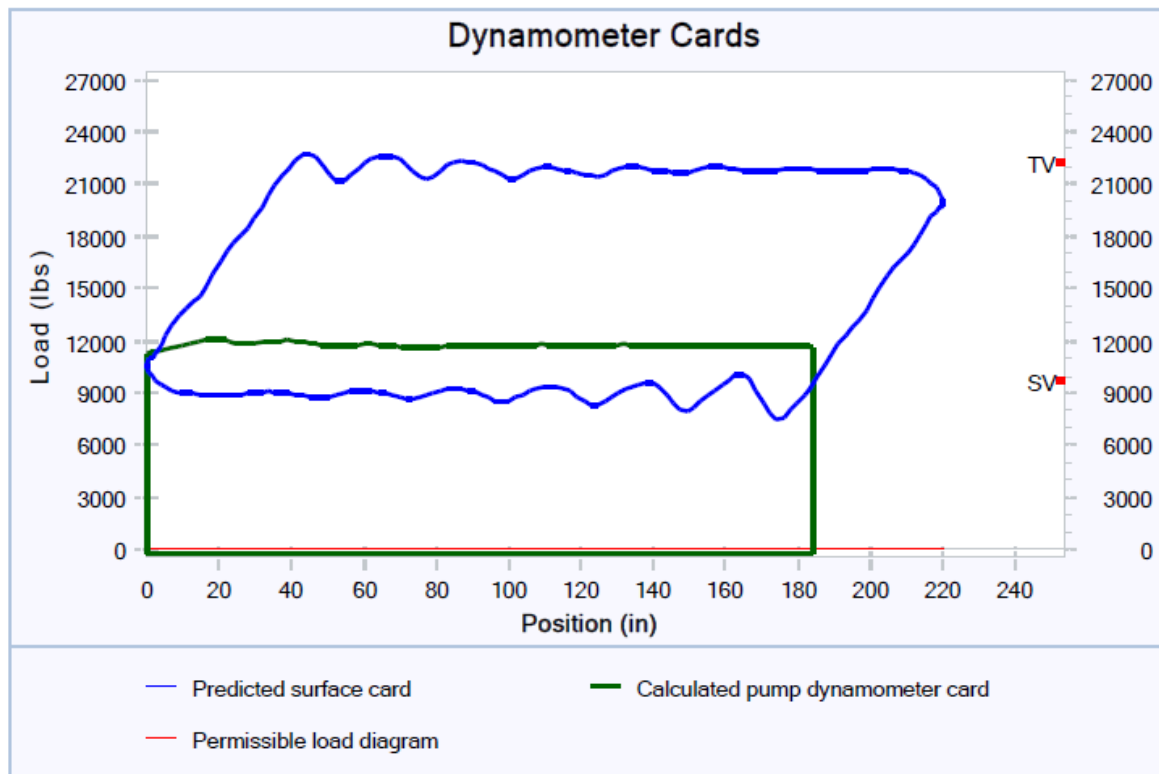


Figura 21. Cartas dinámométricas de la UHBM VI: A60-28-220-2.5.

Resultados de Varillas de la UHBM VI: A60-28-220-2.5

Tabla 18. Resultados de varillas de la UHBM VI: A60-28-220-2.5.

Rod string design				Rod string stress analysis (service factor: 0,9)				
Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)	Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
0.875	Norris 97	2875	140000	68.3%	37667	12642	6030	API MG T/2.8
0.75	Norris 97	1625	140000	70.8%	35282	6424	2970	API MG T/2.8
@ 1.25	Norris D (sb)	500	115000	80.4%	21227	700	-163	API MG

@ stress calculations based on elevator neck of 7/8 (for 1.25 sinker bars) or 1 (for other sinker bars).

NOTE: Displayed bottom minimum stress calculations do not include buoyancy effects (top minimum and maximum stresses always include buoyancy).

3.2.9. Datos de Entrada UHBM VI: A60-31-220-2.3

- Motor de 60 hp 440V 1200 RPM.
- Máxima fuerza: 31.000 Lbf.
- Máximo recorrido: 220 in (Ø5X2).
- Máxima velocidad: 2.3 SPM.
- Bomba hidráulica 45VMQ160 @ 1900 Psi & 46.7Gpm.
- Bomba de tipo tubing
- Diámetro de bomba de 2,75 in

- Coeficiente de fricción varilla-tubería aguas arriba es de 0,700
- Coeficiente de fricción varilla-tubería aguas abajo es de 0,700

Resultados Obtenidos con el diseño N°9

- Rata de producción (BFPD): 335
- Producción de Aceite (BOPD): 101
- Strokes por minutos: 2.3
- Eficiencia del sistema motor-bomba: 67%
- Carga del fluido en la bomba (lbs): 12574
- Uso eléctrico diario (KWH/día) : 318
- Costo eléctrico mensual: US\$968
- Costo eléctrico por barril de fluido: US\$0,095
- Costo eléctrico por barril de aceite. US\$0,316

Tabla 19. Resultados calculados de la UHBM VI: A60-31-220-2.3.

CALCULATED RESULTS (TOTAL SCORE: 93% GRADE: A)			
Production rate (bfpd):	335	Peak pol. pod load (lbs):	22766
Oil production (BOPD):	101	Min. pol. rod load (lbs):	7525
Strokes per minute:	2,3	MPRL/PPRL:	0.331
System eff. (Motor->Pump):	67%	Unit struct. loading:	73%
Permissible load HP:	39,6	PRHP / PLHP:	0,35
Fluid load on pump (lbs):	12574	Buoyant rod weight (lbs):	9701
Polished rod HP:	13,9	N/No: ,04 , Fo/SKr: ,199	
Required prime mover size (speed var. not included)		BALANCED (Min Torq)	
NEMA D motor:		20 HP	
Single/double cyl. engine:		20 HP	
Multicylinder Engine:		20 HP	
Torque analysis and electricity consumption		BALANCED (Min Torq)	
Peak g'box torq.		N/A	
Gearbox loading:		N/A	
Cyclic load factor:		N/A	
Counterbalance weight		N/A	
Daily electr.use (Kwh/Day):		318	
Monthly electric bill:		\$968	
Electr.cost per bbl fluid:		\$0.095	
Electr.cost per bbl oil:		\$0.316	
Tubing, Pump And Plunger Calculations			
Tubing stretch (in):		.0	
Prod. loss due to tubing stretch (bfpd):		0.0	
Gross pump stroke (in):		183.5	
Pump spacing (in. from bottom):		15.0	
Minimum pump length (ft):		26.0	
Recommended plunger length (ft):		3.0	

Cartas Dinamométricas del diseño N°9

- Carga permisible (HP): 39,6
- PRHP: 13,9
- Carga máxima de la barra pulida (lbs): 22766
- Carga mínima de la barra pulida (lbs): 7525
- MPRL/PPRL: 0,331
- Carga de la unidad estructural: 73%
- PRHP/PLHP: 0,35
- Peso de varilla boyante (lbs): 9701

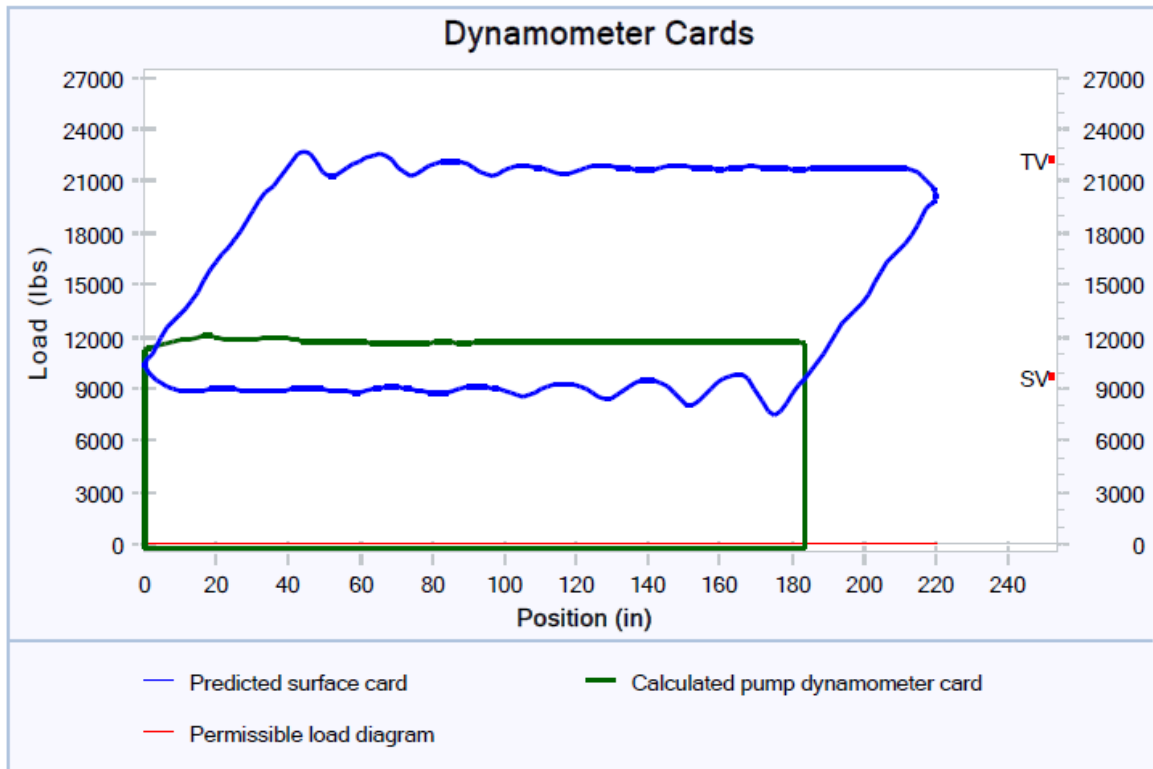


Figura 22. Cartas dinámométricas de la UHBM VI: A60-31-220-2.3.

Resultados de Varillas de la UHBM VI: A60-31-220-2.3

Tabla 20. Resultados de varillas de la UHBM VI: A60-31-220-2.3.

Rod string design				Rod string stress analysis (service factor: 0,9)				
Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)	Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
0.875	Norris 97	2875	140000	68.3%	37693	12680	6068	API MG T/2.8
0.75	Norris 97	1625	140000	70.6%	35227	6475	2961	API MG T/2.8
@ 1.25	Norris D (sb)	500	115000	80.3%	21194	693	-163	API MG

@ stress calculations based on elevator neck of 7/8 (for 1.25 sinker bars) or 1 (for other sinker bars).

NOTE: Displayed bottom minimum stress calculations do not include buoyancy effects (top minimum and maximum stresses always include buoyancy).

3.2.10. Datos de Entrada UHBM VI: A75-35-220-2.5

- Motor de 75 hp 440V 1200 RPM.
- Máxima fuerza: 35.200 Lbf.
- Máximo recorrido: 220 in (Ø5X2).
- Máxima velocidad: 2.5 SPM.
- Bomba hidráulica 45VMQ180 @ 2130 Psi & 52.5Gpm.

- Bomba de tipo tubing
- Diámetro de bomba de 2,75 in
- Coeficiente de fricción varilla-tubería aguas arriba es de 0,650
- Coeficiente de fricción varilla-tubería aguas abajo es de 0,650

Resultados Obtenidos con el diseño N°10

- Rata de producción (BFPD): 365
- Producción de aceite (BOPD): 110
- Strokes por minutos: 2.5
- Eficiencia del sistema motor-bomba: 68%
- Carga del fluido en la bomba (lbs): 12574
- Uso eléctrico diario (KWH/día): 340
- Costo eléctrico mensual: US\$1036
- Costo eléctrico por barril de fluido: US\$0,093
- Costo eléctrico por barril de aceite. US\$0,310

Tabla 21. Resultados calculados de la UHBM VI: A75-35-220-2.5.

