



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Gestión y Optimización del Bombeo Mecánico
Implementando Unidades de Bombeo
Hidroneumáticas de Carrera Larga en Pozos
Productores de Aceite con Aplicación de
Campo en la Región Sur de México**

TESIS

Que para obtener el título de
Ingeniero Petrolero

P R E S E N T A

Carlos Alfredo Alonso Morales

DIRECTOR(A) DE TESIS

M.I Horacio Andrés Ortega Benavides



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2021

Resumen	I
Objetivo	IV
Introducción	VI
Capítulo 1. Estado del Arte de los Sistemas Artificiales de Producción	7
1.1. Clasificación de los sistemas artificiales de producción.....	10
1.2. Selección y gestión de los sistemas artificiales de producción.....	22
Capítulo 2. Fundamento Histórico y Técnico de las UBM	30
2.1. Componentes subsuperficiales.....	40
2.1.1. Mecanismo de anclaje.....	40
2.1.2. Separadores de gas.....	41
2.1.3. Descripción y operación de las bombas subsuperficiales.....	43
2.1.4. Varillas de succión.....	61
2.2. Componentes superficiales.....	66
2.2.1. Mecanismos superficiales de seguridad y control.....	66
2.2.2. Varilla pulida.....	71
2.2.3. Componentes de la Unidad Hidroneumática de Carrera Larga.....	71
Capítulo 3. Diseño, Diagnóstico y Optimización de las UBM	74
3.1. Información requerida para el diseño de unidades de BM.....	74
3.2. Diseño de sarta de varillas.....	92
3.2.1. Diagrama de Goodman modificado.....	95
3.3. Métodos empleados en el diseño de las unidades de BM.....	100
3.3.1. Método Mill's.....	101
3.3.2. Método API RP-11L.....	104
3.3.3. Método de la ecuación de onda.....	110
3.4. Análisis del sistema.....	112
3.4.1. Mediciones acústicas.....	113
3.4.2. Mediciones dinamométricas.....	117
3.4.3. Mediciones de corriente y potencia.....	133
3.5. Diagnóstico y optimización del sistema.....	134
3.5.1. Optimización del sistema BM.....	137
Capítulo 4. Aplicación de campo	142
4.1. Diseño de las Unidades Hidroneumática de Carrera Larga (UHNCL).....	152
Conclusiones y Recomendaciones	163
Apéndice A	
Apéndice B	
Glosario	
Referencias	

Primeramente, agradezco a Dios, el permitirme lograr un objetivo más en mi vida, regalándome así, día a día el don de la vida, el estar ahí en cada paso de este proyecto, fortaleciéndome y guiándome a través de su palabra y la oración.

Quiero agradecer profundamente este gran logro, a mis padres Francisco Alonso y Gloria Morales, por el amor y apoyo incondicional que me brindaron y que me continúan brindando; quienes con sus bendiciones, consejos, sacrificios, tiempo y dedicación me han motivado a culminar esta meta, al igual agradezco el apoyo de mis hermanos Jessica, Xavier y Luis quienes con sus alegrías y amor de hermanos me han forjado a no dejar mis objetivos en esta vida. A ti Esmeralda te agradezco por qué has sido un gran motor de este gran proyecto.

También agradezco a cada una de las personas que he conocido a lo largo de este gran camino; a mis amigos y compañeros de la prepa y universidad que me han brindado su apoyo y lealtad; a mis amigos y compañeros de los empleos que he realizado quienes con sus experiencias y consejos me han motivado a ser una gran persona tanto moral como profesionalmente y a mis profesores que a través de su conocimiento y experiencia me han forjado a ser mejor.

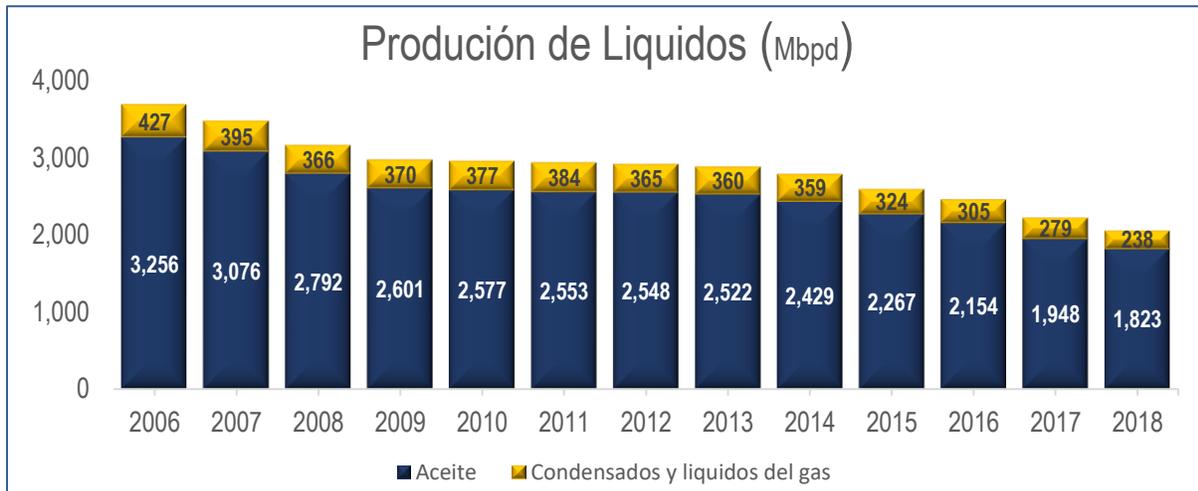
De una forma especial agradezco, a mi asesor de tesis al Maestro en Ingeniería Andrés Horacio Ortega Benavides por el tiempo, dedicación y experiencia en la asesoría de este trabajo, al igual que agradezco su apoyo profesional y humano.

Así mismo agradezco profundamente a mi jurado; al Doctor Néstor Martínez, al Maestro en Ingeniería Francisco Castellanos Páez y a los Ingenieros Julio Cesar Martínez e Israel Castro Herrera; a todos ustedes les agradezco por su orientación, dedicación, paciencia y apoyo en la revisión de esta tesis.

Por otro lado, agradezco el apoyo y orientación técnica al Maestro en Ingeniería Saul Bautista Fragoso por sus críticas constructivas y experiencia en el material así mismo por su interés y persuasión para la culminación de esta tesis. De la misma forma agradezco a cada uno de los ingenieros que colaboraron de forma directa e indirecta para la mejora de este trabajo con sus ideas y experiencia.

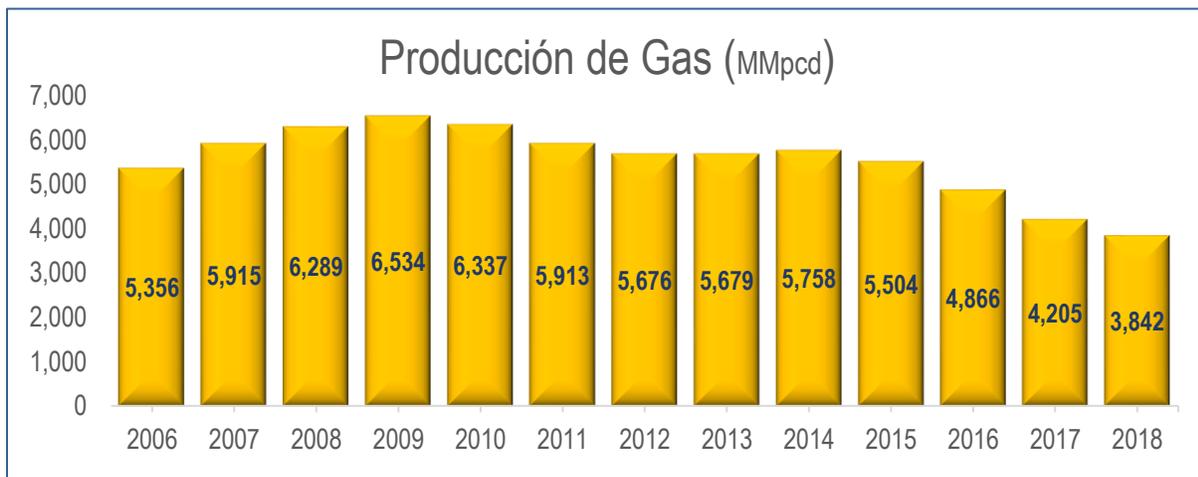
Finalmente agradezco a mi segunda casa la Universidad Nacional Autónoma de México en especial a la Facultad de Ingeniería por acogerme en el aprendizaje y formarme tanto humanamente posible como profesionalmente, en el cual dejo muchas experiencias y vivencias como universitario y que siempre llevare presente en mi vida.

La evaluación y desarrollo de los campos descubiertos en México ha generado complejidad en los denominados yacimientos maduros y por consiguiente en la declinación de su producción; por lo cual, estos elementos forman parte de la reducción de la producción del país, afectando de manera general las reservas, las cuales representan el potencial para incrementar la capacidad de producción del país. A nivel nacional las reservas 3P de asignaciones otorgadas y de resguardo reportadas al 1° de enero de 2019 ascienden a 25.1 Miles de Millones de barriles de petróleo crudo equivalente (MMMbpce); de estas, Pemex tiene el 81% que equivalen a 20.5 MMMbpce, las cuales cerca del 60% están concentradas en las cuencas del sureste.



Fuente: Comisión Nacional de Hidrocarburos (CNH)

En materia de producción de hidrocarburos si se consideran los 3,256 Mbd de crudo producido en 2006 comparados con los 1,823 Mbd de 2018, la reducción alcanza más de un 40% (Fuente de CNH). En particular, la reducción observada en 2018 es provocada por el avance del contacto agua-aceite y problemas operativos en pozos de la región sur y marina. Por otra parte, si bien la producción de aceite representa los mayores ingresos a la industria de hidrocarburos, el gas natural es un elemento estratégico en el sector energético nacional, al tratarse como el principal combustible para las actividades industriales y de generación eléctrica.



Fuente: Comisión Nacional de Hidrocarburos (CNH)

Por lo tanto, la producción de gas natural en México ha presentado una caída aún más fuerte que la del crudo, en 2006 se produjeron 5,356 MMpcd, alcanzando su máximo pico en 2009 con 6,534 MMpcd; y a partir de 2015 ha sufrido una reducción significativa, al punto de llegar a una producción de 3,886 MMpcd (sin nitrógeno) en 2018.

Lo anterior ha tenido un impacto significativo en la creciente complejidad de los yacimientos maduros debido a que se han incrementado los costos de exploración y producción, por lo que se requiere implementar tecnologías de punta para lograr mantener e incrementar la producción, con lo cual permitiría alargar la vida productiva del campo, mejorando su rentabilidad e incrementando el factor de recuperación.

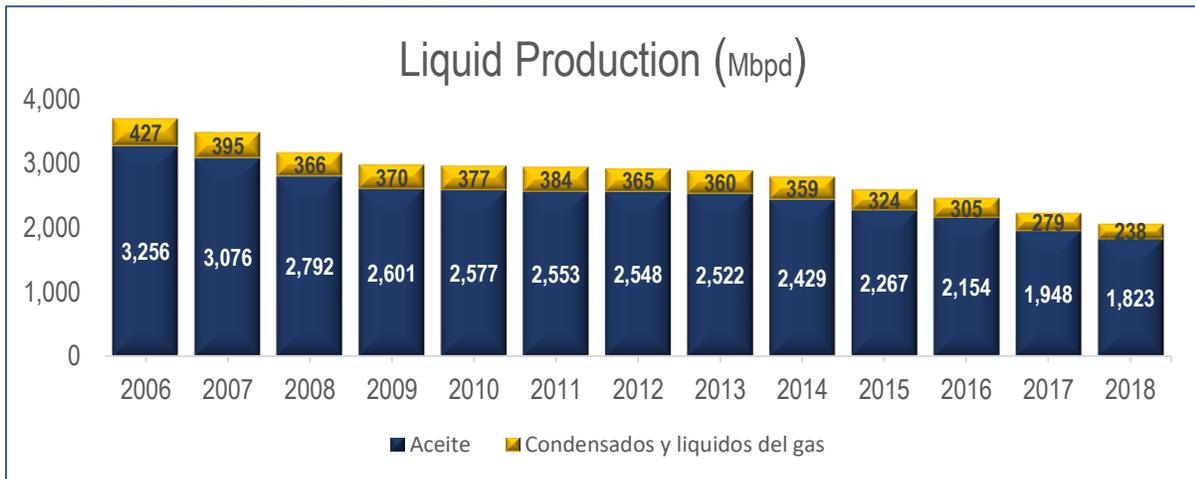
Esta tesis tiene como objetivo dar alternativas de solución a los problemas que los yacimientos maduros presentan; parte de ello están los sistemas artificiales de producción (SAP) enfocados a la implementación de Bombeo Mecánico como alternativa técnica y económica. Este sistema, además de considerarse el sistema artificial de mayor aplicación a nivel mundial, es el segundo de mayor aplicación en México, lo que permite por experiencia, prolongar la vida productiva de pozos en yacimientos maduros de la Región Sur del país.

En resumen, en el primer y segundo capítulo de esta tesis se define una clasificación de SAP's partiendo del fluido a producir; adicionalmente se incluyen los sistemas híbridos que son definidos como la integración de dos o más SAP's en un solo pozo. Además, se describe los componentes primordiales tanto subsuperficiales como superficiales de las unidades de bombeo mecánico.

Así mismo el implementar algún sistema artificial de producción en ciertas ocasiones no se logra mitigar completamente los problemas de mantenimiento y declinación en la producción, por lo cual se deben proponer otras alternativas de solución, entre ellas está el seleccionar el SAP's considerando condiciones mecánicas, infraestructura y propiedades de los fluidos, así como, la administración integral de los SAP's que conlleve no solo a la selección e implementación, sino a la optimización del mismo mediante la integración de ingenierías que colaboran con la explotación y producción de los yacimientos. Por todo ello el capítulo tercero habla de los fundamentos y metodologías de diseño, diagnóstico y optimización para las Unidades de Bombeo Hidroneumáticas de Carrera Larga (UHBCL) así como ventajas y desventajas de los sistemas de bombeo mecánico principalmente con las unidades Rotaflex.

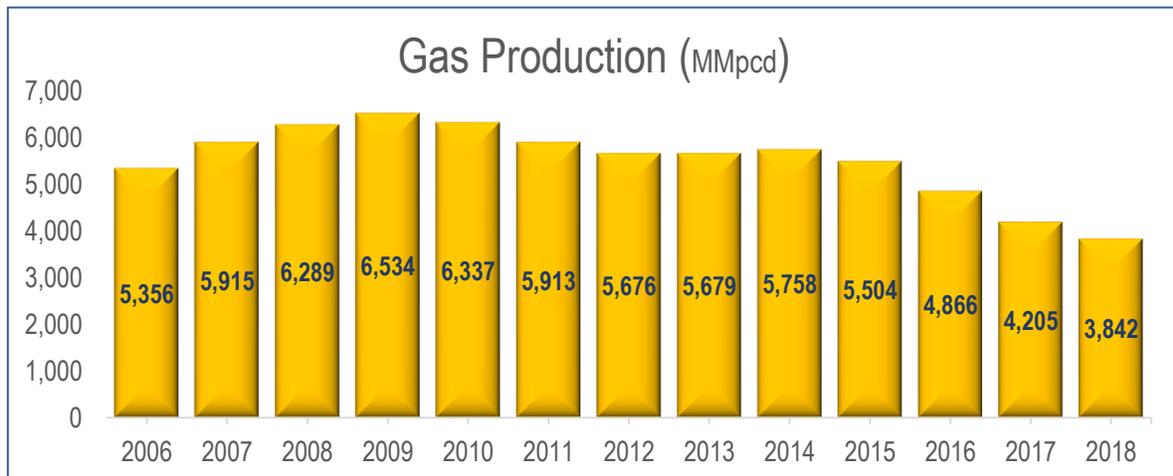
Finalmente, el capítulo cuarto muestra la aplicación de la gestión y optimización de las Unidades de Bombeo Hidroneumáticas de Carrera Larga implementadas en el pozo Miztli-4D mediante la utilización de software técnico especializado para representar el comportamiento del pozo, así como la implementación de herramientas de diseño, optimización y monitoreo de las Unidades UHBCL.

The evaluation and development of the fields already discovered in Mexico has generated complexity in the so-called mature deposits and therefore their decline in production of these deposits; therefore, these elements have been part of the contribution to the reduction of production levels in the country, generally affecting the possible reserves that, although it has the highest degree of uncertainty, represent potential to be reclassified and eventually, to increase the country's production capacity. Nationwide, the 3P reserves reported as of January 1, 2019 amount to 25.1 MMMbpce; of these, through the allocations granted and protection, Pemex has 81% equivalent to 20.5 MMMbpce, which are concentrated in the Southeast basins with 60%.



Source: Comisión Nacional de Hidrocarburos (CNH)

Regarding hydrocarbon production, if 3,256 Mbd of crude oil produced at 1,823 Mbd of 2018 is considered, the reduction reaches more than 40% (CNH source). In particular, the reduction observed in 2018 is caused by the progress of water-oil contact and operational problems in wells in the southern region. On the other hand, although the production of oil represents the highest revenues to the hydrocarbon industry, natural gas is a strategic element in the national energy sector, being treated as the main fuel for industrial and power generation activities.



Source: Comisión Nacional de Hidrocarburos (CNH)

Therefore, the production of natural gas in Mexico has presented an even stronger fall than that of crude, in 2006 there were 5,356 MMpcd, reaching its peak in 2009 with 6,534 MMpcd; However, as of 2015 it has undergone a significant reduction, to the point of reaching a production of 3,886 MMpcd (without nitrogen) in 2018.

The foregoing has had a significant impact on the increasing complexity of production assets with mature deposits because the costs of both exploration and production have increased, so the implementation of highly specialized technologies is required to achieve and maintain its production, which would extend the productive life of the field and at the same time improve its profitability.

As part of a solution to these problems that mature deposits are presenting; The objective of the implementation of this thesis is the implementation of artificial production systems (SAP) focused as an economic and technical alternative to the Mechanical Pumping Units, in addition to being considered the first artificial system of greater recurrence worldwide and second system of greater application in Mexico, which will allow, based on its results of application and experience in other fields, to prolong the productive life of the wells present in the mature deposits of the southern region of the country.

In summary, within the first and second chapter of this thesis, a classification of SAP's is planned based on the fluid to be produced; In addition to this classification, hybrid systems that are defined as the integration of two or more SAP's in a single well are included. In addition, the primary subsurface and surface components of the mechanical pumping units are described.

Also, implementing some artificial production system on certain occasions is not able to completely mitigate the problems of decline in production, which in addition to proposing through optimal selection methodologies some SAP's based on both petrophysical, mechanical and chemical properties of the well, the integral administration of the SAP's must be taken into account for the development of a field that entails not only the selection and implementation, but also that there must be a complete integration of the engineering that collaborates in the exploitation of hydrocarbons, for which is integrated in chapter three fundamentals of design, diagnosis and optimization methodologies for Long-Run Hydropneumatic Units as well as both positive and negative differences in mechanical pumping systems mainly with Rotaflex units.

Finally, chapter 4 shows the application of the management and optimization of the Long-Run Hydropneumatic Units implemented in the Miztli-4D well through the use of software for well behavior, as well as the implementation of design, optimization tools and monitoring of HCL units.

La creciente aplicación de las Unidades de Bombeo Mecánico Convencional (UBMC) para la explotación continua de los yacimientos en México, ha impulsado de manera gradual la diversificación de desarrollos tecnológicos en Sistemas Artificiales de Producción (SAP), permitiendo la innovación de tecnologías en UBM, tanto en materiales como en infraestructura, dando como resultado la optimización de costos y tiempos de instalación de Unidades de Bombeo Hidroneumáticas de Carrera Larga (UBHCL), las cuales se basan en el principio básico de las UBMC, presentando mejoras en versatilidad, diseño, operación, monitoreo y eficiencia de aplicación con procesos dinámicos y rentables.

Existen pozos que, por limitaciones técnicas, económicas o de infraestructura no es posible implementarles algún tipo de SAP. Sin embargo, las UBCHL en ocasiones se pueden implementar dados sus bajos costos, tiempos y facilidades de instalación. Para tener el mayor costo-beneficio en hidrocarburos se requiere eficientizar el SAP, tanto en el diseño como en el desarrollo. Por lo que este trabajo tiene como objetivo principal desarrollar una metodología desde el diseño, optimización y monitoreo en campo para las Unidades de Bombeo Hidroneumáticas de Carrera Larga, logrando optimizar el uso innecesario de otros SAP en la explotación de yacimientos de hidrocarburos.

La selección del tipo de SAP no es tarea sencilla en la industria petrolera, implica la necesidad de información de perforación, terminación, yacimiento, pozo, fluidos, infraestructura e instalación del pozo para que sea implementado el SAP, por lo cual, parte de los objetivos de este trabajo es determinar mediante herramientas de análisis técnicas y costo-beneficio el uso de algún SAP considerando su facilidad y rapidez de instalación, permitiendo al ingeniero minimizar tiempos de análisis y toma de decisiones, así mismo mitigar y ofrecer soluciones a los problemas que se presenten antes y durante la operación del SAP, logrando el mantenimiento o incremento en la producción de hidrocarburos, bajo condiciones óptimas y rentables.

El bombeo mecánico es el sistema artificial de producción más utilizado a nivel mundial, en México es el segundo después del bombeo neumático. Este sistema artificial de producción es de gran importancia para las regiones del norte y sur del país. La función de este tipo de sistema artificial de producción es extraer fluidos mediante el movimiento ascendente-descendente, que se transmite por medio de la sarta de varillas a la bomba colocada dentro de la TP hasta el fondo, cerca del yacimiento.

Para poder diseñar la unidad de bombeo mecánico convencional es posible hacerlo mediante el método API RP 11L, el cual es de los primeros métodos de diseño desarrollados y actualmente es el más utilizado en la industria, este método se enfoca a las necesidades de producción, es decir, de acuerdo con el gasto de producción que se necesite obtener, el diseño arrojará los resultados apropiados para producir el gasto deseado. Después del diseño y la puesta en marcha de la unidad de bombeo mecánico, es necesario dar seguimiento y evaluar el desempeño operativo, esto se logra a través de la optimización con cartas dinamométricas, las cuales sirven para diagnosticar el desempeño operativo de la unidad de bombeo mecánico. Con ello se representan las cargas en contra del desplazamiento y se pueden determinar cargas en el equipo superficial, carga en la sarta de varillas, así como el comportamiento de la bomba.

Por otro lado, el análisis de los instrumentos que permiten diagnosticar las anomalías que se pueden presentar en la Unidad de Bombeo, y en el equipo subsuperficial, así como conocer datos que se obtienen de los instrumentos para diagnosticar el problema y optimizar la operación del sistema.

La evolución de los componentes, tanto en diseño como en materiales, la tecnología electrónica y el avance en las aplicaciones de análisis y diseño, han contribuido para que el Bombeo Mecánico Convencional (BMC) moderno deje de ser el método de producción en pozos marginales. Por su larga historia y su facilidad operacional actual, este sistema permite, la aplicación en casi todos los tipos de pozos que requieren levantamiento artificial. Sin embargo, existen límites físicos y mecánicos para su aplicación en cuanto a la profundidad, desviación y gasto a producir.

En esta tesis se analizan los fundamentos básicos del diseño, componentes y parámetros operacionales acerca del sistema de Unidades de Bombeo Hidroneumáticas de Carrera Larga que permitan resolver límites físicos en cuanto a profundidad, desviación, gasto a producir; además de identificar los principales problemas que se presenta la bomba subsuperficial, y anomalías que se obtienen en superficie debido a la implementación de instrumentos de medición (dinamómetros) para generar un plan de evaluación que permita optimizar y mejorar la rentabilidad del proyecto y del sistema completo.

1. Estado del Arte de los Sistemas de Artificiales de Producción

La industria petrolera en nuestro país nace en 1904, cuando se realizó el primer descubrimiento comercial en el pozo La Pez-1, en San Luis Potosí, con una producción de 1,500 barriles de petróleo por día, a una profundidad de 503 metros. Aunque la exploración petrolera en México inició tiempo antes, a finales del siglo XIX, éste fue el primer pozo realmente comercial que se perforó; desde entonces, ha habido una gran evolución en los métodos y tecnologías que se emplean para evaluar y explotar el potencial petrolero de las cuencas sedimentarias de nuestro país. Como se ha visto a lo largo de la historia, la explotación de hidrocarburos en México ha representado unos de los mayores ingresos económicos en nuestro país, tomando en cuenta que la mayoría de los campos en nuestro país actualmente se denominan campos maduros (definiendo como un campo maduro a aquel que ha alcanzado el pico máximo de su producción y que comienza su etapa de declinación). Lo anterior refleja claramente la importancia que tiene la explotación adecuada de los recursos petroleros, debido que ha generado una creciente demanda de los hidrocarburos.

Cabe señalar que el comportamiento de los yacimientos durante su explotación está influenciado por las propiedades petrofísicas de la roca (anisotropía), la presencia de flujo multifásico a través del medio poroso, así como su esquema de desarrollo implantado. De forma practica la explotación convencional, como se muestra en la **figura 1.1** incluye la recuperación primaria, que puede ocurrir con flujo natural o con sistemas artificiales, la recuperación secundaria, que se aplica para mantener la presión o desplazar los fluidos del yacimiento. Mientras que la recuperación mejorada contempla métodos térmicos, químicos y la inyección de gases. Si la presión es suficiente, los fluidos llegarán a la superficie por sí solos, entrando el pozo a una etapa que se le denominan pozos fluyentes; esto implica que la presión de fondo del pozo (p_{wf}) es suficiente para superar la suma de las pérdidas de presión que se producen a lo largo de la trayectoria de flujo hasta llegar al separador. Si bien, la presión de fondo del pozo se verá afectado por el arreglo del sistema integral de producción con el cual se esté produciendo los fluidos de este mismo.

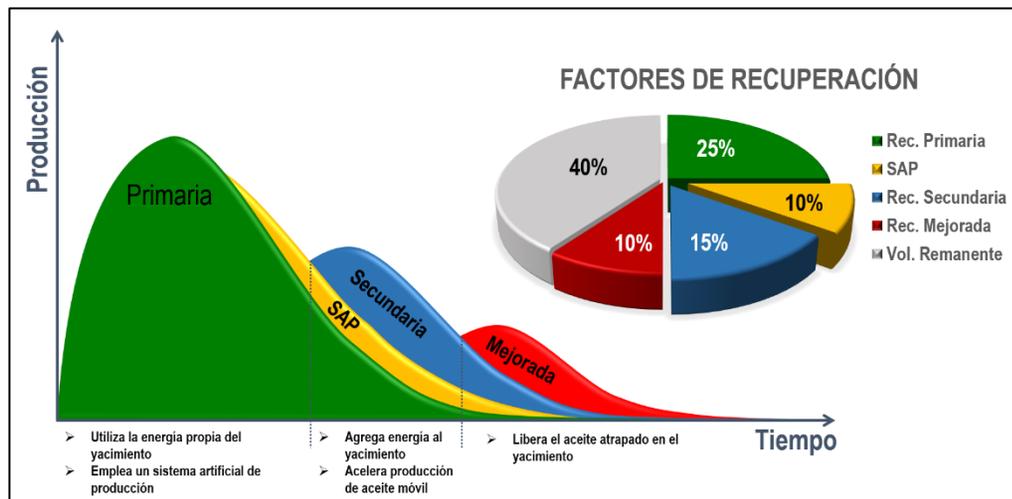


Figura 1.1 Etapas de producción de los yacimientos

Básicamente, un sistema integral de producción es un conjunto de elementos que transporta los fluidos del yacimiento hacia la superficie, los separa en aceite, gas y agua, y finalmente los envía a instalaciones para su almacenamiento y/o comercialización. Asimismo, un sistema integral de producción puede ser relativamente simple o complejo el cual puede estar conformado por muchos componentes y este es definido conforme a las necesidades de operación. En la **figura 1.2** se describe esquemáticamente un sistema integral de producción.