CALCULATED RESULTS (TOTAL SCORE: 92% GRADE: A-)		
Production rate (bfpd):	365	Peak pol. rod load (lbs): 22750
Oil production (BOPD):	110	Min. pol. rod load (lbs): 7502
Strokes per minute:	2,5	MPRL/PPRL: 0,33
System eff. (Motor->Pump):	68%	Unit struct. loading: 65%
Permissible load HP:	48,6	PRHP / PLHP: 0,31
Fluid load on pump (lbs):	12574	Buoyant rod weight (lbs): 9701
Polished rod HP:	15,2	N/No: ,044 , Fo/SKr: ,199
Required prime mover size (speed var. not included)		BALANCED (Min Torq)
NEMA D motor:		25 HP
Single/double cyl. engine:		20 HP
Multicylinder Engine:		25 HP
Torque analysis and electricity consumption		BALANCED (Min Torq)
Peak g'box torq.		N/A
Gearbox loading:		N/A
Cyclic load factor:		N/A
Counterbalance weight		N/A
Daily electr.use (Kwh/Day):		340
Monthly electric bill:		\$1036
Electr.cost per bbl fluid:		\$0,093
Electr.cost per bbl oil:		\$0,310
Tubing, Pump And Plunger Calculations		
Tubing stretch (in):		.0
Prod. loss due to tubing stretch (bfpd):		0.0
Gross pump stroke (in):		184,1
Pump spacing (in. from bottom):		15.0
Minimum pump length (ft):		26.0
Recommended plunger length (ft):		3.0

Cartas Dinamométricas del diseño N°10

- Carga permisible (HP): 48,6
- PRHP: 15,2
- Carga máxima de la barra pulida (lbs): 22750
- Carga mínima de la barra pulida (lbs): 7502
- MPRL/PPRL: 0,33
- Carga de la unidad estructural: 65%
- PRHP/PLHP: 0,31
- Peso de varilla boyante (lbs): 9701

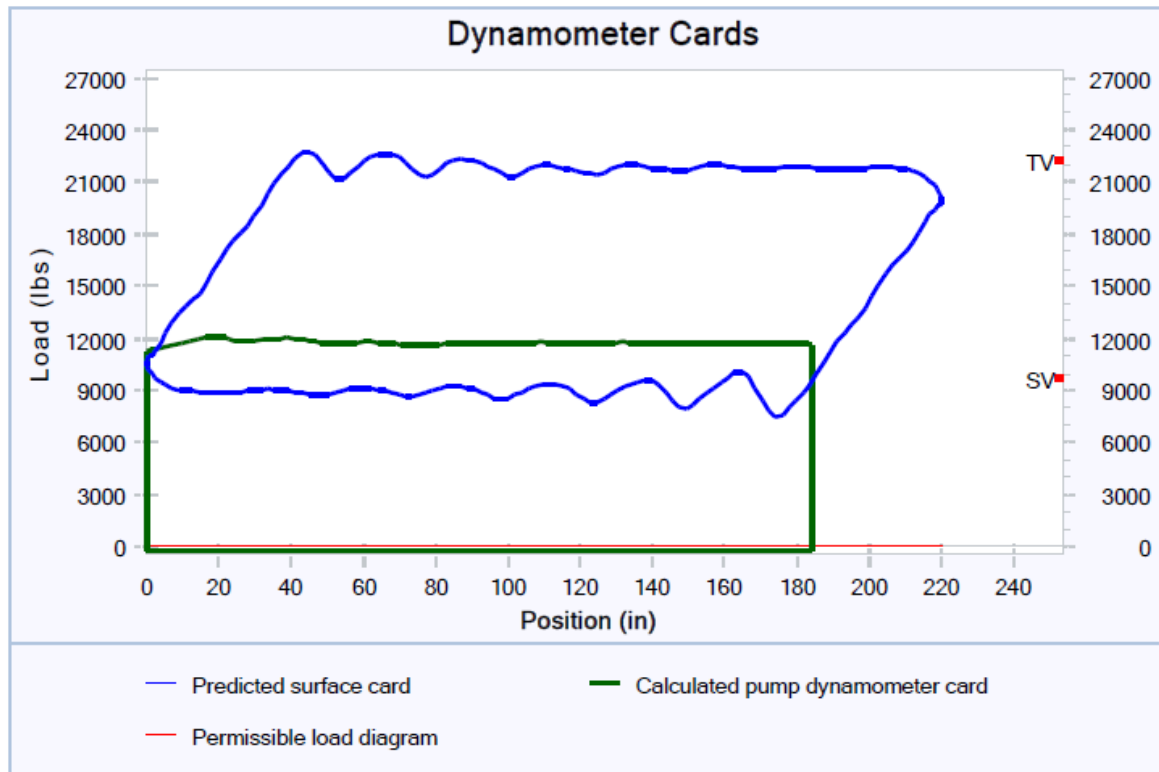


Figura 23. Cartas dinamicas de la UHBM VI: A75-35-220-2.5.

Resultados de Varillas de la UHBM VI: A75-35-220-2.5

Tabla 22. Resultados de varillas de la UHBM VI: A75-35-220-2.5.

Rod string design				Rod string stress analysis (service factor: 0,9)				
Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)	Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
0.875	Norris 97	2875	140000	68.3%	37667	12642	6030	API MG T/2.8
0.75	Norris 97	1625	140000	70.8%	35282	6424	2970	API MG T/2.8
@ 1.25	Norris D (sb)	500	115000	80.4%	21227	700	-163	API MG

@ stress calculations based on elevator neck of 7/8 (for 1.25 sinker bars) or 1 (for other sinker bars).

NOTE: Displayed bottom minimum stress calculations do not include buoyancy effects (top minimum and maximum stresses always include buoyancy).

3.2.11. Datos de Entrada UHBM VII: A100-36-220-3.2

- Motor de 100 hp 440V 1800 RPM.
- Máxima fuerza: 36.000 Lbf.
- Máximo recorrido: 220 in (Ø5X2).
- Máxima velocidad: 3.2 SPM.
- Bomba hidráulica 45VMQ160 @ 2200 Psi & 72Gpm.
- Bomba de tipo tubing
- Diámetro de bomba de 2,75 in
- Coeficiente de fricción varilla-tubería aguas arriba es de 0,520
- Coeficiente de fricción varilla-tubería aguas abajo es de 0,520

Resultados Obtenidos con el diseño N°11

- Rata de producción (BFPD): 478
- Producción de aceite (BOPD): 143
- Strokes por minutos: 3.2
- Eficiencia del sistema motor-bomba: 69%
- Carga del fluido en la bomba (lbs): 12574
- Uso eléctrico diario (KWH/día): 441
- Costo eléctrico mensual: US\$1346
- Costo eléctrico por barril de fluido: US\$0,092
- Costo eléctrico por barril de aceite. US\$0,308

Tabla 23. Resultados calculados de la UHBM VII: A100-36-220-3.2.

CALCULATED RESULTS (TOTAL SCORE: 90% GRADE: B+)	
Production rate (bfpd):	478
Oil production (BOPD):	143
Strokes per minute:	3,2
System eff. (Motor->Pump):	69%
Permissible load HP:	64
Fluid load on pump (lbs):	12574
Polished rod HP:	19,9
Peak pol. pod load (lbs):	23113
Min. pol. rod load (lbs):	7296
MPRL/PPRL:	0.316
Unit struct. loading:	64%
PRHP / PLHP:	0,31
Buoyant rod weight (lbs):	9701
N/No: ,056 , Fo/SKr: ,199	
Required prime mover size (speed var. not included)	BALANCED (Min Torq)
NEMA D motor:	30 HP
Single/double cyl. engine:	25 HP
Multicylinder Engine:	30 HP
Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min Torq)
Peak g'box torq.	N/A
Gearbox loading:	N/A
Cyclic load factor:	N/A
Counterbalance weight	N/A
Daily electr.use (Kwh/Day):	441
Monthly electric bill:	\$1346
Electr.cost per bbl fluid:	\$0.092
Electr.cost per bbl oil:	\$0.308
Tubing, Pump And Plunger Calculations	
Tubing stretch (in):	.0
Prod. loss due to tubing stretch (bfpd):	0,0
Gross pump stroke (in):	188,1
Pump spacing (in. from bottom):	15,0
Minimum pump length (ft):	26,0
Recommended plunger length (ft):	3,0

Cartas Dinamométricas del diseño N°11

- Carga permisible (HP): 64
- PRHP: 19,9
- Carga máxima de la barra pulida (lbs): 23113
- Carga mínima de la barra pulida (lbs): 7296
- MPRL/PPRL: 0,316
- Carga de la unidad estructural: 64%
- PRHP/PLHP: 0,31
- Peso de varilla boyante (lbs): 9701

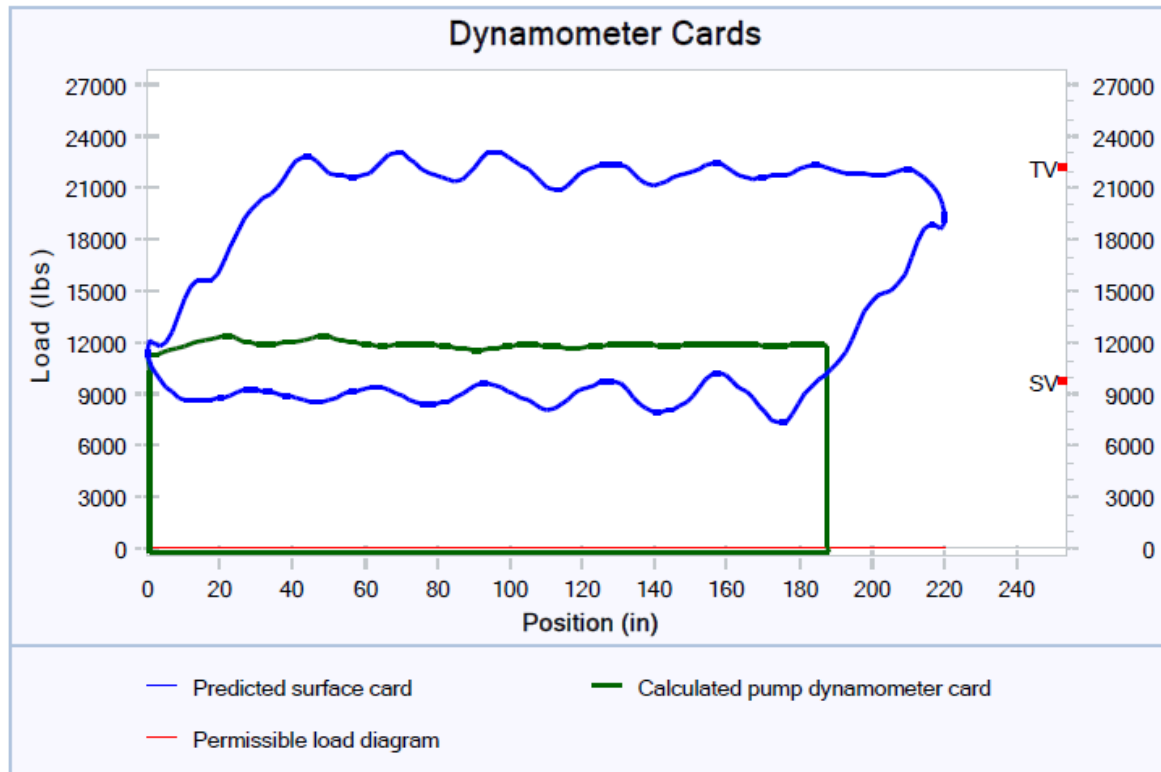


Figura 24. Cartas dinámicas UHBM VII: A100-36-220-3.2.

Resultados de Varillas de la UHBM VII: A100-36-220-3.2

Tabla 24. Resultados de varilla de la UHBM VII: A100-36-220-3.2 Autores.

Rod string design			Rod string stress analysis (service factor: 0,9)					
Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)	Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
0.875	Norris 97	2875	140000	70.5%	38271	12300	5855	API MG T/2.8
0.75	Norris 97	1625	140000	72.2%	35704	6185	3020	API MG T/2.8
@ 1.25	Norris D (sb)	500	115000	81.7%	21574	737	-163	API MG

@ stress calculations based on elevator neck of 7/8 (for 1.25 sinker bars) or 1 (for other sinker bars).

NOTE: Displayed bottom minimum stress calculations do not include buoyancy effects (top minimum and maximum stresses always include buoyancy).

3.2.12. Datos de Entrada UHBM VII: A100-41-220-2.8

- Motor de 100 hp 440V 1800 RPM.
- Máxima fuerza: 41.000 Lbf.
- Máximo recorrido: 220 in (Ø5X2).
- Máxima velocidad: 2.8 SPM.
- Bomba hidráulica 45VMQ140 @ 2500 Psi & 61Gpm.
- Bomba de tipo tubing
- Diámetro de bomba de 2,75 in
- Coeficiente de fricción varilla-tubería aguas arriba es de 0,580
- Coeficiente de fricción varilla-tubería aguas abajo es de 0,580

Resultados Obtenidos con el diseño N°12

- Rata de producción (BFPD): 413
- Producción de aceite (BOPD): 124
- Strokes por minutos: 2.8
- Eficiencia del sistema motor-bomba: 69%
- Carga del fluido en la bomba (lbs): 12574
- Uso eléctrico diario (KWH/día): 384
- Costo eléctrico mensual: US\$1170
- Costo eléctrico por barril de fluido: US\$0,093
- Costo eléctrico por barril de aceite. US\$0,309

Tabla 25. Resultados calculados de la UHBM VII: A100-41-220-2.8.