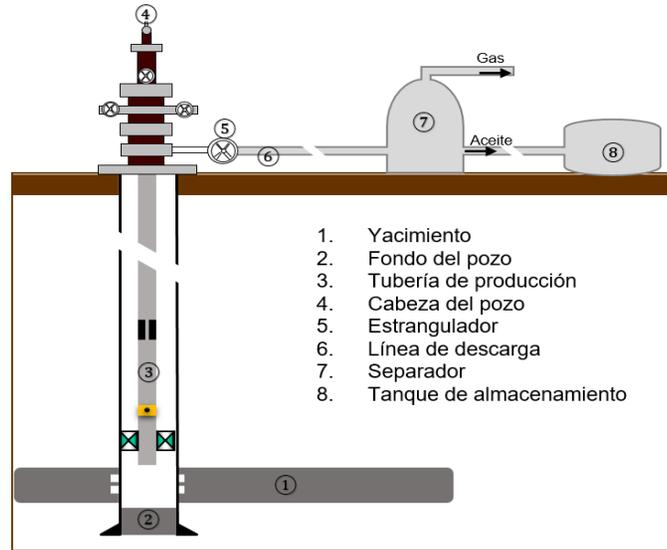


Figura 1.2 Sistema integral de Producción

Para tener pleno conocimiento del funcionamiento de un sistema integral de producción, se debe definir el concepto de cada uno de los componentes que lo integran, los cuales se muestran la **tabla 1.1**.

Tabla 1.1 Componentes de un Sistema Integral de Producción

Elemento	Definición
Yacimiento	Se entiende por yacimiento, a la porción de una trampa geológica que contiene aceite, gas y agua, el cual se comporta como un sistema intercomunicado hidráulicamente. Estos fluidos se encuentran atrapados en los poros o huecos de las rocas almacén, a altas presiones y temperaturas debido a la profundidad en la que se encuentra la zona productora
Pozo	Es un agujero que se hace a través de la roca hasta llegar al yacimiento; en este agujero se instalan sistemas de tuberías y otros elementos, con el fin de establecer un flujo continuo y controlado de fluidos entre el yacimiento y la superficie.
Tubería de producción	Elemento tubular de pozo utilizado para conducir dentro de él, a los fluidos producidos de la zona productora a la superficie o bien para inyectar algún fluido de la superficie hacia el yacimiento.
Cabeza del Pozo	Es un conjunto de equipos especialmente diseñado para permitir que el fluido de gas y/o líquido salga a la superficie en forma controlada.
Estrangulador	Dispositivo provisto de un orificio, para reducir el área de flujo, los hay de diversos diseños, pero debe cumplir la condición de que su diámetro interior sea menor que el de la tubería de descarga del pozo. Los estranguladores tienen características específicas de acuerdo con las necesidades de operación, posición y diseño del fabricante.
Línea de Descarga	Tubería de acero cuya finalidad es el transportar el gas, aceite y en algunos casos, agua desde la cabeza de pozo hasta el separador y finalmente al tanque de almacenamiento.
Separador	Equipo cilíndrico o esférico utilizado para separar el aceite, gas y agua del flujo total de la mezcla, producidos por el pozo. Estos equipos pueden ser horizontales o verticales, que se clasifican como bifásicos (separar dos fases; gas y líquido) o trifásicos (separar tres fases; gas, aceite y agua). Todo dependerá de los requerimientos necesarios para su manejo de los fluidos.
Tanque de Almacenamiento	Contenedores de gran capacidad que tienen como finalidad almacenar la producción de fluidos ya tratados, y que pueden provenir de uno o varios pozos.

Durante la explotación del yacimiento, la presión de éste puede disminuir a tal grado que el pozo deje de fluir naturalmente. El abatimiento de presión puede deberse a un daño en la formación o a la disminución de la capacidad del yacimiento para aportar fluidos. En el caso de daño en la formación, una manera de eliminarlo es a través de limpiezas o estimulaciones. Cuando no existe daño pero la presión propia del yacimiento no es suficiente para elevar los fluidos a la superficie producidos por el pozo o bien cuando se observa que existe una disminución considerable de la producción en comparación a la observada desde el inicio de su explotación; esto se interpreta que el pozo requiere de alguna fuente de energía externa, con el fin de levantar los fluidos desde el fondo del pozo hacia los separadores dando como resultado el termino de sistema de levantamiento artificial (SLA) o sistema artificial de producción (SAP) para lograr así, su continua explotación. De tal forma que un sistema artificial de producción se define como un sistema mecánico, hidráulico o eléctrico, que suministra energía a la columna de fluidos de el pozo para iniciar o mejorar la producción del pozo, con el objetivo de optimizar de forma técnica y económica la producción de fluidos del pozo, maximizando las ganancias bajo un funcionamiento seguro y en un ambiente sano.

Cabe señalar, que implementar algún SAP no es únicamente de pozos en las que se requiere restablecer la producción, también pueden ser implementados en pozos donde sea factible incrementar su producción o bien en aquellos en los que se presente cambios súbitos de la producción entre otras necesidades. La **figura 1.3** muestra algunos de los casos en los cuales se puede tomar la decisión de instalar algún sistema artificial de producción. En la actualidad, la implementación de cualquier SAP no depende directamente de la etapa de explotación en la que se encuentre el pozo, ya que un SAP, puede ser instalado desde el inicio de la explotación de este con el fin de optimizar tiempos y costos, comparados a los requeridos en un futuro.

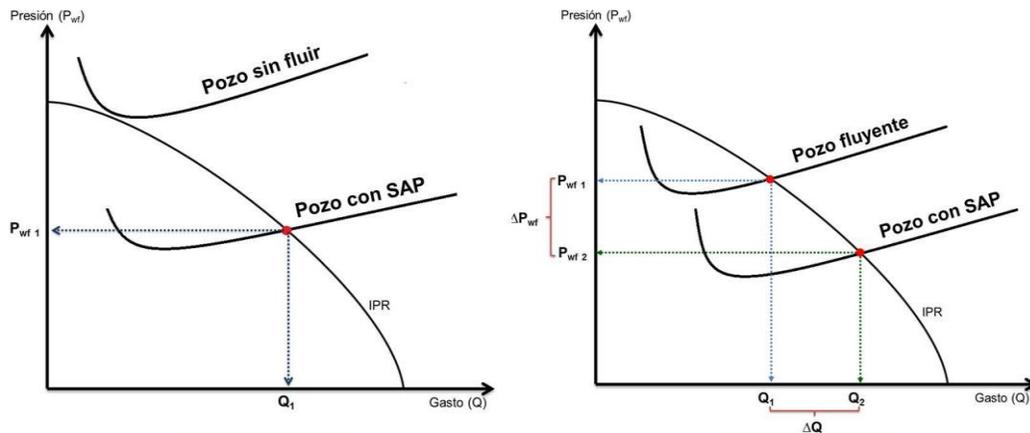


Figura 1.3 Gráficos con operación de SAP

Para la figura anterior, se tiene como primer caso, a un pozo que no tiene la suficiente energía para elevar los fluidos y llevarlos así a la superficie, de tal forma que, al implementar algún sistema artificial de producción, nos permita nuevamente encontrar el punto de intersección entre la curva de comportamiento de flujo (VPL) y la curva de índice de productividad relativa (IPR) y así continuar con la producción de los fluidos. En consecuencia, al punto de intersección de ambas curvas le corresponde una P_{wf} y un Q dado, pasando así de un pozo sin fluir a un pozo fluuyente con SAP. En el segundo caso como se puede observar el pozo se produce a un gasto Q_1 , por lo que se requiere incrementar su producción de hidrocarburos de un pozo fluuyente, siempre y cuando las condiciones de presión del yacimiento así lo permitan. Cuya finalidad es aligerar la columna del fluido para facilitar su producción. Esto se verá reflejado con el incremento de producción, es decir pasara de una P_{wf1} con un pozo fluuyente a una P_{wf2}

con SAP. El diferencial de presión que se logre será directamente proporcional al incremento del gasto que se tenga en un pozo con SAP.

Generalmente, más de un sistema de levantamiento artificial puede ser implementado. Cada sistema de levantamiento podrá ser clasificado de excelente a pobre de acuerdo con el cumplimiento del objetivo. Dependiendo de las consideraciones económicas, operacionales y características del pozo (presión, temperatura profundidad, propiedades de los fluidos, etc.) se podrá elegir un sistema u otro.

1.1. Clasificación de los Sistemas Artificiales de Producción

A lo largo de la historia los Sistemas Artificiales de Producción (SAP) han tenido gran relevancia para la explotación de los campos maduros, debido a que se busca mediante la implementación de algún SAP mantener o incrementar el ritmo de producción de los campos que se encuentran en su etapa de declinación, lo cual ha generado que dentro de la industria petrolera las compañías de servicios, estén en la innovación de estos sistemas artificial de producción, viéndose en la necesidad de mejorar los materiales de fabricación, diseños, integración de nuevos componentes entre otras características; teniendo en cuenta consideraciones como son; los aspectos técnicos, económicos, sociales y ambientales.

El aumento de la necesidad de implementar sistemas artificiales de producción en pozos productores de aceite y gas ha generado que el desarrollo tecnológico de los sistemas hasta hoy conocidos sea constante, pues con ello es posible ampliar sus rangos de aplicación. Si bien todos los sistemas han mejorado sus condiciones operativas, cada uno de ellos tiene ventajas y desventajas que los limitan a ser implementados en aquellos pozos que no cumplan con las características necesarias para un funcionamiento óptimo.

Hasta ahora solo se ha mencionado la palabra SAP, pero dentro de este concepto, existen diversas formas de clasificar a los SAP's, por lo cual, para este trabajo de tesis se tomó en cuenta su objetivo y medio de operación, lo cual se obtuvo una forma de clasificación, **figura 1.4**. Para esta clasificación se dividió a los SAP en sistemas convencionales, no convenciones e híbridos; para el caso de los convencionales, estos son implementados para hacer fluir líquidos (aceite) hacia la superficie, que en ocasiones están mezclados con gas natural y el cual requiere de elementos que sean accionados por bombas o pistones.

Ahora bien, para los sistemas no convencionales se tiene como objetivo el ser implementados en los pozos productores de gas, sin embargo, durante la vida productiva natural de estos pozos se llegan a complicar cuando existe presencia de líquidos, impidiendo así el flujo de gas a través de los intervalos disparados y por ende no exista producción; para evitar que se llegue a estas situaciones existen sistemas artificiales como ya se mencionó los no convencionales; que están diseñados para controlar y disminuir la problemática de la carga de líquidos dentro del pozo, para permitir el flujo de gas hacia la superficie.

Finalmente, mediante la combinación de tecnologías tradicionales de SAP se ha podido reducir algunas limitaciones que presenta un solo sistema, es decir, la combinación de SAP, permitiendo que se mejoren las condiciones de instalación, manejo y producción. Por lo tanto, ha surgido la definición de los Sistemas Artificiales Híbridos el cual es el resultado de la combinación de dos o más sistemas convencionales o la combinación de sistemas convencionales y no convencionales.

Esta técnica de diseño ha hecho que los sistemas sean más adaptables a una gran variedad de condiciones de fondo, ayudando a lograr un mayor tiempo de producción, mayor optimización de condiciones de explotación y reducción costos.

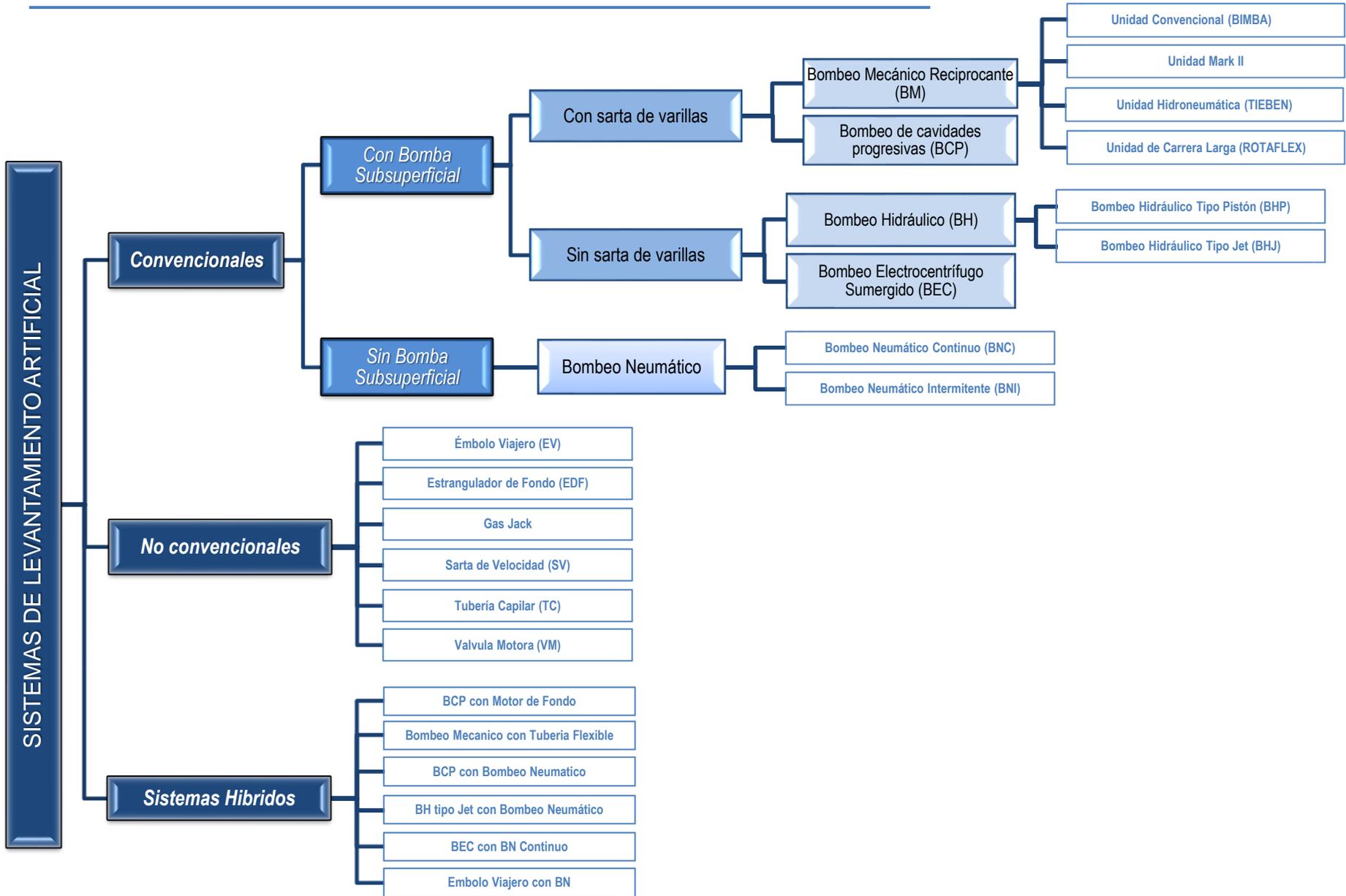


Figura 1.4 Clasificación de los Sistemas Artificiales de Producción (SAP)

I. Unidad de Bombeo Mecánico (BM)

Es el sistema de levantamiento artificial más reconocido y aplicado en el mundo además de ser el segundo sistema más utilizado en México. Dicho sistema puede operar eficientemente sobre un amplio rango de características de producción de un pozo, el cual se caracteriza por utilizar bombas colocadas en el fondo del pozo para desplazar los fluidos a la superficie. La energía necesaria para accionar esta bomba es transmitida a través varillas conectadas desde el equipo superficial al equipo de fondo, el cual es accionado por un motor que puede ser de combustión interna o eléctrica. Los componentes principales de este sistema son:

- ✓ Unidad de bombeo superficial
- ✓ Motor y reductor de engranes
- ✓ Cabezal y conexiones superficiales
- ✓ Sarta de varillas de succión
- ✓ Bomba superficial
- ✓ Motor principal
- ✓ Tubería de producción

Dentro de este sistema se encuentran diversas unidades que operan bajo este criterio de componentes como se muestra a continuación:



Figura 1.5 Unidad convencional (Bimba)



Figura 1.6 Unidad Mark II



Figura 1.7 Unidad Areobalanceada

Las unidades hidroneumáticas, **figura 1.8** son parte de la clasificación del bombeo mecánico, y se encuentran clasificadas dentro de la clase tipo I este tipo proporciona el movimiento necesario ascendente y descendente para el funcionamiento de la bomba de fondo y consta de un cilindro hidráulico de efecto doble, una válvula de control direccional de cuatro vías y una bomba maestra de engranes.