CALCULATED RESULTS (TOTAL SCORE: 87% GRADE: B+)			
Production rate (bfpd):	413	Peak pol. pod load (lbs):	23107
Oil production (BOPD):	124	Min. pol. rod load (lbs):	7526
Strokes per minute:	2,8	MPRL/PPRL:	0.326
System eff. (Motor->Pump):	69%	Unit struct. loading:	56%
Permissible load HP:	63,8	PRHP / PLHP:	0,27
Fluid load on pump (lbs):	12574	Buoyant rod weight (lbs):	9701
Polished rod HP:	17,2	N/No: ,049 , Fo/SKr: ,199	
Required prime mover size (speed var. not included)		BALANCED (Min Torq)	
NEMA D motor:		25 HP	
Single/double cyl. engine:		25 HP	
Multicylinder Engine:		25 HP	
Torque analysis and electricity consumption		BALANCED (Min Torq)	
Peak g'box torq.		N/A	
Gearbox loading:		N/A	
Cyclic load factor:		N/A	
Counterbalance weight		N/A	
Daily electr.use (Kwh/Day):		384	
Monthly electric bill:		\$1170	
Electr.cost per bbl fluid:		\$0.093	
Electr.cost per bbl oil:		\$0.309	
Tubing, Pump And Plunger Calculations			
Tubing stretch (in):		.0	
Prod. loss due to tubing stretch (bfpd):		0.0	
Gross pump stroke (in):		185.9	
Pump spacing (in. from bottom):		15.0	
Minimum pump length (ft):		26.0	
Recommended plunger length (ft):		3.0	

Cartas Dinamométricas del diseño N°12

- Carga permisible (HP): 63,8
- PRHP: 17,2
- Carga máxima de la barra pulida (lbs): 23107
- Carga mínima de la barra pulida (lbs): 7526
- MPRL/PPRL: 0,326
- Carga de la unidad estructural: 56%
- PRHP/PLHP: 0,27
- Peso de varilla boyante (lbs): 9701

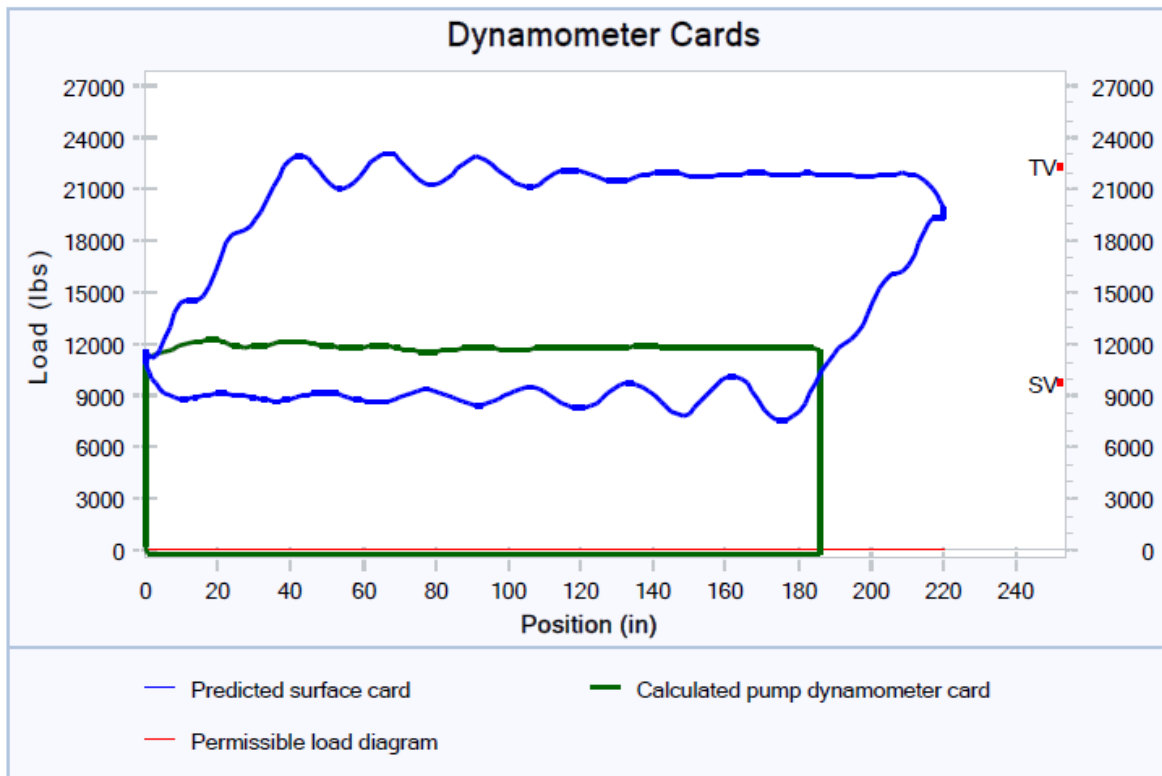


Figura 25. Cartas dinamométricas de la UHBM VII: A100-41-220-2.8.

Resultados de Varillas de la UHBM VII: A100-41-220-2.8

Tabla 26. Resultados de varillas de la UHBM VII: A100-41-220-2.8.

Rod string design				Rod string stress analysis (service factor: 0.9)				
Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)	Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
0.875	Norris 97	2875	140000	69.9%	38261	12682	5992	API MG T/2.8
0.75	Norris 97	1625	140000	71.3%	35444	6372	3027	API MG T/2.8
@ 1.25	Norris D (sb)	500	115000	81.0%	21412	742	-163	API MG

@ stress calculations based on elevator neck of 7/8 (for 1.25 sinker bars) or 1 (for other sinker bars).

NOTE: Displayed bottom minimum stress calculations do not include buoyancy effects (top minimum and maximum stresses always include buoyancy).

3.3. CÍRCULO DE MOHR

Desarrollo hecho por Christian Otto Mohr (1835-1918), el círculo de Mohr es un método gráfico para determinar el estado tensional en los distintos puntos de un cuerpo. Entre las tensiones que existentes en un cuerpo sometido a un cierto estado de cargas y con unas ciertas restricciones, importan en general las tensiones principales, que son las tensiones que existen sobre ciertos planos del cuerpo, donde las tensiones de corte nulas. Estas tensiones son de

importancia para el estudio de la resistencia mecánica de una pieza. Este método tiene aplicación para estados tensionales en dos y tres dimensiones.

3.3.1. Teoría del círculo de Mohr para dos dimensiones: Considere un cuerpo sobre el cuál actúa un estado plano de cargas. Consideremos al plano de carga para nuestro sistema al plano xy (ver figura 1), de modo de que no existan esfuerzos en el sentido perpendicular a este (esfuerzos en z nulos). Adoptamos un elemento triangular donde se supone que los ejes x e y son principales, o sea las tensiones de corte en esos planos son nulas. Esta suposición se hace con el fin de no complicar por demás la matemática siendo el objeto de este desarrollo conocer el desarrollo matemático a fin de ser asociado con el modelo físico:



Figura 26. Plano de cargas.

Fuente: Antico F. y Pezzotti S. (2008). Estructuras III, Círculo de Mohr.

En la figura 26, además de los ejes x e y, se muestra otro par de ejes coordenados los cuales han sido rotados un ángulo θ respecto del eje z (normal al plano), el par de ejes x_1 e y_1 son normal y tangente al plano A_θ respectivamente.

Queremos obtener una relación entre las tensiones en las áreas A_x , A_y y A_θ . Evaluemos el equilibrio de fuerzas en la dirección del eje x:

$$-\sigma_x \cdot A_x - \tau_\theta \cdot A_\theta \cdot \text{sen}\theta + \sigma_\theta \cdot A_\theta \cdot \text{cos}\theta = 0 \quad (1)$$

Ahora evaluemos el equilibrio de fuerzas en la dirección del eje y:

$$-\sigma_y \cdot A_y + \tau_\theta \cdot A_\theta \cdot \text{cos}\theta + \sigma_\theta \cdot A_\theta \cdot \text{sen}\theta = 0 \quad (2)$$

Considerando que $A_x = A_\theta \cdot \text{cos}\theta$ y que $A_y = A_\theta \cdot \text{sen}\theta$, re escribimos las ecuaciones 1 y 2:

$$-\sigma_x \cdot \text{cos}\theta - \tau_\theta \cdot \text{sen}\theta + \sigma_\theta \cdot \text{cos}\theta = 0, \text{ donde } A_\theta \neq 0 \quad (1-1)$$

$$-\sigma_y \cdot \text{sen}\theta + \tau_\theta \cdot \text{cos}\theta + \sigma_\theta \cdot \text{sen}\theta = 0, \text{ donde } A_\theta \neq 0 \quad (2-2)$$

Multiplicando la ecuación (1-1) por $\cos\theta$, la (2-2) por $\sen\theta$ y sumando ambas se llega a:

$$0 = -\sigma_x \cdot \cos^2 \theta - \sigma_y \cdot \sen^2 \theta + \sigma_\theta \quad (3)$$

Y considerando las relaciones trigonométricas:

$$\left. \begin{aligned} \cos^2 \theta &= \frac{(1 + \cos 2\theta)}{2} \\ \sen^2 \theta &= \frac{(1 - \cos 2\theta)}{2} \\ \sen\theta \cdot \cos\theta &= \frac{\sen 2\theta}{2} \end{aligned} \right\} (4)$$

Se llega a:

$$\sigma_\theta = \frac{(\sigma_x + \sigma_y)}{2} + \frac{(\sigma_x - \sigma_y)}{2} \cdot \cos 2\theta \quad (5)$$

Analizamos las ecuaciones (1-1) y la (2-2) para obtener el corte en el plano θ : Multiplicando la ecuación (1-1) por $\sen\theta$, la (2-2) por $\cos\theta$, sumando ambas y considerando las relaciones trigonométricas (4) se llega a:

$$\tau_\theta = -\frac{(\sigma_x - \sigma_y)}{2} \cdot \sen 2\theta \quad (6)$$

Obsérvese que las ecuaciones (5) y (6) no son más que las componentes cartesianas de los puntos correspondientes a una circunferencia en el plano xy , la ecuación de la circunferencia se obtiene considerando la relación trigonométrica $\sen^2\theta + \cos^2\theta = 1$, entonces reemplazando en (5) y (6) se obtiene:

$$\left[\sigma_\theta - \frac{(\sigma_x + \sigma_y)}{2} \right]^2 + \tau_\theta^2 = \left[\frac{(\sigma_x - \sigma_y)}{2} \right]^2$$

Esta circunferencia es lo que denominamos "Círculo de Mohr" para dos dimensiones. En esta circunferencia el ángulo formado por la recta con origen en el centro de la misma $\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)$ y un punto cualquiera perteneciente al perímetro de la circunferencia, tiene valor 2θ , siendo θ el ángulo de inclinación del plano para el cuál las tensiones sobre esa superficie valen σ_θ y τ_θ . Consideremos $\sigma_x < \sigma_y$.

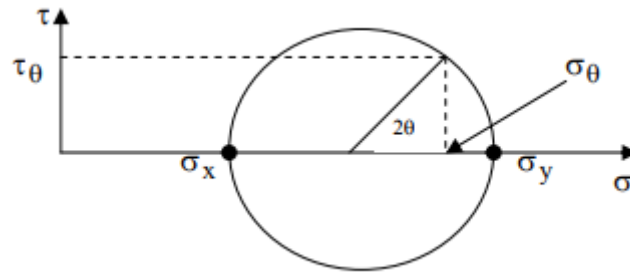


Figura 27. Círculo de Mohr para dos dimensiones.
 Fuente: Antico F. y Pezzotti S. (2008). Estructuras III, Círculo de Mohr.

Así como se calculó el estado tensional en el plano θ a partir de las tensiones principales, el proceso se puede hacer de manera inversa. Conociendo el estado de carga para una cierta terna de ejes se pueden conocer las tensiones principales de un sistema dado. El estudio hecho hasta aquí es similar al que haremos para un estado tridimensional de tensiones.

3.3.1 Teoría del círculo de Mohr para estados tensionales tridimensionales. Sea un tetraedro con tres caras ortogonales las cuales definen un punto O el cuál adoptamos como nuestro origen de coordenadas, y la cuarta cara es un plano oblicuo. Sean las tensiones σ_i y las áreas A_i correspondientes a cada una de las caras del tetraedro, el equilibrio de fuerzas de este sólido se puede expresar a partir de la siguiente ecuación vectorial:

$$\bar{\sigma}_v \cdot dA - \sum \bar{\sigma}_i \cdot dA_i = 0 \quad (a)$$

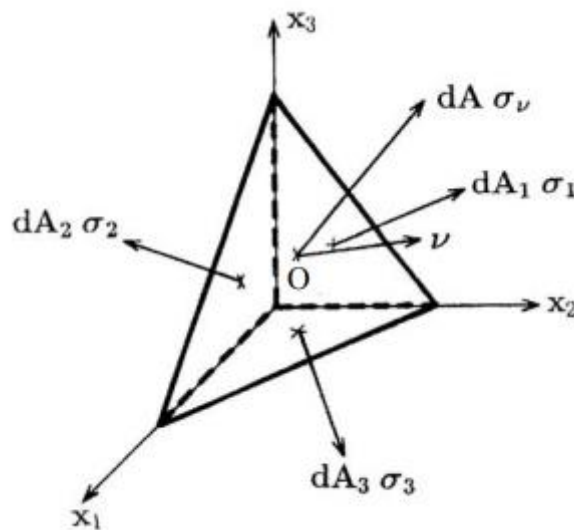


Figura 28. Tetraedro representativo para un círculo de Mohr.
 Fuente: Antico F. y Pezzotti S. (2008). Estructuras III, Círculo de Mohr.