Por último, las unidades de carrera larga (**figura 1.9 y 1.10**), es una de las unidades que presenta muy pocas desventajas considerándola un sistema altamente eficiente en su mecanismo de operación en comparación con las unidades convencionales, se caracteriza por sus dimensiones el cual le permiten levantar altos volúmenes en pozos profundos, así mismo puede ser utilizada en pozos con una alta relación gas-aceite (RGA) o bien pozos con aceites muy viscosos. El movimiento lineal ascendente-descendente se realiza mediante correas o rieles que se deslizan con ayuda de un cilindro y que se encuentra acoplado por un extremo a la varilla pulida, así mismo para su balanceo de la unidad se realiza mediante cajas de contra peso o bien mediante equipos hidroneumáticos.



Figura 1.8 Unidad Hidroneumática (Tieben)



Figura 1.9 Unidad Rotaflex



Figura 1.10 Unidad hidroneumáticas de carrera larga

II. Unidad de Bombeo de Cavidades Progresivas (BCP)

La aplicación de la tecnología del bombeo por cavidades progresivas es relativamente reciente si se compara con los métodos de producción convencionales (Bombeo Mecánico) y solo la evaluación continua de la misma forma en escenarios diversos. En aras de extender el alcance del método BCP, se han ideado un sistema secundario al BCP convencional, nombrándolo *Bombas con motor eléctrico de fondo*. Conocida también como “Electro BCP”, “BCP eléctrico sumergible”, etc.

Estos equipos están concebidos principalmente para:

- Pozos muy profundos o altamente desviados donde mecánicamente la sarta de varillas imponga limitaciones.
- En pozos de crudos excesivamente viscosos, se disminuye la presión asociadas a la fricción de los fluidos con los acoples de las varillas, los centralizadores y las mismas varillas, reduciendo de esta manera, el head requerido por el sistema.
- En pozos con excesiva cantidad de arena o sólidos donde la abrasión constituye un problema para los componentes mecánicos de las bombas electro sumergibles (BES).
- En pozos con sistemas BES donde ocurran problemas de cavitación por los volúmenes de gas manejados.
- Comparativamente con el sistema BES, el consumo de corriente es sensiblemente menor.

En realidad, el BCP con motor de fondo no es un sistema nuevo, las primeras aplicaciones del bombeo por cavidades progresivas fueron concebidas para operar con motores eléctricos de fondo. En sus comienzos la tecnología marchó lentamente ya que las inversiones en cuanto a motores y cableado eléctrico, protectores, transformadores y controladores de superficie disminuían significativamente la rentabilidad del proyecto. Para este sistema sus componentes primordiales son los siguientes:

- ✓ Motor eléctrico sumergible
- ✓ Reductor de velocidad de engranes
- ✓ Protector
- ✓ Bomba de cavidades progresivas
- ✓ Cable de potencia

Por otra parte, la necesidad de equipar a este sistema de forma mecánica como eléctrica tanto de subsuelo como de superficie, se hace mucho más costoso que un sistema BCP convencional lo que restringe su uso a pozos de buen potencial y cuando realmente los métodos de bombeo por cavidades progresivas y electro sumergibles se enfrenten a limitaciones insalvables.

Retomando al sistema BCP convencional, al igual que el Bombeo Mecánico este sistema de levantamiento artificial, requiere una sarta de varillas; que tiene como tarea primordial elevar los fluidos del pozo, incrementando su presión por medio de una bomba de cavidades progresivas, el cual funciona bajo el principio de desplazamiento positivo. Este sistema como se muestra la **figura 1.11** se compone de un equipo superficial y subsuperficial, que lo integran los siguientes elementos:

- | Equipo superficial | | Equipo subsuperficial | |
|--------------------------|----------------------|-----------------------|-------------------------|
| ✓ Motor de arranque | ✓ Estopero | ✓ Sarta de varillas | ✓ Ancla |
| ✓ Sistema de transmisión | ✓ Tablero de control | ✓ Rotor | ✓ Tubería de producción |
| ✓ Cabezal motriz | ✓ Motor de arranque | ✓ Estator | ✓ Centralizadores |
| ✓ Varilla pulida | | ✓ Pin de paro | |

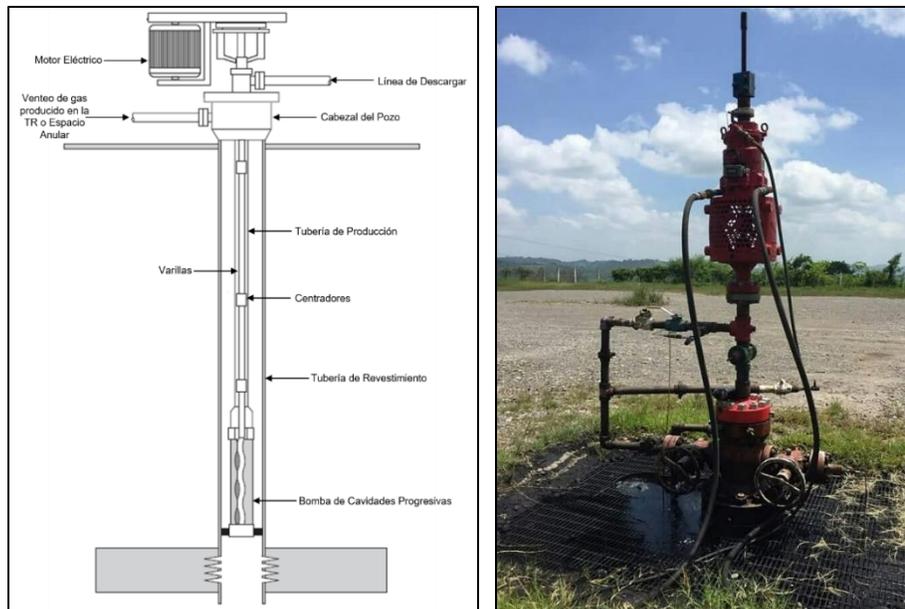


Figura 1.11 Bombeo de cavidades progresivas (BCP)

III. Bombeo Hidráulico (BH)

Este sistema trabaja colocando una bomba en el fondo del pozo tipo pistón o tipo chorro (jet), el cual opera mediante el uso de un fluido presurizado, conocido también como fluido de potencia o motriz; este fluido puede ser agua o aceite ligero, y es quien se encarga de transmitir la potencia al sistema. Dentro de este sistema



Figura 1.12 Instalación superficial del Bombeo hidráulico

existen dos tipos de BH; el primero es el bombeo hidráulico tipo jet (BHJ); el cual se caracteriza por no contener partes móviles y su accionamiento se genera a partir de un fluido motriz (agua o aceite), que es inyectado por TP y al mezclarse con el fluido de formación, se producen a través del espacio anular (entre la tubería de producción y la tubería de revestimiento). Finalmente, el segundo sistema es el bombeo hidráulico tipo pistón (BHP), **figura 1.12 y 1.13**; este sistema se compone por dos pistones recíprocos y además de utilizar el fluido motriz requiere de tres tuberías; dos para el fluido motriz (inyección y retorno) y una para producir. Se recomienda que el BH se utilice en pozos profundos. Lo cual hace que este sistema de levantamiento artificial sea uno de los menos aplicados en la industria, debido a altos costos operativos y de un gran inventario del fluido motriz.

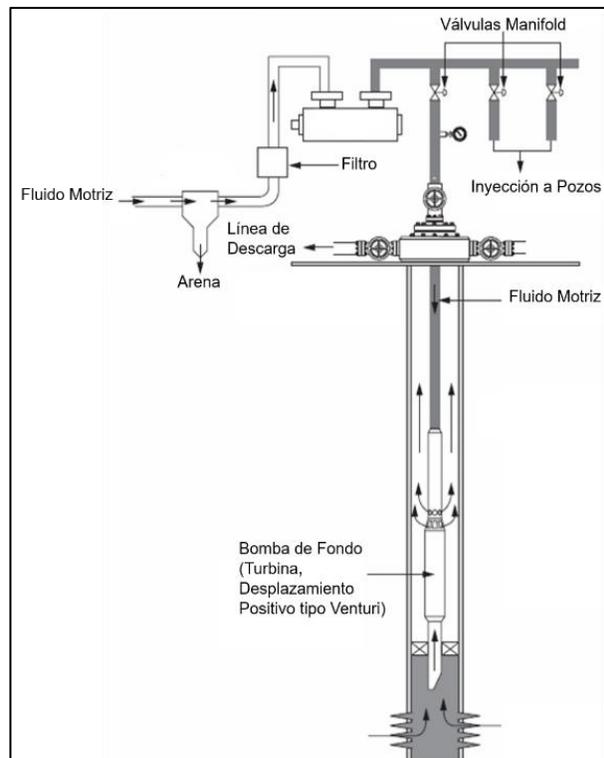


Figura 1.13 Diseño del Bombeo Hidráulico

IV. Bombeo Electro Centrifugo Sumergido (BEC)

Es un sistema de levantamiento artificial que utiliza una bomba subsuperficial centrífuga multietapa, la cual es accionada por un motor eléctrico de fondo, con el fin de transformar la energía eléctrica en energía mecánica.

El número de etapas que se integren en la bomba dependerá del diseño y las condiciones del pozo. Este tipo de sistema actualmente se operan en tierra o costa fuera donde el suministro eléctrico esté disponible, típicamente, el rango de profundidad es de 1,000 a 10,000 pies haciendo que disminuya su capacidad de producir conforme a su profundidad. Como se observa en la **figura 1.14** el sistema está conformado por un equipo superficial y subsuperficial:

- | Equipo superficial | Equipo subsuperficial |
|---------------------------|------------------------------|
| ✓ Cabezal de descarga | ✓ Bomba centrífuga |
| ✓ Transformador | ✓ Sepador de gas |
| ✓ Caja de venteo | ✓ Motor eléctrico |
| ✓ Variador de frecuencia | ✓ Cable de potencia |
| ✓ Tablero de Control | |

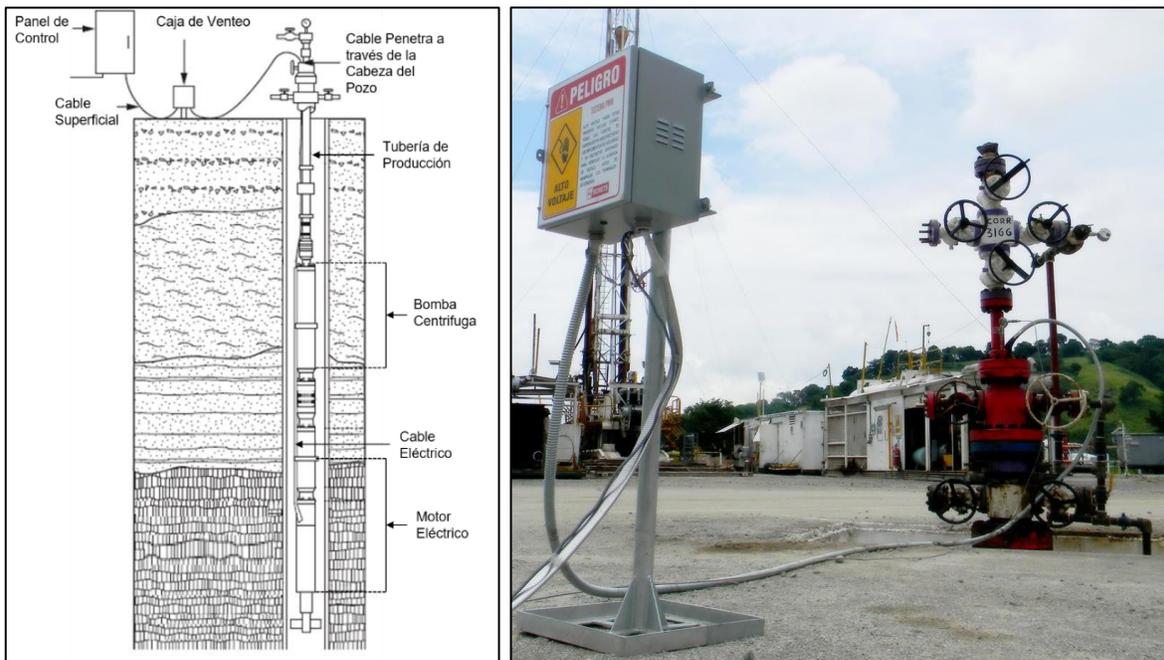


Figura 1.14 Bombeo Electro Centrifugo (BEC)

V. Bombeo Neumático (BN)

Es un sistema artificial, que opera mediante el uso de gas; el cual es inyectado a altas presiones (250 lb/in²) en el espacio anular (entre la tubería de producción y la tubería de revestimiento). Dicha inyección puede ser continua o periódica, por lo cual se definen dos sistemas: Bombeo Neumático Continuo (BNC) o Bombeo Neumático Intermitente (BNI). La inyección de gas entrara a la tubería de producción a través de una serie de válvulas instaladas a lo largo de la misma tubería. Los mecanismos que actúan en este sistema es la disminución de la densidad, expansión del gas y desplazamiento del líquido; en donde el gas que es inyectado reduce la densidad de la columna de fluidos, se expande conforme las condiciones de presión que cambian a lo largo de la profundidad, y debido a las burbujas de gas, que son más ligeras que el líquido, lo desplaza en forma de bache.

Su arreglo superficial y subsuperficial se observan en la **figura 1.15**, de tal forma que los elementos que integran equipo superficial son:

- ✓ Árbol de válvulas
- ✓ Conexiones superficiales
- ✓ Línea de inyección de gas

A su vez el equipo subsuperficial lo integran:

- ✓ Tubería de producción
- ✓ Válvulas de inyección de gas
- ✓ Mandril
- ✓ Empacador
- ✓ Accesorios

La ubicación de las válvulas, presión de operación y gas de flujo se diseñan conforme a las condiciones de operación del pozo.



Figura 1.15 Instalación superficial del Bombeo Neumático

IV. Émbolo viajero (EV)

Es un sistema que consta de un émbolo (pistón), dos resortes amortiguadores (uno localizado en el arreglo subsuperficial y otro en la cabeza del pozo), un lubricador, un sensor magnético para detectar la llegada del émbolo y la retención de este en superficie durante la fase de producción, un controlador y válvulas de control en superficie, **figura 1.16**. Este dispositivo viaja normalmente a lo largo de toda la tubería de producción de una manera cíclica.

Estos sistemas de émbolo viajero pueden utilizar la energía de la expansión del gas proveniente del yacimiento, o puede necesitar inyección de gas desde la superficie. Su principio de operación consta de cerrar la línea de descarga en la superficie, lo que permite un llenado de fluido en la TP (tubería de producción) y acumulación de gas a presión en la TR, a determinado tiempo o presión la válvula de la línea de descarga se abre para que el

embolo inicie su recorrido ascendente llevando consigo en la parte superior del émbolo el fluido existente, el cual es impulsado con ayuda del gas acumulado en el tiempo de cierre. Generalmente, este sistema es clasificado como un método aparte y distinto de levantamiento artificial, aunque en muchos casos es utilizado de manera temporal para mantener un pozo fluyente en espera de la instalación de otro sistema artificial de producción.

V. Estrangulador de fondo (EDF)

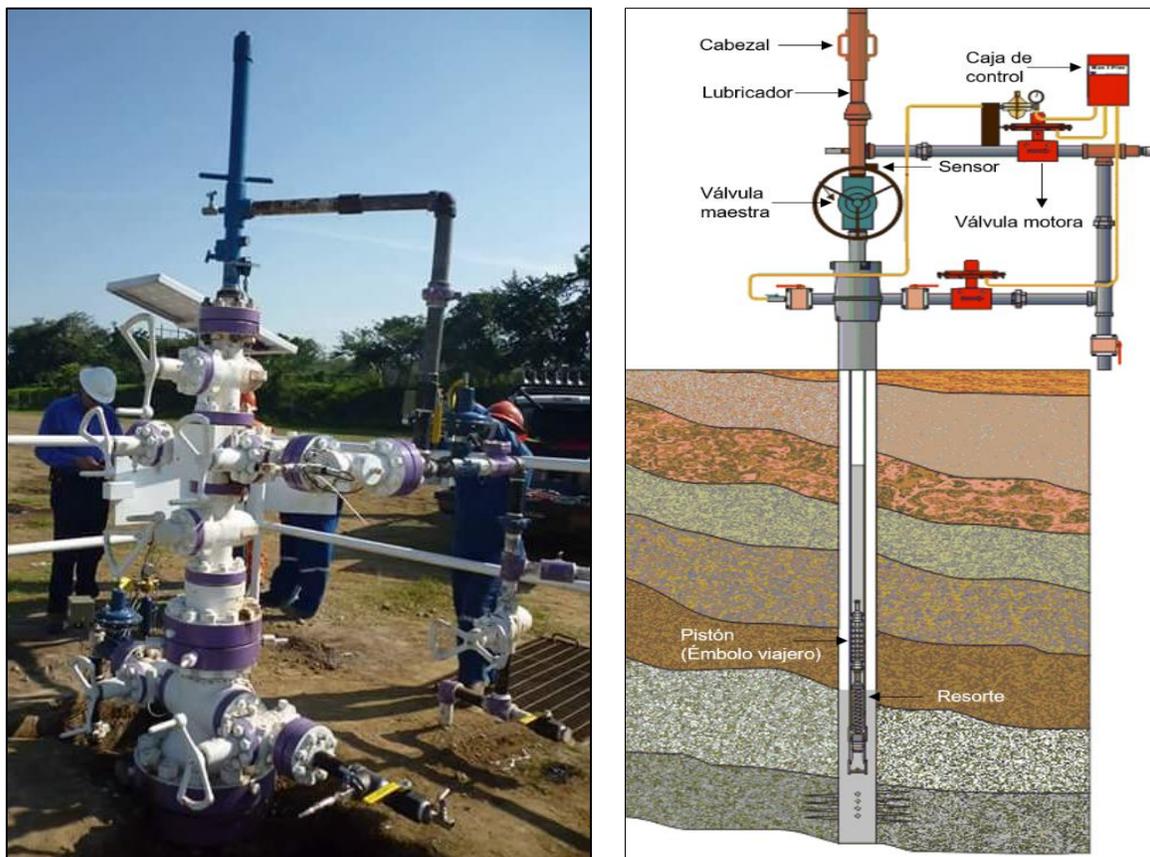


Figura 1.16 Instalación típica de Émbolo viajero

El estrangulador de fondo o bien Tubo de Venturi, **figura 1.17**, es un dispositivo instalado en el extremo inferior de la tubería de producción sin partes móviles; fabricado con materiales y tratamientos térmicos que lo hacen resistente a diferentes condiciones de operación; además, gracias a que su diseño cuenta con partes intercambiables, esto facilita aún más su mantenimiento. Este mecanismo genera una pérdida de presión al pasar por él un fluido, cuyo principio de operación es el incrementar la velocidad y generar un flujo uniforme, lo que permite disminuir el resbalamiento, evitando el cabeceo y así prolongar la vida fluyente del pozo, debido a que solo utiliza la energía del yacimiento.

Es claro que el utilizar el EDF, este debe situarse por arriba de la camisa de circulación o bien arriba de la profundidad a la que se tiene la presión de burbujeo (P_b), en caso contrario este debe ser ubicado lo más profundo posible siempre y cuando las condiciones mecánicas lo permitan. Se recomienda implementar este sistema cuando se manejen RGA altas y altos cortes de agua, debido a que la liberación adicional de gas ayuda al bombeo del aceite hacia la superficie.



Figura 1.17 Estrangulador de fondo tipo Venturi

VI. Gas Jack (Compresor a boca de pozo)

Gas Jack o compresor a boca de pozo, no es más que un compresor, accionado por un motor, este compresor succiona el gas y el líquido contenido en el pozo, **figura 1.18**, reduciendo la presión en la cabeza, posteriormente el fluido extraído pasa por un separador; separando los fluidos en dos fases y almacenando el líquido producido. Por su parte el gas pasa al compresor para ser energizado y finalmente ser direccionado a la línea de recolección.



Figura 1.18 Compresor a boca de pozo (Gas jack)

VII. Sarta de velocidad

El objetivo de este sistema es utilizar un diámetro menor al de la Tubería de producción (TP) para el cual se utiliza Tubería Flexible (TF), esta misma es introducida a través de la TP, con el fin de mantener o aumentar la velocidad de flujo sobre un valor crítico, así mismo vencer el peso de la carga de líquido, **figura 1.19**. Este sistema se recomienda ser utilizado en pozos fluyentes de aceite-gas o integrado al Bombeo Neumático. Los diámetros por utilizar varían desde 1" a 2".

El implementar la sarta de velocidad genera un incremento de caída de presión por fricción lo cual favorece a la elevación de los fluidos. Por lo tanto, una sarta de velocidad óptima, es seleccionada de tal manera que la carga de líquido se retrase durante un largo periodo con un impacto mínimo en la producción.



Figura 1.19 Sarta de velocidad con Tubería Flexible

VIII. Tubería Capilar (TC)

Es una tubería cuyo material es de acero inoxidable, en la parte inferior de esta misma se instala una válvula check con el fin de evitar el retorno de los fluidos, sus dimensiones de la tubería capilar van desde $\frac{1}{4}$ a $\frac{1}{2}$ de pulgada. Este sistema se define bajo tres variables; Velocidad (v), Gasto (Q) y Presión de Inyección (p_{iny}). Su operación consta de inyectar algún químico a través de la TC, con la finalidad de aligerar la columna de fluidos y transportarlos a través de la TP-TC y llevar los fluidos a la superficie, **figura 1.20**.

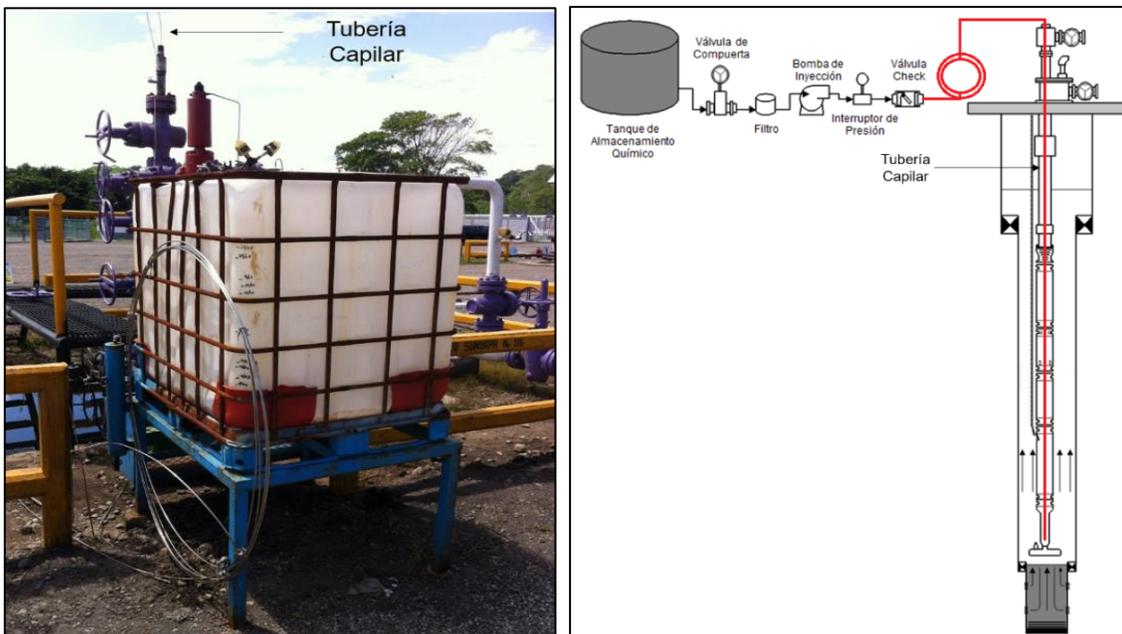


Figura 1.20 Tubería Capilar (TC)

IX. Válvula motora

Es un sistema de control de tiempo y/o presión, que opera mediante ciclos de apertura y cierre, el cual está conectado a la línea de descarga, con el fin de estabilizar el flujo y así aumentar la producción. Durante su ciclo de cierre se busca incrementar la presión de cabeza (p_{wh}), represionando el pozo para que exista un acomodo de los fluidos conforme a sus densidades y se reduzca la liberación del gas en la TP, finalmente en el ciclo de apertura se busca un mayor volumen de aceite producido con bajo porcentaje de agua y por diferencia de velocidades producir en primera instancia gas seguido de aceite y por último agua. Este dispositivo mecánico es colocado en la línea de descarga, (**figura 1.21**), usa una batería y una celda solar para su programación de apertura y cierre.



Figura 1.21 Instalación de la Válvula motora

1.2. Selección y Gestión de los Sistemas Artificiales de Producción

Es fundamental una correcta selección de algún método artificial de producción, debido a que ayuda a la rentabilidad de los pozos productores a largo plazo. A menudo la selección de un sistema artificial está basada en el personal de operación y en la familiaridad del equipo, dentro de esta toma de decisiones se incluye el árbol de decisiones para la rentabilidad a largo plazo. Lo ideal es que las consideraciones de selección de un método de levantamiento artificial sean parte del proceso de planificación del campo, lo que permitirá que exista una estrategia general de explotación llegando a tener un fuerte impacto en el diseño del pozo, de tal forma que al hacer una mala elección puede reducir la producción y aumentar sustancialmente los costos de operación. Con el paso del tiempo los criterios de selección de los sistemas artificial de producción han variado conforme a la aplicación en la industria petrolera, es de suma importancia revisar algunos de los criterios y consideraciones más importantes cuando se trata de seleccionar un método de levantamiento artificial (Clegg, Bucaram y Hein, 1993). Por lo tanto, esto con lleva a tomar en cuenta dentro de los criterios de selección, algunas consideraciones generales, como son:

- Limite mecánico del sistema artificial
- Ventajas y Desventajas
- Programas expertos

- Comparación del Valor Presente Neto (VPN)

Es claro que la conjugación de estas consideraciones y otras, además de la experiencia de cada operador, resulte definir una metodología eficiente, dando como resultado el alcance de los objetivos definidos para cada proyecto al considerar la explotación de algún yacimiento. En la mayoría de los casos, lo que ha funcionado como alternativa de selección y se considera como punto de partida ante cualquier proceso de selección es la revisión de las prácticas actuales e internacionales, debido a la evolución que han tenido los sistemas artificiales de producción.

Por ejemplo, para el límite mecánico considerándose la capacidad de transferir energía de la unidad misma al equipo de accionamiento (bomba, válvula, pistón, etc.), se considera un factor que varía de un sistema a otro; siendo así el diámetro de las tuberías de revestimiento, se considera una de las restricciones fronterizas más importantes, por que restringe no solo el diámetro de la tubería de producción, si no otros elementos que integran al sistema, como son las varillas de bombeo, bombas centrífugas, mandriles, entre otros. Siendo de suma importancia el análisis de fallas y pruebas del equipo subsuperficial una vez extraídos; permitiendo al usuario tener una nueva toma de decisiones con respecto a nuevos diseños o reparaciones. Existen diversos factores que afectan la selección de un sistema de levantamiento artificial, tales factores se pueden resumir en la **tabla 1.2** los cuales son considerados a resolver de cada uno de los criterios mencionados anteriormente.