Como $dA_i = dA \cdot v_i$, donde v_i es el coseno del ángulo entre los vectores normales a los planos dA y dA_i . De esta manera la ecuación (a) se puede escribir de la forma:

$$\bar{\sigma}_v = \sigma_{ij} \cdot v_i \cdot \hat{t}_j \quad (b)$$

Ahora la componente normal al plano oblicuo de σ_v se puede obtener esta sobre la dirección v :

$$\sigma_{vv} = \overline{\sigma}_v \cdot \hat{v} \quad (c)$$

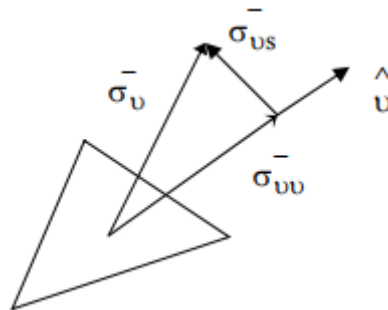
Considerando que el vector v tiene coordenadas cartesianas v_i , entonces: $\hat{v} = v_i \cdot \hat{t}_i$, donde \hat{t}_i es el vector en la dirección X_i .

Considerando la ecuación (b) entonces la (c) se puede escribir como:

$$\sigma_{vv} = \left(\sigma_{ij} \cdot v_i \cdot \hat{t}_j \right) \cdot \left(v_m \cdot \hat{t}_m \right) \quad (d)$$

Luego la tensión total sobre el plano oblicuo se puede expresar en función de sus componentes normal y coincidente con el plano oblicuo:

$$\sigma_{vv}^2 + \sigma_{vs}^2 = \sigma_v^2,$$



Entonces a partir de (b) y (d) se llega a:

$$\sigma_{vs}^2 = \sigma_{im} \cdot \sigma_{jm} \cdot v_i \cdot v_j - \left(\sigma_{ij} \cdot v_i \cdot v_j \right)^2 \quad (e)$$

Supongamos que elegimos los ejes coordenados de modo que estos son los principales (ejes principales: aquellos en donde la tensión normal de las caras es máxima o nula y el corte nulo). El tensor de tensiones en ese caso para un elemento cúbico será:

$$[\sigma_{ij}] = \begin{bmatrix} \sigma_I & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_{II} & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_{III} \end{bmatrix}$$

Si queremos conocer el versor v de un cierto plano, conociendo su estado tensional y recordando (d), (e) y que la suma de las componentes cartesianas al cuadrado del versor v es uno ($v_1^2 + v_2^2 + v_3^2 = 1$), se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned}\sigma_{vv} &= \sigma_I \cdot v_1^2 + \sigma_{II} \cdot v_2^2 + \sigma_{III} \cdot v_3^2 \\ \sigma_v^2 &= \sigma_I^2 \cdot v_1^2 + \sigma_{II}^2 \cdot v_2^2 + \sigma_{III}^2 \cdot v_3^2 \\ 1 &= v_1^2 + v_2^2 + v_3^2\end{aligned}$$

Este es un sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas. Suponga que las tensiones principales tienen magnitudes tal que: $\sigma_I > \sigma_{II} > \sigma_{III}$. Las incógnitas de este sistema son:

$$\begin{aligned}1. \quad v_1^2 &= \frac{(\sigma_{vv} - \sigma_{II})(\sigma_{vv} - \sigma_{III}) + \sigma_{vs}^2}{(\sigma_I - \sigma_{II})(\sigma_I - \sigma_{III})} \\ 2. \quad v_2^2 &= \frac{(\sigma_{vv} - \sigma_{III})(\sigma_{vv} - \sigma_I) + \sigma_{vs}^2}{(\sigma_{II} - \sigma_{III})(\sigma_{II} - \sigma_I)} \\ 3. \quad v_3^2 &= \frac{(\sigma_{vv} - \sigma_I)(\sigma_{vv} - \sigma_{II}) + \sigma_{vs}^2}{(\sigma_{III} - \sigma_I)(\sigma_{III} - \sigma_{II})}\end{aligned}$$

Como los cuadrados de los cosenos son mayores a cero, entonces evaluando los signos de los denominadores de las ecuaciones 1,2 y 3, los numeradores de los mismos deben cumplir:

$$(\sigma_{vv} - \sigma_{II})(\sigma_{vv} - \sigma_{III}) + \sigma_{vs}^2 \geq 0$$

$$(\sigma_{vv} - \sigma_{III})(\sigma_{vv} - \sigma_I) + \sigma_{vs}^2 \leq 0$$

$$(\sigma_{vv} - \sigma_I)(\sigma_{vv} - \sigma_{II}) + \sigma_{vs}^2 \geq 0$$

Estas tres ecuaciones generan tres circunferencias en el plano y son las ecuaciones que definen los círculos de Mohr para un estado tridimensional de tensiones, las circunferencias son simétricas respecto del eje de ordenadas y las tensiones principales se ubican en el eje de ordenadas. Las desigualdades de esta indican el conjunto de estados tensionales posibles en ese punto para distintos planos, con distintas inclinaciones. Una gráfica a modo de ejemplo se presenta a continuación:

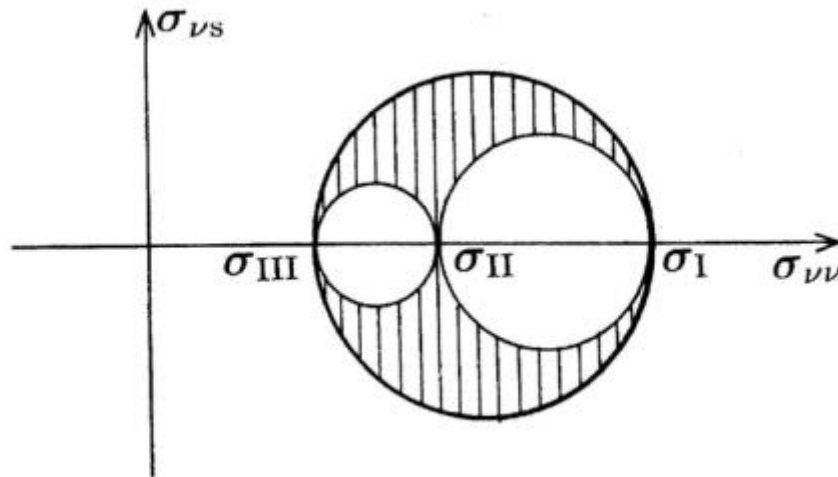


Figura 29. Círculo de Mohr para tres dimensiones.
Fuente: Antico F. y Pezzotti S. (2008). Estructuras III, Círculo de Mohr.

3.4. FALLAS DE LAS VARILLAS DE BOMBEO

En el análisis de la causa raíz de las fallas se necesita una base de datos capaz de averiguar el historial de los “servicios” del pozo, para rastrear e identificar las tendencias de las fallas. El historial de fallas en la base de datos incluye información del tipo, lugar, profundidad, causa raíz de la falla y las medidas de acción correctiva implementadas. Saber cómo esos daños puede producir fallas catastróficas, es muy importante para el personal de producción

Suele suceder que las varillas de bombeo fallen prematuramente. El entender los efectos de daños aparentemente menores a las varillas de bombeo y saber cómo esos daños pueden producir fallas catastróficas, es muy importante para el personal de producción. Se deben tomar las medidas que se puedan para eliminar las fallas prematuras de la varilla de bombeo.

3.4.1. Mecanismo de las fallas: Todas las fallas de la varilla de bombeo, varilla corta y de acoples son fallas por tensión o fatiga.

Fallas por tensión

Las fallas por tensión ocurren cuando la carga aplicada excede la resistencia a la tensión de la varilla. La carga se concentrará en algún punto de la sarta de varillas, y crean una apariencia de estrechamiento alrededor de la circunferencia de la varilla, y la fractura ocurre donde se reduce la sección transversal. Este raro mecanismo de las fallas, sólo ocurre cuando se aplica demasiada carga en la sarta de varillas – como al intentar sacar de su asentamiento una bomba atascada. Para evitar las fallas por tensión, el indicador de peso máximo utilizado, para una varilla de bombeo en condiciones “como nueva”, nunca debería exceder el 90% de fuerza de ruptura para la dimensión y grado conocidos de la varilla de bombeo de diámetro más pequeño. En caso de condiciones, dimensiones o grados desconocidos de la

varilla de bombeo, se debería aplicar un factor de reducción suficiente al peso máximo utilizado. Todas las otras fallas de la varilla de bombeo, varilla corta y acoples son fallas por fatiga. Una falla por tensión se caracteriza por una reducción del diámetro de la zona de la sección transversal en el punto de la fractura. Las fallas por tensión típicas tienen mitades de fracturas en cono y embudo. Las fracturas de las fallas por tensión, tienen rotura o esfuerzo cortante de ángulos de 45° a los esfuerzos aplicados. Un buen ejemplo del esfuerzo cortante es la característica en cono y embudo de las superficies de las fracturas de una falla por tensión típica.



Figura 30. Mecanismos de fallas de varillas.

Fuente: Norris – Dover Company. (2007). Análisis de las fallas de las varillas de bombeo.

- A, B, C: fallas por fatiga
- D y E: fallas por tensión

Fallas por fatiga

Las fallas por fatiga son progresivas y comienzan como pequeñas grietas por esfuerzo que crecen bajo la acción de los esfuerzos cíclicos. Los esfuerzos asociados con esta falla, tienen un valor máximo que es menor que la resistencia a la tensión del acero de la varilla de bombeo. Debido a que la carga aplicada es distribuida casi igualmente sobre el área de la sección transversal de la sarta de las varillas de bombeo, cualquier daño que reduzca el área de la sección transversal, aumentará la carga o el esfuerzo en ese punto, y es un elevador de esfuerzo. Una pequeña grieta por fatiga por esfuerzo se forma en la base del elevador de esfuerzo y se propaga perpendicular a la línea de esfuerzo o del eje del cuerpo de la varilla. A medida que la grieta por fatiga debido al esfuerzo avanza gradualmente, las superficies de la fractura que casan, opuestas a la cara de la fractura que avanza, tratan de separarse bajo la carga y estas superficies se vuelven lisas y pulidas por la fricción. A medida que progresa la grieta por fatiga, reduce el área efectiva de la sección transversal de la varilla de bombeo, hasta que no queda metal suficiente para sostener la carga y la varilla de bombeo, simplemente se fractura en dos. Las superficies de la fractura de una típica falla por fatiga, tienen una parte por fatiga, una parte de desgarramiento por tensión y un desgarramiento final por esfuerzo cortante.

Las fallas por fatiga son iniciadas por una multitud de elevadores de esfuerzo. Los elevadores de esfuerzo son discontinuidades visibles o microscópicas que causan un aumento del esfuerzo local en la sarta de varillas durante la carga. Los elevadores de esfuerzo visibles típicos, en las varillas de bombeo, varillas cortas y acoples son inflexiones, corrosión, grietas, daños mecánicos, roscas y desgaste o cualquier combinación de lo anterior. Este efecto aumentado del esfuerzo es el más crítico cuando la discontinuidad en la sarta de varillas es transversal (normal) al esfuerzo de tensión principal. Para determinar el origen de un elevador de esfuerzo en una falla por fatiga, la parte de la fatiga opuesta al desgarramiento final por esfuerzo cortante (extrusión y protrusión) debe ser limpiada con cuidado y examinada minuciosamente. Las fallas por fatiga tienen características identificables visibles o macroscópicas en la superficie de la fractura, las cuales ayudan a identificar la ubicación del elevador de esfuerzo. Podría decirse, que las marcas de trinquete y las marcas de playa son dos de las características más importantes para la identificación de las fallas por fatiga. Las marcas de trinquete son líneas que resultan de la intersección y conexión de múltiples grietas de fatiga por esfuerzo, mientras que las marcas de playa indican la posición sucesiva de la falla por fatiga en avance. Las marcas de trinquete son paralelas a la dirección general del crecimiento de la fisura y conducen al punto de inicio de la falla. Las marcas de playa son anillos elípticos o semielípticos que irradian hacia afuera del origen de la fractura e indican las posiciones sucesivas del crecimiento de la fisura de fatiga por esfuerzo.

Fallas por diseño y operación

La prevención de las fallas de la varilla de bombeo comienza con el diseño. Es posible que las sargas de varillas deficientemente diseñadas contribuyan a las fallas de otros componentes del sistema de levantamiento artificial, tales como el corte de los tubos de la varilla, como resultado de cargas compresoras de la varilla. El diseño del sistema de extracción artificial es un compromiso entre la cantidad de trabajo por hacer y el gasto para hacerlo, durante un período económico de tiempo. Para el diseñador del sistema hay disponibles numerosas combinaciones de profundidades, tamaños de los tubos, volúmenes de fluido, tamaños y configuraciones de las bombas, tamaños y geometrías de las unidades de bombeo, longitudes de las carreras, velocidades de bombeo y ahusamientos de las sargas de varillas. La selección del tamaño y grado de la varilla de bombeo depende de muchos factores, incluyendo, esfuerzos máximos previstos, márgenes de los esfuerzos y ambientes de operación.

Los programas de diseño por computadora disponibles comercialmente, permiten al diseñador del sistema optimizar el equipo de producción con el menor gasto para las condiciones existentes de los pozos, en el momento del diseño. Sin embargo, después del diseño inicial e instalación de la sarga de varillas, se debería utilizar estudios periódicos con el dinamómetro, para determinar que los parámetros de carga del equipo están dentro de los considerados aceptables. Un buen diseño inicial puede convertirse en un diseño deficiente si cambian las condiciones del pozo. Los cambios en el volumen de los fluidos, el nivel de los fluidos, la longitud de la carrera, las carreras por minuto o el tamaño de la bomba, impactan con severidad el

sistema total de extracción artificial. Los cambios en la capacidad de corrosión pueden afectar la vida de tolerancia a la fatiga de las varillas de bombeo y puede conducir a fallas prematuras. Cuando una de las condiciones precedentes cambia, el diseño del sistema de extracción artificial debe ser nuevamente evaluado.



Figura 31. Mecanismos de fallas por diseños y operación.

Fuente: Norris – Dover Company. (2007). Análisis de las fallas de las varillas de bombeo.

- A: desgaste abrasivo (Falla por diseño)
- B y E: fallas de fatiga por flexión unidireccional
- C: falla por corrosión y abrasión
- D: falla de fatiga por esfuerzo

Fallas mecánicas

Las fallas mecánicas son responsables de un gran porcentaje del número total de todas las fallas de las sartas de varillas. Las fallas mecánicas incluyen todos los tipos de fallas, excepto las fallas por corrosión y los defectos de fabricación. El daño mecánico a la sarta de varillas contribuye a un elevador de esfuerzo, el cual causará las fallas de las varillas de bombeo. El momento de la falla estará motivado por muchas variables, de las cuales, el esfuerzo máximo, el ambiente de la operación, la orientación del daño, la química de la varilla de bombeo, el tipo de tratamiento con calor de la varilla de bombeo, el margen del esfuerzo y el tipo de daño, serán los más importantes. El daño mecánico puede ser causado por el diseño ineficaz del elevador artificial, procedimientos inadecuados de cuidado y manipulación, procedimientos descuidados de montaje y desconexión, prácticas de operación discontinuadas o cualquier combinación de estos elementos.



Figura 32. Falla mecánica.

Fuente: Norris – Dover Company. (2007). Análisis de las fallas de las varillas de bombeo.

Fallas de las varillas por flexión

Las fallas de fatiga por flexión son responsables de un considerable número de todas las fallas mecánicas. Es un hecho que todas las varillas de bombeo dobladas, eventualmente fallan. Las varillas de bombeo nuevas son fabricadas con una rectitud de cuerpo de no menos de 1/16 de pulgada en cualesquier doce pulgadas de longitud del cuerpo de la varilla. Las varillas de bombeo, con esta tolerancia de rectitud, rodarán con facilidad en un estante con apoyos de cinco niveles. Cualquier grado de flexión mayor que éste, causará un aumento del esfuerzo local en el punto de flexión, durante la carga aplicada. Cuando el cuerpo de la varilla doblada es halado en forma recta durante la carga, se alcanza rápidamente la resistencia a la rotura del material. El ciclo de exceder continuamente la resistencia de rotura del material, es repetida durante el ciclo de bombeo y causa fisuras de fatiga por esfuerzo en el lado cóncavo de la flexión. Estas fisuras de fatiga por esfuerzo progresan a través de la barra durante la carga, hasta que no quede suficiente metal en la barra, para sostener la carga y ocurre la fractura.



Figura 33. Falla por varilla flexionada.

Fuente: Norris – Dover Company. (2007). Análisis de las fallas de las varillas de bombeo.

Fallas por daños superficiales

Se debería hacer todo lo posible para impedir el daño mecánico en la superficie a las varillas de bombeo, varillas cortas y acoples. Los daños superficiales aumentan el esfuerzo durante las cargas aplicadas, causando potencialmente, fallas de la sarta de varillas. El tipo de daño y su orientación, contribuye a este efecto de esfuerzo aumentado. La orientación del daño contribuye a mayores esfuerzos y el daño transversal tiene esfuerzos incrementadas sobre aquellas

relacionadas con los daños longitudinales. Una mella aguda creará una concentración más alta de esfuerzo y estaría en mayor detrimento a una carga, que una depresión superficial de ancha base. Las varillas de bombeo con indicación de daños en la superficie no se deben usar y deben ser reemplazadas. Se debe evitar todo contacto de metal con metal que podría ocasionar abolladuras, mellas o raspaduras. Para impedir el daño potencial de la varilla de bombeo, coloque láminas de madera entre los anaqueles de metal para almacenamiento, y entre cada capa de varillas de bombeo, para evitar el contacto de metal con metal. Use las varillas de bombeo para lo que fueron diseñadas, para elevar una carga. Nunca use varillas de bombeo como pasadizo o mesa de trabajo. Mantenga las herramientas de metal que no son para usar en las varillas de bombeo y otros objetos metálicos, apartado de las varillas de bombeo. Asegúrese que la herramienta que usa es la adecuada para el propósito y asegúrese que esté en buenas condiciones.



Figura 34. Fallas por daños superficiales.

Fuente: Norris – Dover Company. (2007). Análisis de las fallas de las varillas de bombeo.

Fallas por conexión

La conexión API de la varilla de bombeo está diseñada como una conexión con soporte rotativo cargado con fricción. Debido a que la resistencia de la conexión de la varilla de bombeo es baja, cuando se le somete a cargas cíclicas, es necesario limitar las cargas cíclicas con precarga de unión macho (pin). Si la precarga del pasador es mayor que la carga aplicada, la carga en la conexión permanece constante y no ocurre fatiga de cargas cíclicas. La carga por fricción que se desarrolla entre la del soporte del acople ayuda a afianzar la conexión, para impedir que se suelte en el fondo del hoyo. Sin embargo si la precarga es menor que la carga aplicada, la cara del soporte de la unión macho y la cara del soporte del acople se separarán bajo la carga, durante el movimiento cíclico de la unidad de bombeo. Una vez que estas caras se separen, la conexión es cargada cíclicamente y ocasionará una falla por pérdida de desplazamiento o pérdida de ajuste. Las fallas por pérdida de desplazamiento pueden ocurrir por una lubricación no adecuada, por montaje (apriete) inadecuado, exceso de torsión, desgaste por golpeteo de los tubos o cualquier combinación de estos elementos.



Figura 35. Fallas por conexión.

Fuente: Norris – Dover Company. (2007). Análisis de las fallas de las varillas de bombeo.

3.4.2. Estadísticas de fallas mecánicas en varillas en sistemas de bombeo mecánico en los últimos años en los campos del norte del Huila y sur del Tolima.

A continuación, se mostrará los distintos tipos de fallas en varillas en pozos productores del norte del Huila y el sur del Tolima. Los datos fueron tomados entre enero del 2010 y enero del 2017. En todos los casos la razón principal de desinstalación fue la condición anormal de operación y como principal síntoma el bajo o nulo flujo en superficie. En las tablas se presenta la frecuencia de falla, el número de días mínimo de funcionamiento, el número de días máximo de funcionamiento, el promedio de días de funcionamiento y la mediana de los días de funcionamiento antes de la falla.

Fallas en el cuerpo de la varilla

La siguiente tabla muestra el número de veces en la cual se presentó un problema por falla en el cuerpo de la varilla con una descripción de falla como (Partido/Fracturado) en todos los casos, con excepciones en el campo Pijao donde se presentó una falla por atascamiento y otra por doblamiento.

Tabla 27. Falla en el cuerpo de varilla.

Campo	Frecuencia de falla	Mínimo (días)	Promedio (días)	Máximo (días)	Mediana (días)
Brisas	2	384	658	932	658
Cebú	1	44	44	44	44
Pacandé	9	3	133	873	57
Dina Cretáceo	2	111	212	314	212
Dina terciario	11	4	46	190	34
Ortega	11	6	106	384	31
Palogrande	8	30	91	213	79
Pijao	3	363	409	460	403

San Francisco	1	527	527	527	527
Santa Clara	1	118	118	118	118
Tello	30	7	130	601	85
Tenay	2	74	225	376	225

Fuente: (Ecopetrol)

Fallas en las conexiones

La siguiente tabla muestra el número de veces en la cual se presentó un problema por falla en las conexiones de varilla con una descripción de falla como (Partido/Fracturado) en todos los casos, con excepción en el campo Cebú donde se presentó una falla por desconexión.

Tabla 28. Falla en las conexiones.

Campo	Frecuencia de falla	Mínimo (días)	Promedio (días)	Máximo (días)	Mediana (días)
Brisas	2	236	291	346	291
Cebú	1	495	495	495	495
Balcón	1	1138	1138	1138	1138
Dina cretáceo	2	172	178	184	178
Palogrande	1	719	719	719	719
San Francisco	2	200	201	203	201
Tello	4	95	390	1084	190
Toldado	1	1368	1368	1368	1368

Fuente: (Ecopetrol)

Fallas en la barra lisa

La siguiente tabla muestra el número de veces en la cual se presentó un problema por falla en la barra lisa con una descripción de falla como (Partido/Fracturado) en todos los casos, con excepciones en el campo Dina cretáceo donde se presentó una falla por pandeo y en San Francisco donde se presentaron dos fallas por doblamiento.

Tabla 29. Falla en la barra lisa.

Campo	Frecuencia de falla	Mínimo (días)	Promedio (días)	Máximo (días)	Mediana (días)
Brisas	1	63	63	63	63
Dina cretáceo	3	46	129	257	84
Palermo	1	1315	1315	1315	1315
Palogrande	2	82	127	172	127
San Francisco	3	1	446	889	448
Santa Clara	1	197	197	197	197
Tello	4	97	209	290	224

Fuente: (Ecopetrol)

Fallas en el shear coupling

La siguiente tabla muestra el número de veces en la cual se presentó un problema por falla en el shear coupling con una descripción de falla como (Partido/Fracturado) en todos los casos.

Tabla 30. Falla en el shear coupling.

Campo	Frecuencia de falla	Mínimo (días)	Promedio (días)	Máximo (días)	Mediana (días)
Dina terciario	1	2034	2034	2034	2034
Palogrande	3	76	335	661	268
Tello	1	91	91	91	91
Tenay	1	281	281	281	281

Fuente: (Ecopetrol)

Fallas en centralizadores

La siguiente tabla muestra el número de veces en la cual se presentó un problema por falla en los centralizadores con una descripción de falla como (Partido/Fracturado) en todos los casos, con excepción en el campo Palogrande donde se presentó una falla por centralizador suelto o rodando.

Tabla 31. Falla en centralizadores.

Campo	Frecuencia de falla	Mínimo (días)	Promedio (días)	Máximo (días)	Mediana (días)
Ortega	2	121	335	549	335
Palogrande	5	41	178	336	211
San Francisco	2	137	694	1251	694

Fuente: (Ecopetrol)

4. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

En la investigación se logró determinar las condiciones óptimas de operación de la Unidad Hidráulica de Bombeo Mecánico VII; con los parámetros de trabajo de la empresa SERINPET (SPM, HP, Lbf y Profundidad), las cuales fueron evaluadas con el software Rodstar, para obtener las condiciones óptimas de producción de petróleo y el diseño de trabajo en campo (la carga, el tipo de varilla a utilizar, nivel de fluido, tipo de bomba, entre otros).

Las condiciones utilizadas con la UHBM VII (A100-25-220-4) y UHBM VIII (A125-33-220-4), permitieron aumentar el objetivo de producción de 500 a 523 Bbls, lo cual es muy bueno comparado con otras UHBM, ya que se aprecian diferencias significativas y resultados positivos; ver tabla 32.

El cuadro comparativo muestra unidades con el puntaje y grado de diseño más alto (99% A+) que tiene el software RODSTAR, teniendo en cuenta que estas unidades se diferencian en tan pocos parámetros, siendo los más notorios los 100 HP y 25000 Lbf para la UHBM VII y 125 y 33000 para la UHBM VIII.

Tabla 32. Cuadro comparativo de las UHBM VII: A100-25-220-4 y UHBM VIII A125-33-220-4 (Condiciones Óptimas)

PARAMETROS	UHBM	
	VII: A100-25-220-4	VIII: A125-33-220-4
Rata de producción (BFPD)	523	523
Producción de Aceite (BOPD)	157	157
Strokes por minutos	4	4
Eficiencia del sistema motor-bomba	64%	64%
Carga del fluido en la bomba (lbs)	10392	10392

Uso eléctrico diario (KWH/day)	517	517
Costo eléctrico Mensual (US\$)	1578	1578
Costo eléctrico por barril de fluido (US\$)	0,099	0,099
Costo eléctrico por barril de aceite (US\$)	0,330	0,330
PRHP	23,8	23,8
Carga máxima de la barra pulida (lbs)	24080	24080
Carga mínima de la barra pulida (lbs)	5783	5783
MPRL/PPRL	0,24	0,24
Carga de la unidad estructural	93%	73%
PRHP/PLHP	0,43	0,32
Peso de varilla boyante (lbs)	10089	10089
Carga permisible (HP)	55,5	73,3
Score	99%	99%
Grade	A+	A+
HP	100	125

4.1. ANÁLISIS GENERAL DE LOS RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES

La representación gráfica de los resultados arrojados en las simulaciones con el RODSTAR, permitió describir el comportamiento de algunos parámetros:

4.1.1. Caballos de fuerza versus producción: En el gráfico 36 podemos observar que los HP son directamente proporcionales a la producción, a medida que los HP aumentan la producción también lo hace; hasta llegar a los 100 HP donde a pesar de que se mantiene el mismo valor, la producción va aumentando desde los 413 BPD hasta los 523 BPD. Luego de ese punto los HP siguen aumentando, pero la producción tiene un leve descenso.