Tabla 1.2 Criterios de evaluación inicial para la selección de un SAP (Brown. 1980)

Yacimiento	Pozo	Superficie	Operación	Económico
Índice de productividad relativa, IPR	Localización	Gastos producidos	Planeación de recuperación a mediano o largo plazo	Inversión inicial
Gasto de producción de líquido, Q_L	Profundidad	Tamaño y longitud de las tuberías de flujo	Mantenimiento de la presión	Costos de operación
Corte de agua, %W	Geometría	Fluidos contaminantes	Eficiencia	Costos de Servicio
Relación Gas-Aceite, RGA	Tipo de terminación	Fuentes de energía	Flexibilidad	Vida del equipo
Propiedades del fluido	Dimensión de las TR y TP	Ambiente y clima	Proyectos de recuperación mejorada, EOR	Valor de recuperación
Factor de volumen de formación, B_o	Desviación del pozo		Automatización en campo	
Mecanismos de empuje	Temperatura de fondo		Disponibilidad de Personal	
Reservas			Impacto visual-Ambiental	
			Productos y servicios	

Un método simple de preselección o eliminación de un sistema artificial es el uso de gráficos que muestran el rango de profundidad vs producción, en conjunto con las características de terminación del pozo, un ejemplo claro es el mapa propuesto por Lea & Nickens (1997), **figura 1.22**. Los gráficos de este tipo son aproximados para las posibilidades de selección inicial junto con las listas de ventajas / desventajas, de la **tabla 1.3**.

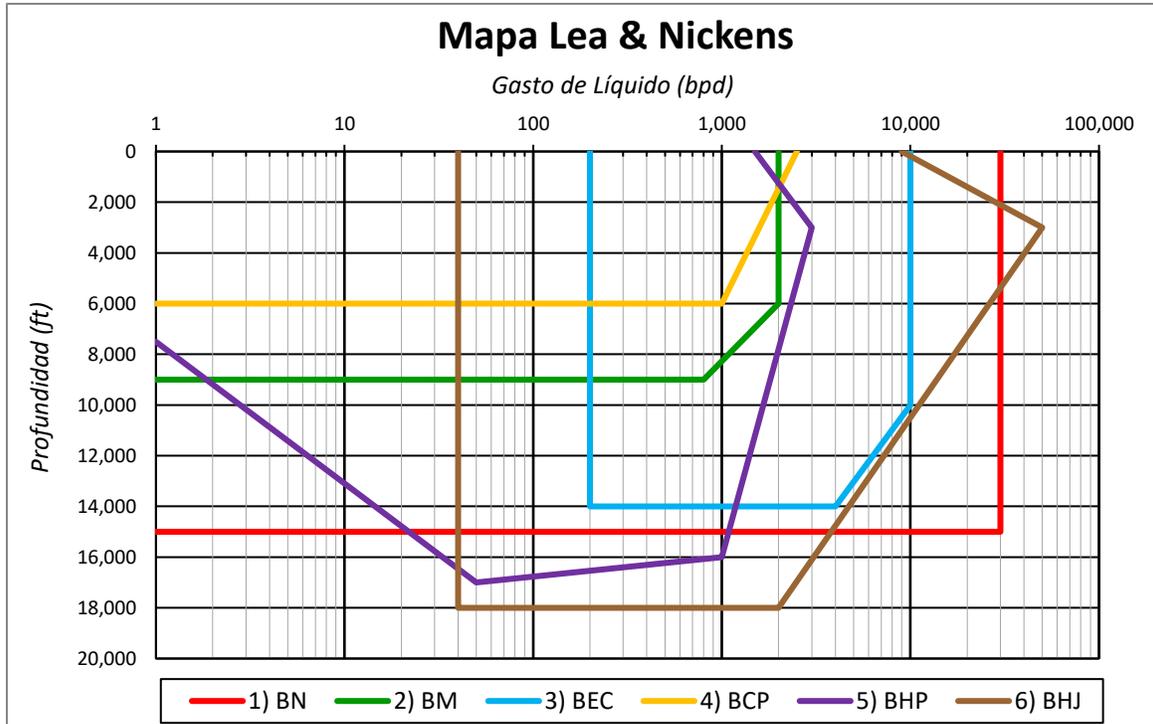


Figura 1.22 Mapa de Lea & Nickens, para la selección de un sistema artificial

Para las condiciones particulares de los pozos como, alta viscosidad o la producción de arena, pueden conllevar mediante el uso de estos gráficos a una mala selección de un sistema no indicado o pertinente a dichas condiciones. La tabla 1.3 es una lista útil de ventajas y desventajas de los diversos sistemas de levantamiento artificial en una amplia gama de categorías. Parte de su información está abierta a discusión, como su bajo límite en la elevación de gas con fluidos viscosos, características del yacimiento y ubicación son ejemplos de lo que caerá en esta categoría, pero en general es una alternativa disponible de ventajas y desventajas para la selección de un SAP.

Una técnica de selección más completa dependerá de la evaluación económica de por vida de los métodos de levantamiento artificial disponibles. La evaluación económica es un método de análisis útil que permite tomar decisiones racionales ante una variedad de alternativas, el cual tiene como objetivo identificar las ventajas y desventajas asociadas a la inversión de un proyecto antes de la implementación del SAP. Para el cual la evaluación económica es definida como el "Análisis comparativo de las acciones alternativas tanto en términos de costes como de beneficios". Con frecuencia se confunde a la evaluación económica con el análisis o evaluación financiera. La evaluación financiera considera únicamente la vertiente monetaria de un proyecto cuyo objetivo es considerar su rentabilidad en términos de flujos de dinero; mientras que la evaluación económica integra en su análisis tanto los costos monetarios como los beneficios expresados en otras unidades que se relaciona con la rentabilidad o beneficios que se traduzcan en mejores condiciones globales. En la industria petrolera, el proceso de evaluación se realiza de acuerdo con ciertos parámetros o indicadores, que a partir del resultado que se

obtenga de ellos, podrá tomarse la decisión de la aprobación o rechazo del proyecto. Algunos de los aspectos que se deben considerar para la obtención de dichos parámetros se mencionan a continuación:

✓ **Pronóstico de producción**

Se considera como la predicción del ritmo de producción durante la vida productiva del pozo; es decir, que se realiza la predicción de los volúmenes de producción, las reservas de aceite y gas el cual pueden ser calculadas por el uso de estimación volumétrica o análisis de curvas de declinación, esto dependerá de la política establecida por cada compañía, generalmente por el departamento con experiencia en el área, el cual se encargará de hacer públicos los pronósticos, siendo considerados críticos en las evaluaciones que se utilicen, la finalidad de esto es asegurar resultados consistentes fundamentados en las mismas suposiciones.

✓ **Precio del hidrocarburo (aceite y gas)**

La estimación de los futuros precios del aceite y gas también son esenciales; sin embargo, hacer estas predicciones resulta tener cierta complejidad, lo que genera que en el análisis no se obtenga buenos resultados de costos de operación, debido a que intervienen otros factores que influyen en la determinación del precio del crudo como son las políticas internacionales, la proximidad del mercado, el suministro disponible, la calidad del hidrocarburo y el costo de transporte. Por otro lado, el precio del gas es determinado con base a las normas de la región debido principalmente a los requerimientos de transporte.

✓ **Inversión**

El costo de inversión inicial de la instalación del SAP puede determinarse de forma rápida y precisa, el cual engloba la adquisición de todos los activos fijos y diferidos. El activo fijo es todo aquel “que se pueda tocar” (tangible), si hablamos de una empresa nos referimos a sus propiedades como lo son terrenos, edificios, maquinaria, equipo, mobiliario, vehículos de transporte, herramientas y otros; por ejemplo si hablamos de un proyecto de instalación de un SAP en un pozo petrolero se deberían de considerar todos aquellos equipos que se requieren para la operación del mismo, si se tratara del BEC, deberían considerarse la o las bombas a utilizar, el motor, los aditamentos necesarios, el transformador, etc., o bien en el caso del BM, las unidades disponibles, fluido motriz a utilizar, equipo subsuperficial especial (bombas antibloqueo), etc.

✓ **Costo de operación**

El costo es el valor monetario de los consumos de factores que suponen el ejercicio de una actividad económica destinada a la producción de un bien o servicio. Todo proceso de producción de un bien supone el consumo o desgaste de una serie de factores productivos, el concepto de costo está íntimamente ligado al sacrificio incurrido para producir este bien; en resumen, son los costos de producir y mantener un bien día a día, estos se pueden dividir en costos fijos y costos variables.

Una vez que las variables involucradas en la evaluación han sido determinadas, cuantificadas y ordenadas, ya es posible realizar la evaluación económica pertinente que determinará la rentabilidad del sistema a instalar, es decir, si será capaz de generar valor o ganancias a la empresa. Esta evaluación económica del proyecto se realiza mediante el análisis de ciertos indicadores económicos de tipo matemático-financiero que permiten

evaluar el comportamiento de los flujos de efectivo con respecto del tiempo. Los resultados de pozos similares deben usarse si es posible. Con esos datos, más predicciones sobre los costos del combustible, los costos de mantenimiento, los índices de inflación, ingresos anticipados de los hidrocarburos producidos, etc., se puede encontrar el beneficio del valor presente específico del SAP a implementar.

Para utilizar el método de comparación de Valor Presente Neto (VPN), el ingeniero debe tener una buena idea de los costos asociados para cada SAP. Esto requiere que el usuario evalúe cada sistema cuidadosamente para su pozo particular y sea consciente de las ventajas/desventajas de cada SAP y equipo adicional (es decir, costos adicionales) que pueden ser necesarios. Dado que los costos de energía se incluyen en el análisis de VPN, se debe determinar un diseño óptimo para cada método factible antes de ejecutar el análisis de VPN. Estos factores obligan al ingeniero a considerar todos los métodos de selección para generar la información necesaria para el análisis de esta técnica. Una típica forma de calcular el VPN y tener una aproximación de este análisis al implementar algún SAP, es utilizando la siguiente ecuación:

$$VPN = \sum_{i=1}^n \frac{W_i(Q_{aceite} * \$_{aceite} - Gastos - Impuestos)_i}{(1 + K)^i}$$

Donde:

$W_i =$ Interés laboral [%]

$Q_{aceite} =$ Producción del aceite [bpd]

$\$_{aceite} =$ Precio del aceite [pesos o Dolares/bpd]

$Gastos =$ Todos los costos de operación y capital

$K =$ Tasa de depreciación del proyecto [%]

Además de la selección de un sistema por sus condiciones de operación, ventajas y desventajas de cada uno, se debe hacer uso de los sistemas expertos como una ayuda y ventaja ya que estos programas incluyen reglas y lógicas que facilitaran la correcta selección de un SAP. Los sistemas expertos pueden ayudar a los ingenieros a seleccionar rápidamente, de la tecnología actual, las mejores opciones a su disposición para el problema en cuestión. En un sentido más general, un sistema experto es un programa de cómputo que ayuda a los usuarios a resolver problemas proporcionándoles recomendaciones expertas. Un problema común que enfrentan los ingenieros de producción es cómo seleccionar el mejor y óptimo sistema artificial para un pozo en particular o un grupo de ellos, de la amplia gama de posibilidades. Debido a la complicación que implica la selección de un sistema por las opciones disponibles, además de las consideraciones económicas como inversión inicial, costos de operación y mantenimiento, etc., así como las características particulares del entorno de producción onshore u offshore (arena, presencia de H₂S, CO₂) lo cual puede hacer que un método no sea el adecuado y por lo tanto no sería rentable. Por lo anterior la selección de un sistema artificial de producción es una buena área de oportunidad para la utilización de un Sistema Experto.

El proceso de selección debe incluir una visión actual y futura del campo, sin dejar de lado las practicas actuales. También debe considerar que no es suficiente con solo tener definido los criterios de selección, se requiere del esfuerzo efectivo del equipo integrado y multidisciplinario, principalmente en los campos que están sujetos a un desarrollo continuo y sostenido, de tal forma que para integrar las disciplinas se requiere de dos elementos esenciales: Trabajo en equipo y sinergia. para llevar a cabo la integración se requiere de: Personal, Tecnología,

Información y Herramientas. Identificar cada una de las etapas y disciplinas que participan en los procesos, es fundamental para poder optimizar los procedimientos existentes o implementar una estrategia de gestión integral a mediano y largo plazo. La **figura 1.23** puede considerarse un ciclo de gestión durante la implementación y operación de los sistemas de levantamiento artificial, y puede servir como una guía para poder analizar los diferentes aspectos involucrados en el proceso.

El ciclo puede comenzar con la selección de una o más alternativas de estos sistemas basadas en el análisis de la información sobre los yacimientos que se explotarán, los datos de pozo en términos de infraestructura y propiedades de los hidrocarburos. Sobre la base de este análisis y una vez que se han seleccionado los mejores métodos, pasamos a la etapa de adquisición, instalación y operación del pozo, que cierra uno de los primeros sub-ciclos en un sistema de gestión integral (Hirschfeldt, 2010). Una vez que el pozo ha sido puesto en marcha, el monitoreo y control de sus variables operativas es esencial no solo para garantizar el funcionamiento óptimo de los sistemas de levantamiento artificial dentro de los parámetros establecidos, sino también para maximizar la producción del propio yacimiento. El análisis continuo puede generar la necesidad de trabajar en el sistema en función de las condiciones de operación, así como la operación en el fondo del pozo, ya sea reemplazando algunos elementos o el sistema artificial de producción por otro para cumplir con los objetivos de desarrollo.