Esto indica que el punto óptimo de la UHBM VII A100-25-220-4, es cuando trabaja con 100 HP y se logra alcanzar una producción de 523 BPD.

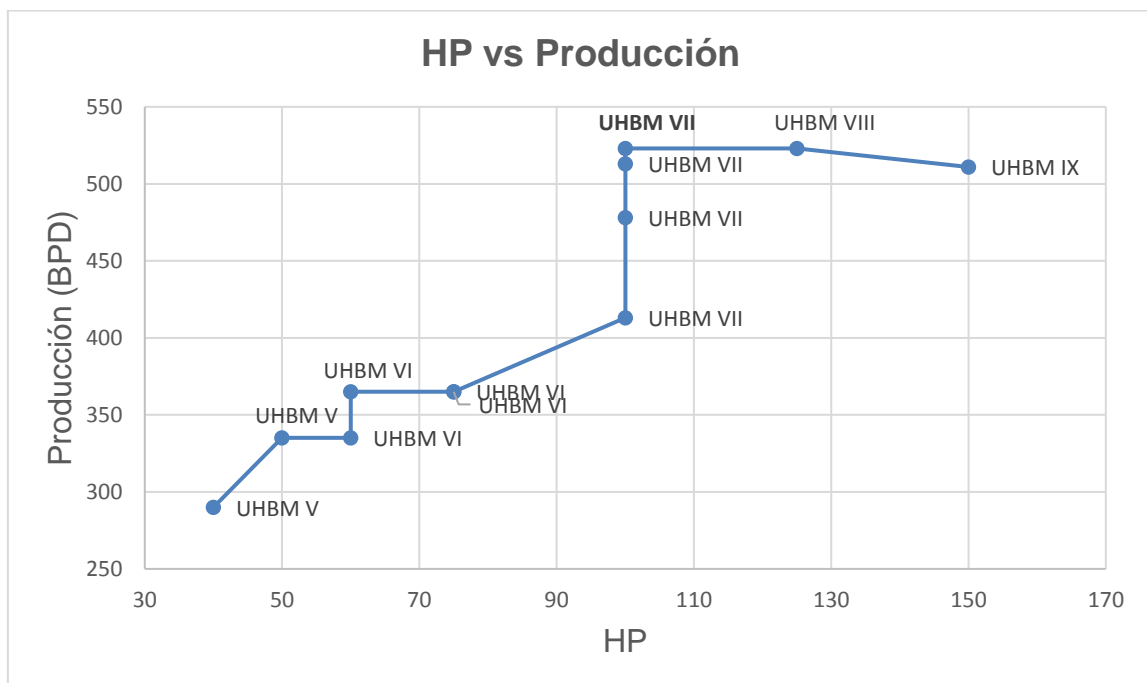


Figura 36. Grafica de Caballos de fuerza vs Producción

4.1.2. Caballos de fuerza versus SPM: En la gráfica 37 se puede observar que cuando los SPM aumentan, los HP también tienden a hacerlo, hasta llegar a los 100 HP con 4 SPM. Luego de ese punto los HP siguieron en aumento, pero en los SPM hay un leve descenso.

Esto indica que el punto óptimo de la UHBM VII A100-25-220-4, es cuando trabaja con 100 HP, 4 SPM y la producción aumenta de 413 BPD a 523 BPD.

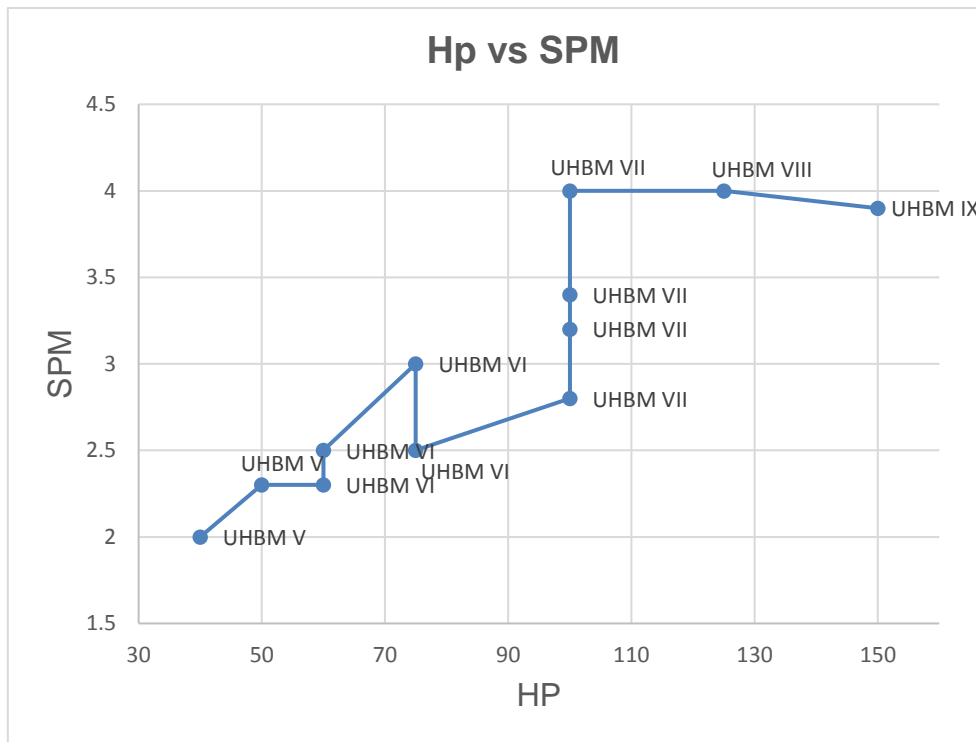


Figura 37. Grafica de Caballos de fuerza vs SPM

4.1.3. Producción versus las libras fuerza requeridas: En la figura 38 se puede constatar que al aumentar la producción, también lo hacen las libras fuerza requeridas por cada bbl producido; pero la unidad de menor valor es la UHBM VII (A100-25-220-4) la cual necesita 23107 de lbf requeridas para subir a 523 bbl de producción.

Tabla 33. Datos de producción y Libras fuerzas requeridas óptimas para las UHBM

Unidad	Producción (bbl)	Lbf req.	Lbf req/bbl
UHBM V	290	22577	77.85172414
UHBM V	335	22766	67.95820896
UHBM VI	335	22766	67.95820896
UHBM VI	365	21283	58.30958904
UHBM VI	365	22750	62.32876712
UHBM VI	365	22750	62.32876712
UHBM VII	413	23107	55.94915254
UHBM VII	478	23113	48.35355649

UHBM IX	511	24214	47.38551859
UHBM VII	513	24505	47.76803119
UHBM VII	523	24080	46.04206501
UHBM VIII	523	24080	46.04206501

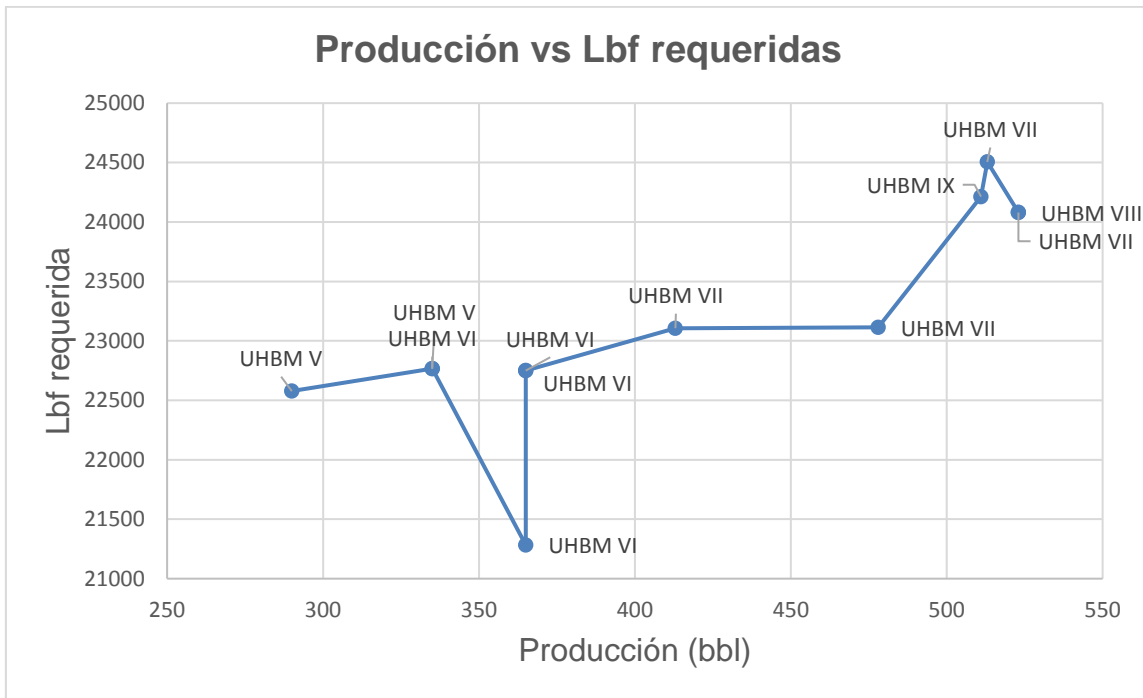


Figura 38. Gráfico de producción vs Libras fuerzas requeridas

4.1.4. Producción en BPD versus SPD: Del análisis de la figura 39 cantidad de barriles producidos por cada stroke, se puede deducir, que la unidad UHBM VII (A100-30-220-3.4) es la que requiere menor cantidad de strokes para producir un barril (9.54 strokes/bbl).

Tabla 34. Datos de producción y strokes por días requeridos óptimas para las UHBM

Unidad	SPD	Producción (BPD)	Strokes/bbl
UHBM V	2880	290	9.93103448
UHBM V	3312	335	9.88656716
UHBM VI	3312	335	9.88656716
UHBM VI	3600	365	9.8630137

UHBM VI	3600	365	9.8630137
UHBM VI	4320	365	11.8356164
UHBM VII	4032	413	9.76271186
UHBM VII	4608	478	9.64016736
UHBM IX	5616	511	10.9902153
UHBM VII	4896	513	9.54385965
UHBM VII	5760	523	11.0133843
UHBM VIII	5760	523	11.0133843

4.1.5. Producción vs SPM: En la figura 39 se puede notar que a medida que los SPM van aumentando, la producción también lo hace. Pero el punto de interés es con la UHBM VII, donde los SPM disminuyen a 4 y la producción aumenta a 523 BPD.

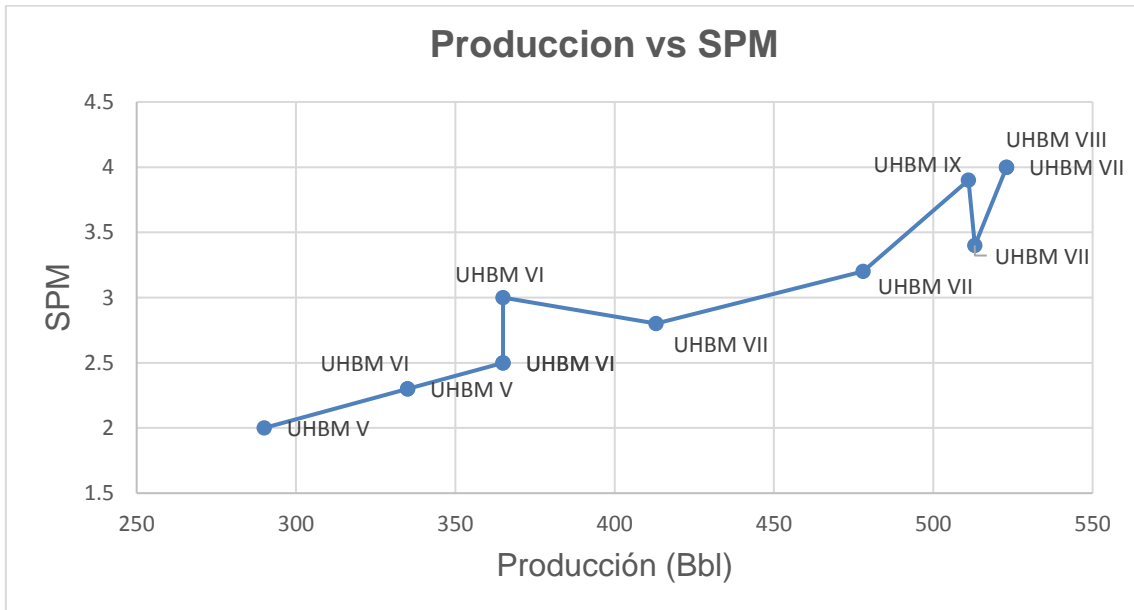


Figura 39. Gráfico de producción vs SPM

4.1.6. Relación entre los BPD y el costo eléctrico diario: En los resultados se puede observar que la mejor relación, es la que produce más barriles a menor costo eléctrico; lo cual se presenta con la UHBM VII, donde se obtuvo 513 Bbl a un costo eléctrico de US\$48,553.