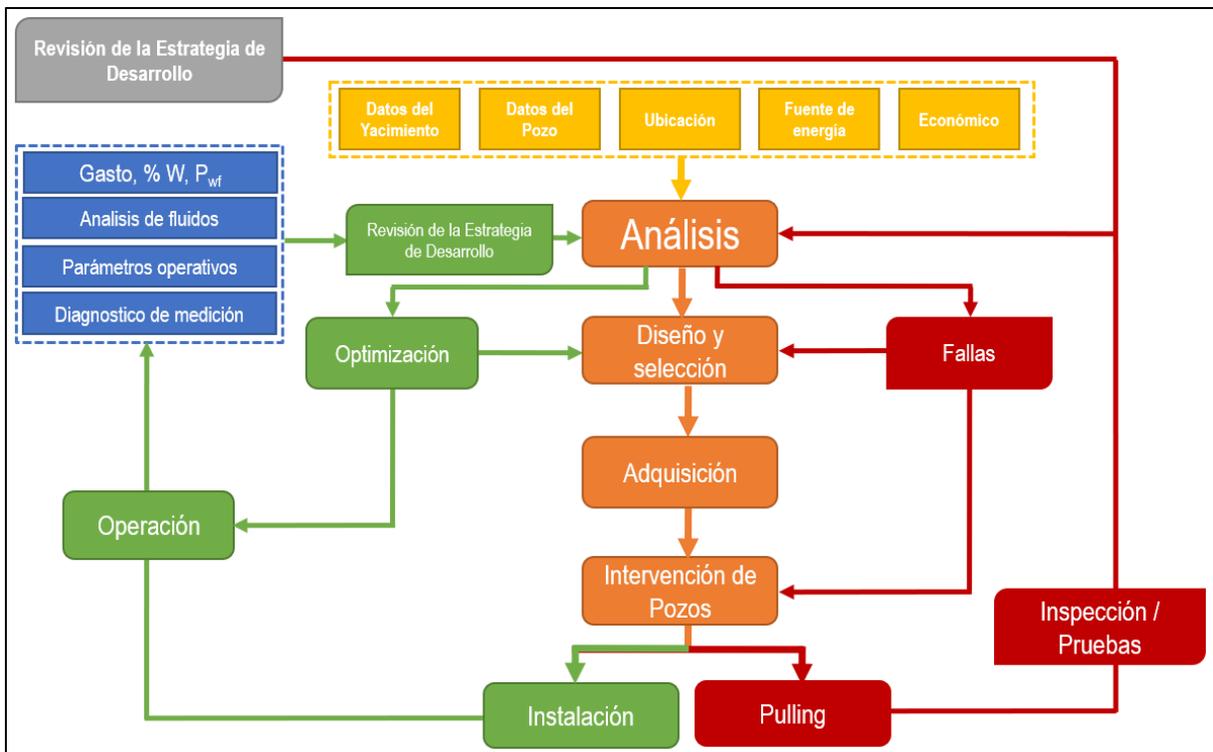


Figura 1.23 Ciclo de la gestión de los sistemas artificiales de producción

Tabla 1.3 Ventajas y Desventajas de los Sistemas Artificiales de Producción

	Bombeo Mecánico	Bombeo de cavidades progresivas	Bombeo Hidráulico tipo Jet	Bombeo Electro sumergible	Bombeo Neumático	Embolo Viajero	Estrangulador de fondo	Gas Jack	Sarta de Velocidades	Tubería Capilar	Válvula Motora
Profundidad promedio (TVD)	30.50 a 3,350 [m]	610 a 1,370 [m]	2,286 a 3,048 1,524 a 3,048 [m]	4,572 [m]	1,524 a 3,048 [m]	2,438.4 [m]	> 762 [m]	NA	610 [m]	NA	NA
Volumen máximo de operación	6,000 [bpd]	4,500 [bpd]	4,000 >15,000 [bpd]	40,000 [bpd]	30,000 [bpd]	200 [bpd]	NA	NA	NA	60,000 [bpd]	NA
Temperatura de fondo promedio	38 a 180 [°C]	24 a 66 [°C]	38 a 120 [°C]	NA	38 a 120 [°C]	50 [°C]	NA	NA	NA	NA	-30 a 93 [°C]
Desviación máxima	0 a 90	0 a 90 [°] (<15°/30 m)	0 a 90 [°] (<15°/30 m) (<24°/30 m)	0 a 90 [°]	70 [°]	80 [°]	Menor a 60 [°]	NA	NA	NA	NA
Manejo de corrosión	Buena a excelente	Justo	Buena Excelente	Buena	Buena a excelente	Excelente	Excelente	Excelente	Excelente	Excelente	Excelente
Manejo de gas	Justo a bueno	Buena	Justo Buena	Justo	Excelente	Excelente	Excelente	Excelente	Excelente	Excelente	Excelente
Manejo de Sólidos	Justo a bueno	Excelente	Critico Buena	Justo	Buena	Critico a Justo	Buena	Buena	Justo	Critico	Buena
Manejo de agua	Excelente	Excelente	Excelente	Excelente	Excelente	Critico a Justo	Buena	Critico	Buena	Justo	Critico a Justo
°API	> 8 °API	< 35 °API	> 8 °API	> 10 °API	> 15 °API	RGA = 300 [SCF/BPD] / 538 [m]	> 15 °API	NA	NA	> 8 °API	NA
Fluido motriz	Gas o eléctrico	Gas o eléctrico	Multicilindros o eléctrico	Motor eléctrico	Compresor	Energía natural	Energía natural	Compresor	Energía natural	Energía natural	Energía natural

	Bombeo Mecánico	Bombeo de cavidades progresivas	Bombeo Hidráulico tipo Jet	Bombeo Electro sumergible	Bombeo Neumático	Embolo Viajero	Estrangulador de fondo	Gas Jack	Sarta de Velocidades	Tubería Capilar	Válvula Motora
<i>Costo de capital</i>	Bajo a moderado: incrementa conforme a la profundidad y el tamaño de la unidad	Bajo: pero incrementa conforme a la profundidad	Competitivo con el BM, aumenta conforme requiera mayor potencia.	Relativamente bajo e incrementa conforme requiera mayor potencia.	Bajo, pero aumenta conforme a un mayor sistema de compresión.	Muy bajo si no requiere un compresor	Muy bajo	Muy alto, con presencia de líquido.	Alto	Bajo	Muy bajo
<i>Aplicación costa - afuera</i>	Limitado	Bueno	Bueno	Excelente	Excelente	N/A	Excelente	Limitado	Excelente	Excelente	Excelente
<i>Eficiencia del sistema</i>	45 % - 60 %	40 % - 70 %	45 % - 55 %	35 % - 60 %	10 % - 30 %	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A

2. Fundamento Histórico y Técnico de las UBM

El sistema de levantamiento artificial de bombeo mecánico nació al mismo tiempo que la industria petrolera, cuando el coronel Drake perforó su pozo cerca de Titusville, Pennsylvania en 1859, la perforación en aquellos tiempos se realizaba con herramientas de percusión, de tal forma que cuando el pozo dejaba de aportar, era más fácil utilizar un balancín de madera conectada a la bomba de subsuelo, **figura 2.1**.

Dando como resultado el nacimiento del bombeo mecánico convencional, sus componentes siguen siendo los mismos, aunque la evolución en diseño como en materiales, la tecnología y mecanismos de seguridad han evolucionado de acuerdo con las compañías de servicios que proporcionan este mecanismo de levantamiento artificial. El balancín, símbolo del sistema, aún sigue presente con el fin de convertir el movimiento rotario del motor en reciprocante para accionar la bomba.

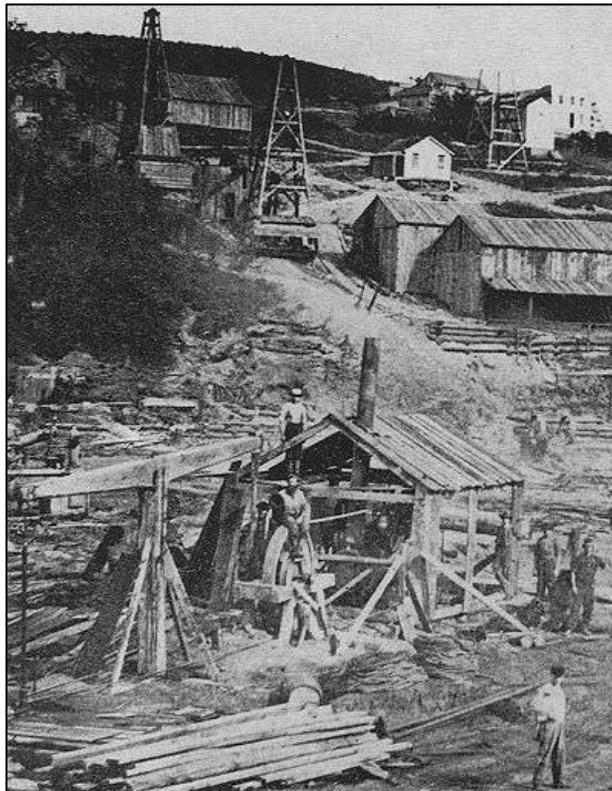


Figura 2.1 Principios del bombeo mecánico

A lo largo de la historia de la explotación de hidrocarburos, los sistemas de levantamiento artificial han tenido un gran valor de implementación en el mundo, **grafico 2.1** y dentro de estos, el sistema de Bombeo mecánico se considera uno de los sistemas con una amplia aplicación en la industria petrolera como una alternativa técnica y económica, con el fin de continuar la explotación de los pozos sin la necesidad de que estos dejen de aportar fluidos a la superficie.

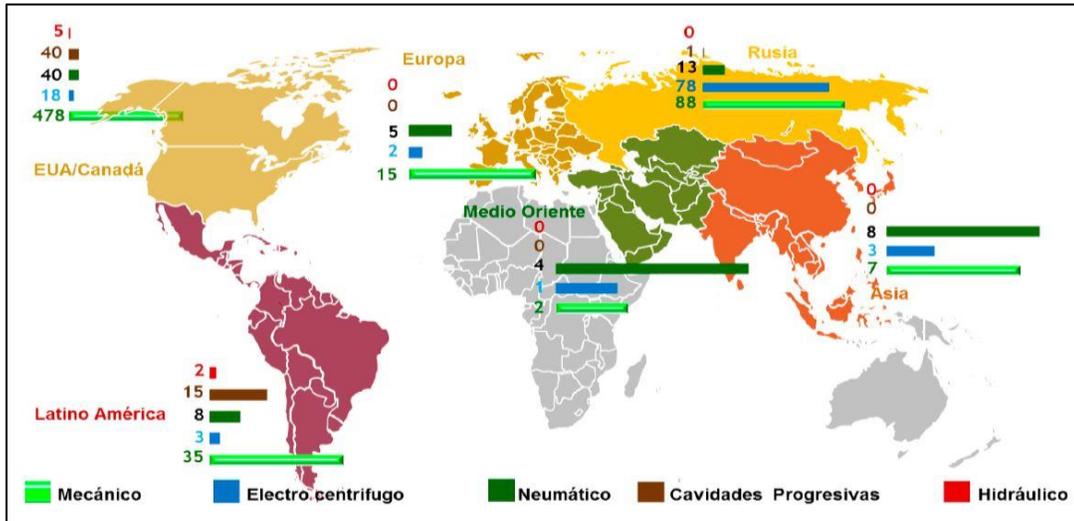


Gráfico 2.1 Distribución de los sistemas de levantamiento artificial a nivel mundial,2012

Esta misma tendencia se ve reflejada en la industria petrolera mexicana; dividiendo sus sistemas de levantamiento artificial en convencionales y no convencionales, de los cuales se tienen como convencionales al Bombeo Neumático, Bombeo Mecánico, Bombeo de Cavidades Progresivas y el Bombeo Hidráulico, aunado a estos se tienen los no convencionales como son el Émbolo viajero, Estrangulador de fondo, Gas Jack (compresor a boca de pozo), Sarta de velocidades, Tubería capilar y Válvula motora, por lo tanto en la **tabla 2.1** y el **grafico 2.2** se muestra el número y porcentaje de SAP's implementados en todas sus regiones de México tanto marinas como terrestres.

Tabla 2.1 Distribución de los sistemas artificiales de producción en México, 2018

Sistema Artificial de Producción		AS01	AS02	Norte	Sur	Total
Fluyentes		31	143	876	312	1,362
Bombeo Mecánico				1,480	108	1,588
Bombeo Neumático		242	27	931	500	1,700
Bombeo Hidráulico				75	20	95
Bombeo Electro centrifugo		61			7	68
No Convencionales	Émbolo Viajero					
	Estrangulador de Fondo					
	Gas Jack					
	Sarta de Velocidad			2,754	31	2,785
	Tubería Capilar					
	Válvula Motora					
Total		334	170	6,116	978	7,598

Por tal motivo el sistema de bombeo mecánico convencional, es considerado en México el segundo método de levantamiento artificial con mayor recurrencia por parte de los ingenieros de producción, no tan solo por su sencillez de diseño y operación, sino que debido a los avances tecnológicos que se han visto a lo largo de la historia, ha permitido que los componentes tanto en configuración, materiales y mecanismos de seguridad del mismo sistema; sean modificados permitiendo así la automatización de la unidad, dando lugar a equipos con menor robustez, mayor rango de operación y mayores eficiencias de bombeo; con el fin de tener la mejor rentabilidad técnica y económica.

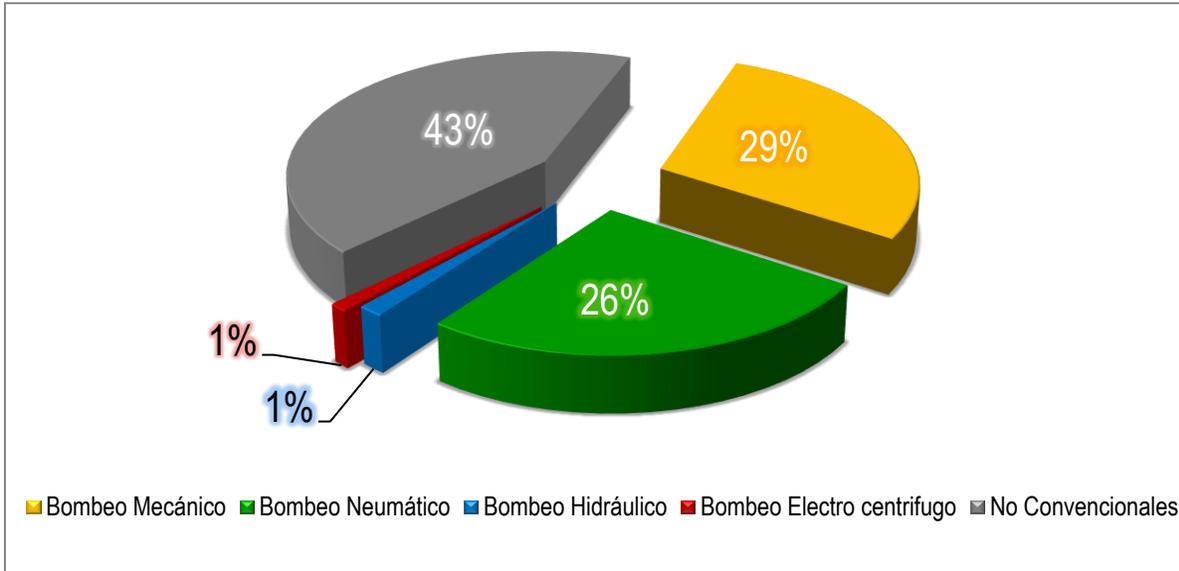


Gráfico 2.2 Distribución de los sistemas de levantamiento artificial convencional en México, 2018

En la actualidad se encuentran disponibles diversos tipos de unidades de bombeo mecánico, **Tabla 2.2**, de los cuales sus componentes subsuperficiales de estas unidades son similares, sin embargo, el arreglo de sus componentes superficiales difiere entre cada uno de ellos.