Gráficamente también se nota que al incrementar la producción también se incrementa el costo eléctrico diario; pero el punto de interés es 10,570 Bbl/US\$ de costo eléctrico.

Tabla 35. Datos de producción y costo eléctrico de las UHBM

Unidad	Producción (BPD)	Costo eléctrico diario US\$	Bbl/US\$ de costo eléctrico
UHBM V	290	27,667	10,482
UHBM V	335	32,267	10,382
UHBM VI	335	32,267	10,382
UHBM VI	365	34,533	10,569
UHBM VI	365	34,533	10,569
UHBM VI	365	37	9,864
UHBM VII	413	39	10,589
UHBM VII	478	44,867	10,654
UHBM IX	511	51,467	9,929
UHBM VII	513	48,533	10,570
UHBM VII	523	52,6	9,942
UHBM VIII	523	52,6	9,942

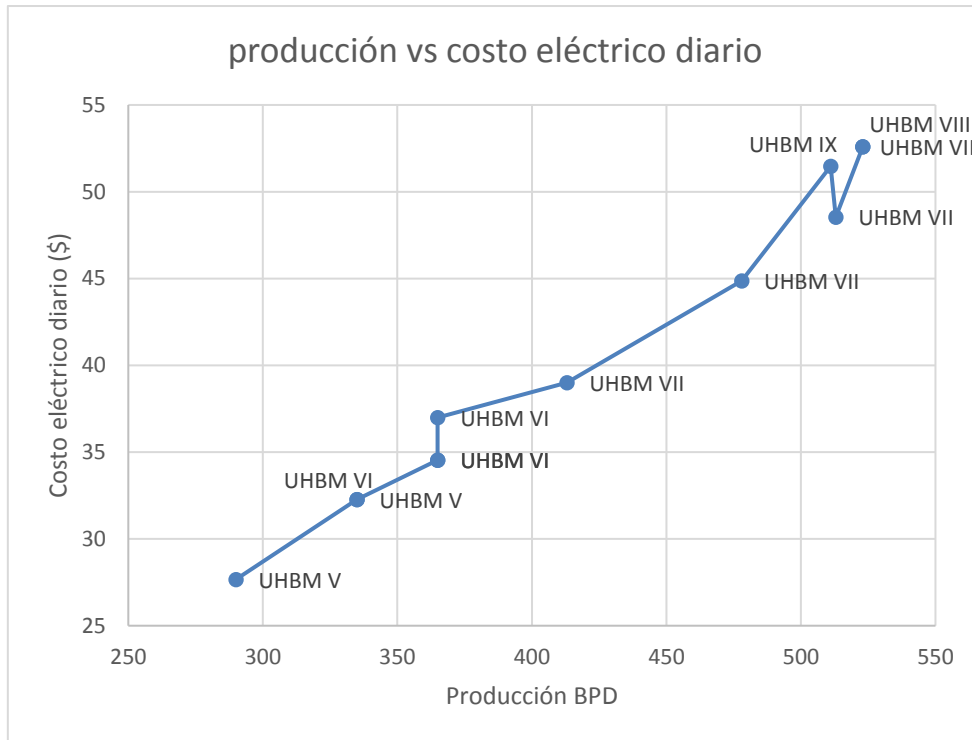


Figura 40. Gráfico de BPD vs Costo eléctrico

4.1.7. Análisis de la vida útil de las varillas: Las siguientes son graficas registradas en la investigación, donde se muestra la cantidad de ciclos donde posiblemente fallarán las varillas Norris 97 y Norris D78, utilizadas en los diseños de las simulaciones.

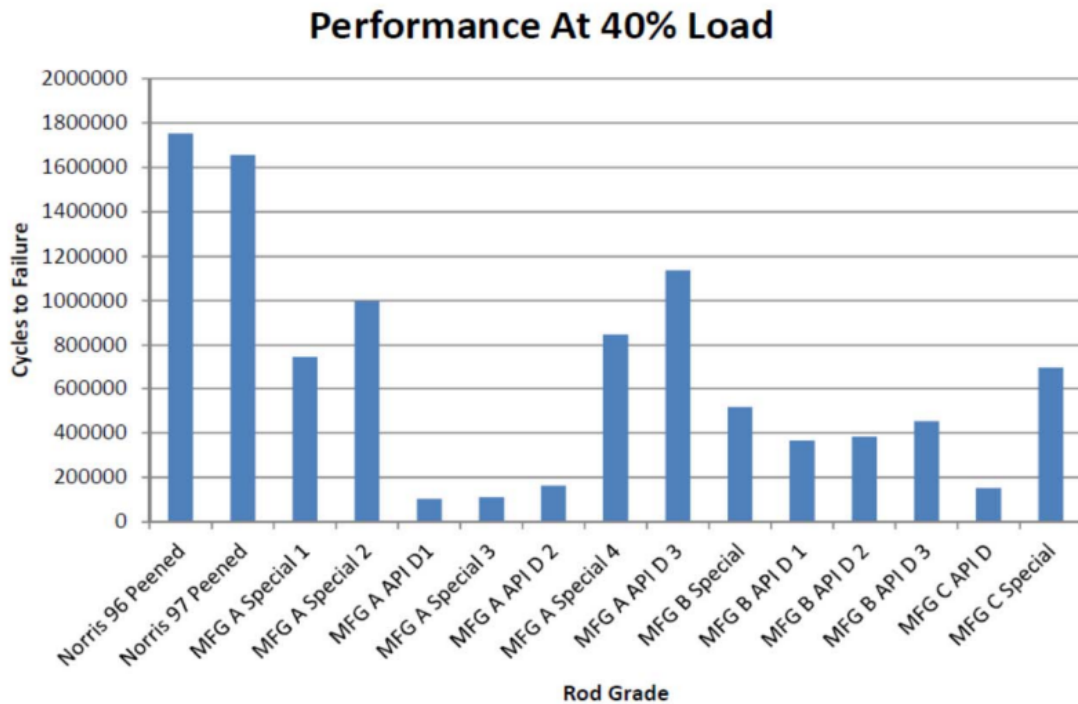


Figura 41. Gráfico de ciclo de fallas vs grado de varillas. Hein N. y Eggert D. [2012]. Steel Sucker Rod Fatigue Testing – Update on Phase I.

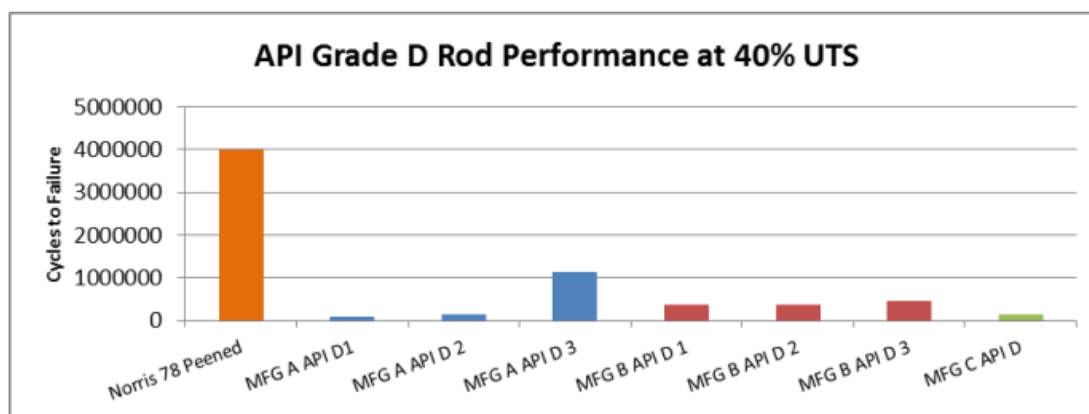


Figura 42. Gráfico de ciclo de fallas vs grado de varillas 2. Norris – Dover Artificial Lift. [2015]. Nor – Peening, Value – Added Technology from Dover Artificial Lift

Teniendo en cuenta los resultados óptimos obtenidos en las simulaciones, se observa que en los diseños, se usan varillas Norris 97 y Norris D78.

Con un porcentaje de carga de 40%, la varilla Norris 97 fallarían a los 1.650.000 ciclos, y la D78 lo hará a los 4.000.000 de ciclos.

Los cálculos indican que la durabilidad o vida útil de las varillas, es de 150 días para el caso de la Norris D97 y 668 días para la D78.

Si la sección de la sinker bar de la varilla es más larga de lo que necesita ser, hay que reducir la longitud de la sección, hasta que la tensión mínima en la parte inferior esté entre 300 y 650 psi.

En cambio sí es más corta de lo que necesita ser, debe aumentarse la longitud de la sección y usar un diámetro más grande del émbolo de la bomba; o reducir la velocidad de bombeo hasta que la tensión mínima en la parte inferior de la varilla sea de 650 psi.

Cabe recordar también que, por el hecho de tener una válvula reguladora de presión, el sistema nunca podrá trabajar a presiones por encima de la calibrada en esta válvula, pues como ya dijimos, cuando esto pasa la válvula se abre y el aceite regresa al tanque. Esto indica que la unidad no podrá hacer más fuerza que la que le permite hacer esta válvula. Teniendo en cuenta lo anterior en el momento en que hay un problema en el pozo, como por ejemplo una pega, el sistema no se va a forzar y no va a partir la varilla que es el problema más común de falla en varillas.

Se puede afirmar que los datos anteriores son mejores que la mayoría de resultados estadísticos de fallas en el cuerpo de varilla. Aunque los resultados son parciales ya que solo se tienen en cuenta la carga y los ciclos; para un resultado más completo se debe tener en cuenta la corrosión, el tipo de pozo y los fluidos que se manejan.

Las tablas 36 y 37, muestran la interpolación de los resultados del número de ciclos, para fallas de las varillas Norris 97 y Norris D78, con un porcentaje de carga del 40%.

Tabla 36. Ciclo de fallas de la varilla Norris 97

Porcentaje de carga	Ciclos hasta fallar	Tipo de valor
40	1.650.000	Valor 1
78	866.250	Valor Calculado
80	825.000	Valor 2

$$dias\ de\ vida\ util. = \frac{866250\ strokes}{4\ spm} \frac{1\ h}{60\ min} \frac{1\ dia}{24\ h} = 150\ dias$$

Tabla 37. Ciclo de fallas de la varilla Norris D78

Porcentaje de carga	Ciclos hasta fallar	Tipo de valor
40	4.000.000	Valor 1
43	3.850.000	Valor Calculado
50	3.500.000	Valor 2

$$dias\ de\ vida\ util. = \frac{3850000\ strokes}{4\ spm} \frac{1\ h}{60\ min} \frac{1\ dia}{24\ h} = 668\ dias$$

La tabla 38 evidencia los ciclos hasta fallar y los días de vida útil, de unidades de distintas longitudes teniendo en cuenta las varillas Norris 97 y D78 con sus respectivos porcentajes de carga, donde se puede ver claramente que a mayor longitud de recorrido de la unidad, mayor serán los días de vida útil de ésta.

Tabla 38. Ciclo de fallas para diferentes unidades de largo recorrido

Longitud de recorrido de las UHBM	Norris 97		Norris D78	
	Ciclos hasta fallar	Días de vida útil	Ciclos hasta fallar	Días de vida útil
60"	236.250	41	1.050.000	182
120"	472.500	82	2.100.000	364
144"	567.000	98	2.520.000	437

192"	756.000	131	3.360.000	583
220"	866.250	150	3.850.000	668

4.1.8. Análisis del Diagrama de Mohr: Además de los parámetros de operación de las unidades VII: A100-25-220-4 y VIII: A125-33-220-4; para el diseño de estas unidades se decidió trabajar con los mismos tipos y datos de dimensiones de varillas; para que software arrojara el resultado en términos de carga y esfuerzo.

Tabla 39. Diseño de varillas de las unidades UHBM VII: A100-25-220-4 y UHBM VIII: A125-33-220-4

Rod string design				Rod string stress analysis (service factor: 0,9)				
Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)	Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
0,875	Norris 97	4700	140000	78%	39939	9843	254	API MG T/2.8
1,125	Norris D78	300	120000	43%	11681	154	-201	API MG

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.

Estos esfuerzos, se pueden representar en un círculo de Mohr para determinar el esfuerzo cortante al que está sometida la sarta de varillas, el cual tiene un ángulo máximo de 45° y se representa de la siguiente manera

Dónde:

- σ_1 = Esfuerzo máximo
- σ_3 = Esfuerzo mínimo
- Tmax = Esfuerzo cortante máximo
- Centro = Centro de la circunferencia
- R = Radio de la circunferencia

El círculo 1 representa los esfuerzos presentes en toda la sarta de varillas donde, su esfuerzo cortante máximo es de 227.5 PSI, lo que indica que en este punto y con un ángulo de 45°, la varilla está expuesta a ceder por fallas mecánicas.

Es importante resaltar que estas unidades están perfectamente balanceadas lo que da seguridad de que no se parta la varilla, pero debemos tener en cuenta la resistencia del material y su tiempo de vida útil.

Como la varilla es una herramienta de vida corta que cederá a las fatigas, con el diagrama de morh se conoce el esfuerzo cortante y la presión a que podrá sometida, y realizar ajustes en la UHBM de operación y económico

De la misma manera sucede con los círculos 2 y 3, quienes indican los esfuerzos cortantes de las varillas integradas a la sarta, las cuales son la Norris 97 de 4500ft y la Norris D78 de 500ft.

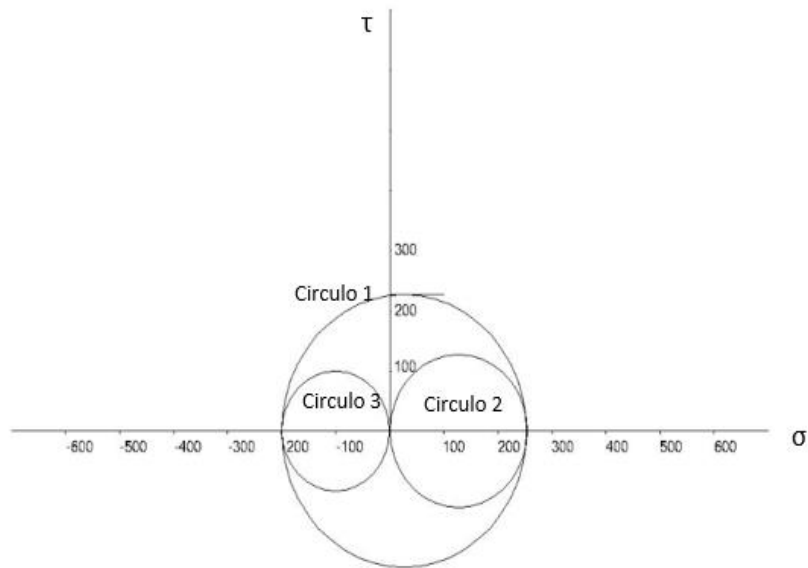


Figura 43. Circulo de Mohr UHBM VII: A100-25-220-4 y UHBM VIII: A125-33-220-4

Tabla 40. Cálculos de Mohr UHBM VII: A100-25-220-4 y UHBM VIII: A125-33-220-4

Circulo 1	Circulo 2	Circulo 3
$\sigma_1 = 254 \text{ PSI}$	$\sigma_1 = 254 \text{ PSI}$	$\sigma_1 = -201 \text{ PSI}$
$\sigma_3 = -201 \text{ PSI}$	$\sigma_3 = 0 \text{ PSI}$	$\sigma_3 = 0 \text{ PSI}$
$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} * \text{sen}2\theta = 227,5 \text{ PSI}$	$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} * \text{sen}2\theta = 127 \text{ PSI}$	$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} * \text{sen}2\theta = 100,5 \text{ PSI}$
$\text{centro} = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} = 26,5$	$\text{centro} = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} = 127$	$\text{centro} = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} = -100,5$
$R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}\right)^2 + \tau_{max}^2} = 321,73 \text{ ft}$	$R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}\right)^2 + \tau_{max}^2} = 179,61 \text{ ft}$	$R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}\right)^2 + \tau_{max}^2} = 142,13 \text{ ft}$

4.1.9. Análisis Dinamométricos: En el análisis realizado a los resultados de las mediciones dinamométricas se observa lo siguiente:

- Las unidades están perfectamente balanceadas.
- La CPM (carrera máxima del pistón) presenta un valor igual a la CEP (carrera efectiva del pistón) de 200 pulgadas, teniendo en cuenta que estas unidades tienen una longitud de 220 pulgadas, los resultados indican que la efectividad en carrera es del 99%.
- Las mediciones dinamométricas presentan un valor de carga de fluido (F_o) de 10500 lbs, esta fuerza del fluido actuando sobre el pistón, es debido al diferencial de presión que en él se ejerce, pero es una carga que entra dentro del rango de carga máxima de la barra pulida (24080 lbs) y la carga mínima de la barra pulida (5783 lbs) presentados anteriormente en este capítulo.
- La gráfica dinamométrica de fondo y la gráfica dinamométrica de superficie, presentan una simetría y/o unión indicando que las unidades presentan un llenado completo de la bomba, permitiendo una buena efectividad del sistema motor-bomba, como se había indicado previamente en este capítulo, garantizando un buen diseño de estas unidades y permitiendo alcanzar el objetivo de producción propuesto.

5. CONCLUSIONES

- Las unidades hidráulicas de bombeo mecánico son capaces de variar la velocidad de forma independiente en la carrera ascendente, a la velocidad de la carrera descendente. Además, posee un amplio rango de variación de velocidad haciendo innecesario el uso de variadores de frecuencia, lo cual constituye una disminución en el costo y desgaste de los equipos, necesarios para un pozo que requiera levantamiento artificial.
- El uso de la UHBM aumenta el tiempo de vida útil de la sarta de varillas y las bombas de subsuelo, dado que todas trabajan con grandes recorridos (mínimo 120”) y pocos ciclos por minuto (máximo 8).
- Para el caso de la investigación se trabajó con un porcentaje de carga del 40% en el cual la varilla Norris D97 fallaría a 1.650.000 ciclos, y la D78 lo hará a los 4.000.000 de ciclos; en los cálculos de vida útil de estas varillas, se determinó que son de 150 días para la Norris D97 y 668 días para la D78.
- Debido a su menor cantidad de componentes como mangueras, motores y bombas, el requerimiento de mantenimiento y el consumo de energía son más bajo y generar menos costos en comparación a otras unidades del mercado.
- El software RODSTAR es una herramienta importante a la hora de realizar simulaciones de diseños unidades de bombeo mecánico, ya que con estos resultados se puede evaluar y realizar los ajustes necesarios en los objetivos y requerimientos de producción del pozo.
- Los strokes/barril es un indicador fundamental, que muestra cuántos strokes son necesarios para producir cada barril. El menor valor será el óptimo ya que indica que las varillas se están desgastando menos y en el máximo rendimiento de producción.
- Otro factor a determinar para elegir la unidad óptima es la cantidad de barriles producidos por un dólar de costo eléctrico, donde obviamente la mayor relación será la más favorable.
- Las condiciones óptimas se obtuvieron utilizando la UHBM VII (A100-25-220-4) y UHBM VIII (A125-33-220-4), las cuales permitieron aumentar el objetivo (target) de producción de 413 a 523 Bbls, como se describe en la siguiente tabla:

UHBM	HP	SPM	Lbf	Longitud	Producción	Costo eléctrico
UHBM VII	100	4	25000	220"	523	52,6 US\$
UHBM VIII	125	4	33000	220"	523	52,6 US\$

- El diagrama de Mohr permitió conocer, los esfuerzos a que es sometida la sarta de varillas de la UHBM, donde el esfuerzo cortante máximo fue de 227.5 PSI; lo que indica que en este punto y con un ángulo de 45°, la varilla está expuesta a ceder por fallas mecánicas.

6. RECOMENDACIONES

- Cuando se diseña la Unidad Hidráulica de Bombeo Mecánico hay que ajustarla al recorrido más largo posible y a la cantidad más baja de ciclos por minuto posible. Esto hace posible aumentar la vida útil de las varillas, ya que les disminuye la fatiga y alarga el tiempo de los ciclos a las que fallan.
- Si es necesario, para disminuir el efecto de compresión y pandeo y el efecto de flotación durante la carrera descendente, añada barras de peso a las varillas, para así evitar una disminución de la eficiencia volumétrica de la bomba.
- Un parámetro a tener en cuenta a la hora de elegir la unidad óptima es la relación de barriles producidos por cada unidad de potencia. Para ello se puede aumentar la producción manteniendo la misma potencia si se aumentan los SPM (ciclos por minuto), aunque hay que tener en cuenta el factor de las fatigas de las varillas.
- Una relación importante a la hora de escoger la unidad óptima son las libras fuerza requeridas por cada barril producido, y se debe propiciar escoger la que obtenga el menor resultado en este término. Así la unidad trabajará de manera eficiente.

BIBLIOGRAFÍA

LIBROS Y ARTÍCULOS.

1. ABB Asea Brown Boveri, 2015. Soluciones ABB para el control y movimiento de bombeo mecánico. p.2
2. ALS Tribology, Sowers J., 2014. El origen del aceite. Consultado el 21 de marzo de 2017. http://esource.alstribology.com/SE008_Nov2014/EI%20Origen%20de%20Aceite.html
3. Beer, F.P., Johnston, E.R., DeWolf, J.T., Mazurek, D.F. 2010. Mecánica de Materiales, ed. 5. 436-478.
4. Díaz Cabrera, J.A., López Uribe, J.E., 2007. Análisis y Mejoramiento de la Producción de Pozos en Bombeo Mecánico con Alta Relación Gas Aceite. Aplicación Campo Payoa. Universidad Industrial de Santander.
5. Dover Artificial Lift, 2015. Nor-Peening Value-Added Technology
6. Everitt, T. A., Jenings, J. W. (1992). An improved finite-difference calculation of downhole dynamometer cards for sucker-rod pumps[C]. SPE Annual Technical Conference and Exhibition, Houston, Texas, USA, October 2-5, 121-127. Doi: 10.2118/18189-pa.
7. Firu, L. S., Chelu, T., Petre, C. M. (2003). A modern approach to the optimum design of sucker-rod pumping system[C]. SPE Annual Technical Conference and Exhibition, Denver, Colorado, USA, October 5-8, 1-9. Doi: 10.2118/84139-ms.
8. Gault, R. H., Takacs, G. (1990). Improved rod string taper design[C]. SPE Annual Technical Conference and Exhibition, New Orleans, LA, USA, September 23-26, 605-614. Doi: 10.2118/20676-MS.
9. Gibbs, S. G. (1963). Predicting the Behavior of Sucker-Rod Pumping Systems. Journal of Petroleum Technology, 15(7), 769-778. doi: 10.2118/588-PA.
10. Han, J. Z., Sang, S. X., Chen, Z. Z., et al. (2009). Exploitation technology of pressure relief coalbed methane in vertical surface wells in the Huainan coal mining area[J]. Mining Science and Technology, 19(1): 25-30. Doi: 10.1016/s1674-5264(09)60005-3.
11. Hein, N.W., Eggert, D., 2012. Steel Sucker Rod Fatigue Testing Update on Phase I. Oklahoma city.

12. Hirschfeldt, C. M., Ruiz, R. (2009). Selection criteria for artificial lift system based on the mechanical limits: case study of Golfo San Jorge Basin[C]. SPE Annual Technical Conference and Exhibition, New Orleans, Louisiana, USA, October 4-7, 1-14. Doi: 10.2118/124737-ms.
13. Hojjati, M. H., Lukasiewicz, S. A. (2005). Modeling of sucker rod string. Journal of Canadian Petroleum Technology, 44(12): 55-58. Doi: 10.2118/05-12-02.
14. Hua Liu, Chu, 2015. Diseño de sarta de varillas para sistemas de bombeo mecánico. Ingeniería e investigación. Volumen 35, p. 6-14. <https://doi.org/10.15446/ing.investig.v35n2.48667>
15. Ladrón de Guevara, A., Ladrón de Guevara L.M., Fuentes, D., 2014. Manual UHBM Modelo Estándar 5.3 V2. Bogotá, Colombia.
16. Lea, J. F. (1990). Modeling forces on a beam pump system when pumping highly viscous crude. SPE Production Engineering, 6(4), 420-426. doi: 10.2118/20672-PA
17. Norris Dover Company, 2007. Análisis de las Fallas de las Varillas de Bombeo. Tulsa, OK. 1-15.
18. Rey Botto, B.O., 2004. Optimización de la Operación del Sistema de Bombeo Mecánico de la Sección 67 de los Campos Petroleros “Ing. Gustavo Galindo Velasco”. Universidad Industrial de Santander.
19. Romero, O. J. & P. Almeida, 2014. Simulación numérica de un sistema de bombeo mecánico. Ingeniería e investigación. Volumen 34, p. 4-11. DOI: <https://doi.org/10.15446/ing.investig.v34n3.40835>
20. Schmidt, Z., & Doty, D. R. (1989). System Analysis for Sucker-Rod Pumping. SPE Production Engineering, 4(2). doi: 10.2118/15426-PA.
21. Theta Oilfield Services, 2006. Rodstar. Consultado el 15 de junio de 2017. <http://www.gotheta.com/pb/rodstar>.

PÁGINAS WEB

- <http://www.gotheta.com/pb/rodstar>
- <http://www.aero.ing.unlp.edu.ar/catedras/archivos/circulo%20de%20mohr2.pdf>
- http://www.alrdc.com/workshops/2012_2012suckerrod/private/pdf%20files/1-1%20---%20presentation%20%20---%20norris%20---%20steel%20sucker%20rod%20fatigue%20testing%20-%20an%20update.pdf
- http://www.doverals.com/assets/img/brochures/nor-peening_1.pdf