Tabla 2.2 Unidades de Bombeo Mecánico

Unidad	Descripción	Ventaja	Característica
 <p>Unidad convencional</p>	Geometría convencional, palanca de primer orden	Operación simple, mínimo mantenimiento.	Mayor implementación.

Unidad	Descripción	Ventaja	Característica
 <p>Unidad Mark II</p>	<p>Palanca de tercer orden.</p>	<p>Su geometría exclusiva permite reducir el torque en la caja reductora hasta un 35%.</p>	<p>Produce ascensos más lentos y descensos más rápidos con aceleraciones reducidas</p>
 <p>Reverse Mark</p>	<p>Alternativa a la geometría convencional</p>	<p>Menor torque y potencia necesarias</p>	<p>En algunos casos permite utilizar motor y reductor más chico.</p>
 <p>Aero balanceada</p>	<p>Más liviano y de menor tamaño que los de tipo biela-manivela</p>	<p>Se distingue por su larga Carrera.</p>	<p>Utiliza aire comprimido en lugar de contrapesos de fundición</p>
 <p>Churchill</p>	<p>Balanceada a través de la viga.</p>	<p>Ideal para pozos someros.</p>	<p>Por su tamaño reducido facilita su transporte</p>

Unidad	Descripción	Ventaja	Característica
 <p>Low profile</p>	<p>Unidad compacta de baja altura</p>	<p>Bajo impacto visual y apto para aplicaciones limitadas en altura</p>	<p>Cinemática simplificada y compacta</p>
 <p>Tieben</p>	<p>Consta de dos sistemas: sistema hidráulico simple y sistema de balanceo hidroneumático.</p>	<p>Costos moderados</p>	<p>Utiliza la fuerza de la bomba para levantar la sarta mediante un cilindro hidráulico durante la carrera ascendente y un cilindro neumático que balancea el peso de la sarta y fluido del pozo mediante la presión neumática de las cámaras de balanceo</p>
 <p>Rotaflex</p>	<p>Unidad de carrera larga y contrapesado directo.</p>	<p>Mejor llenado de bomba y Bajo costo operativo</p>	<p>Unidad balanceada por pesas y cadenas quienes realizan el esfuerzo ascendente y descendente. Completamente mecánica.</p>
 <p>Hidroneumática de carrera larga</p>	<p>Unidad de carrera larga con balanceo por hidroneumático.</p>	<p>Mejor llenado de bomba, costos bajos y mecanismos de seguridad integrados.</p>	<p>Utiliza la fuerza de la bomba para levantar la sarta mediante un cilindro hidráulico durante la carrera ascendente y un cilindro neumático que balancea el peso de la sarta y fluido del pozo mediante la presión neumática de las cámaras de balanceo</p>

Generalmente las unidades de bombeo han sido divididas por su distribución de palancas y localización de los cojinetes en el balancín con relación a la flecha de la manivela, dando como resultado a dos clases de geometría:

1. Geometría convencional o Clase I
2. Geometría avanzada o Clase III

Las unidades de geometría convencional (clase I) tienen el pivote entre la carga del pozo y la generación de torque, su reductor de engranes se localiza en la parte trasera con apoyo a la mitad del balancín y está representado por la unidad convencional. En la **figura 2.2** se aprecia el pivote o apoyo cerca del centro de la unidad, el esfuerzo del motor principal es aplicado en un extremo del balancín y la resistencia de la carga del pozo está aplicada en el extremo opuesto del balancín. Su balanceo se realiza a través de contrapesos y su rotación es en sentido contrario a las manecillas del reloj. Por su parte, los de geometría avanzada (clase III) tienen la generación del torque entre el pivote y la carga del pozo su reductor de engranes es colocado al frente, se tienen dentro de esta clase a las unidades Mark II, **figura 2.3** y la unidad Aerobalanceada, **figura 2.4**, para ambas unidades, el esfuerzo y resistencia, se aplican en un mismo extremo del balancín con relación al apoyo, que se encuentra en el extremo contrario.

El balanceo para las unidades Mark II es a través de contrapesos y su rotación es conforme a las manecillas del reloj, ya que su sistema de lubricación en el reductor es exclusivamente para este sentido de rotación. Dentro de esta clase también se encuentra la Aerobalanceada que opera a través de aire suministrado por un motocompresor hacia un cilindro amortiguador, quien realiza su movimiento ascendente y descendente.

De manera general la mayoría de estas unidades utilizan el método del contrabalanceo, el cual en el mayor de los casos consta de pesos ajustables a las manivelas de rotación o bien de presión de aire empujado hacia arriba para ser levantado el balancín, cualquier tipo de sistema de contrabalanceo se opone al peso de la sarta de varillas de succión y al de los fluidos.

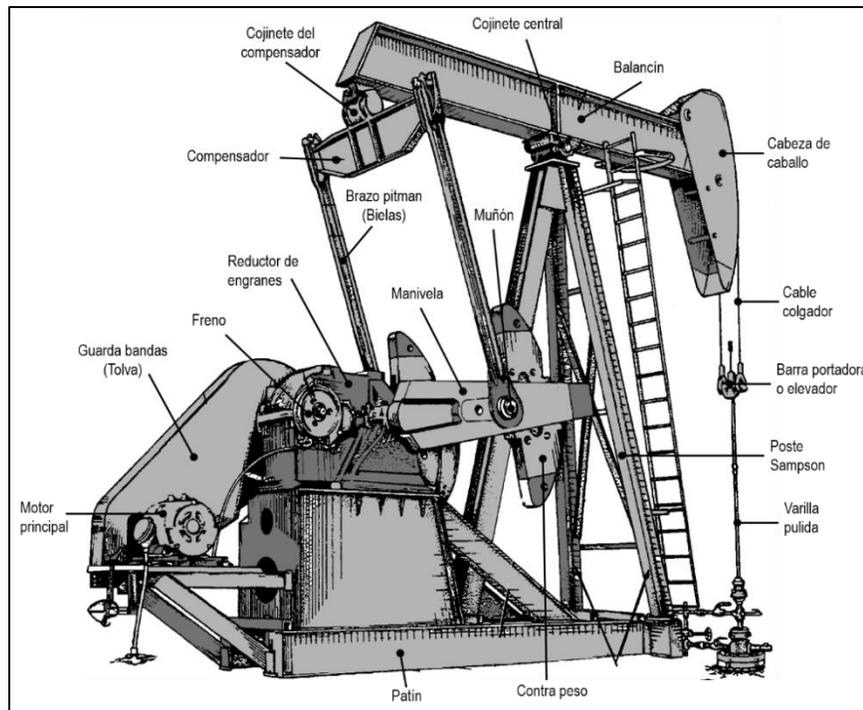


Figura 2.2 Componentes de la unidad de bombeo mecánico convencional (clase I)

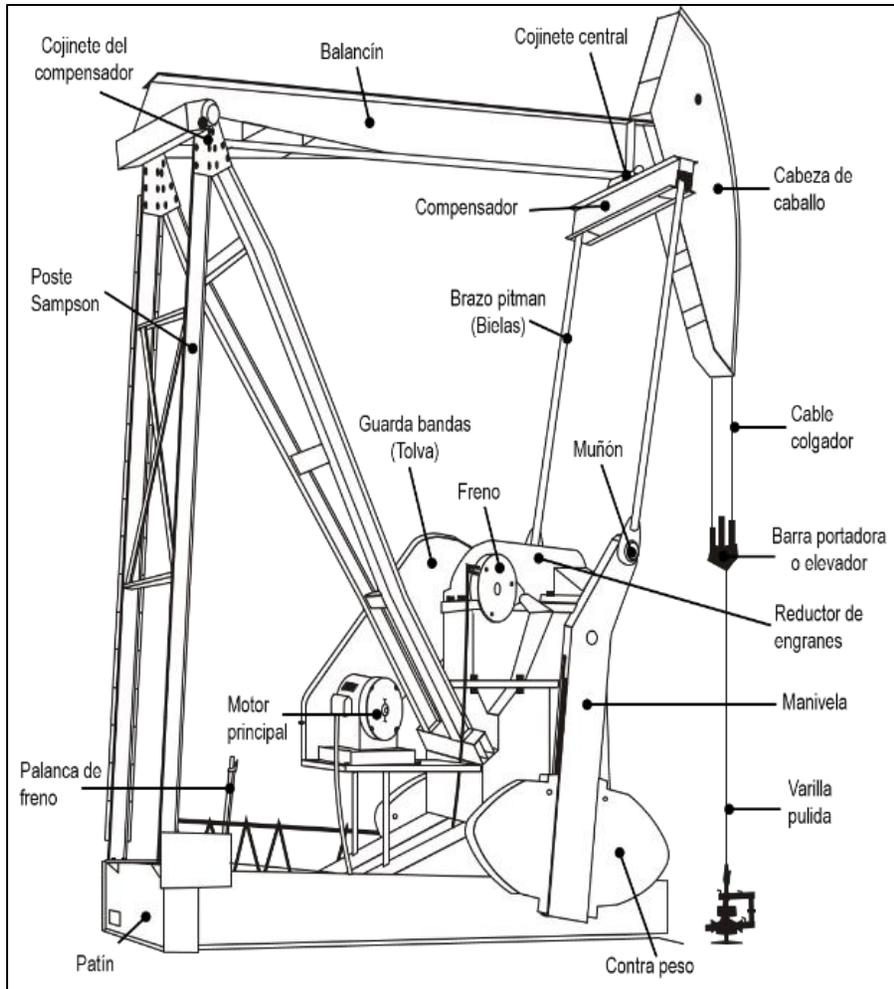


Figura 2.3 Unidad Mark II

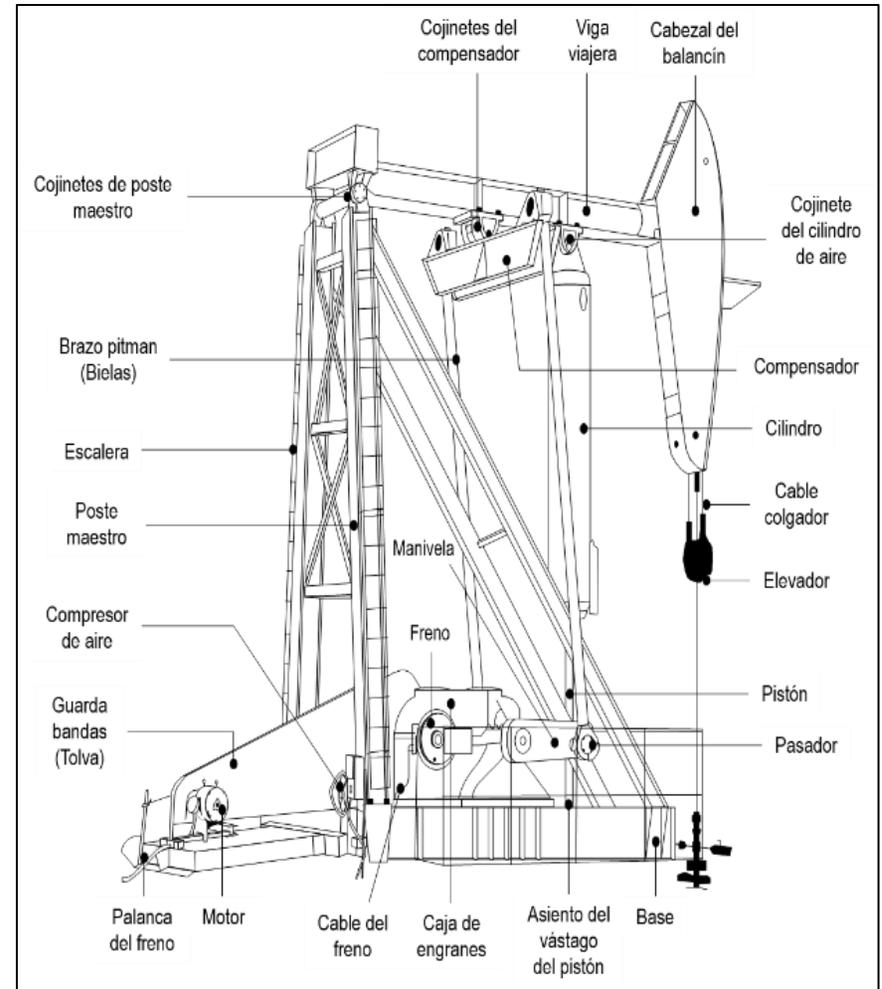


Figura 2.4 unidad Aerobalanceada

Sin embargo, para una aplicación extensa de este sistema es necesario enfrentar grandes retos, que requieren la adecuación del sistema de bombeo mecánico para poder operar con eficiencia en campos maduros, un ejemplo claro es la utilización del bombeo mecánico como sustitución del bombeo neumático principalmente en las áreas urbanas; con el fin de evitar utilizar gas a alta presión a través de las líneas de inyección con una vida operativa cercana a su límite máximo, aun cuando algunos pozos no eran los más apropiados para explotarse con este sistema por su desviación, profundidad, alta RGA, producción esperada y diámetro de tubería utilizado. Otra problemática existente es la implementación de SPA's en pozos no convencionales (Chicontepec) donde los pozos perforados se encuentran a altas temperaturas, altas relaciones de gas – aceite, presencia de H₂S y CO₂ y pozos altamente desviados.

Unas de las máximas consideraciones en el diseño de bombeo mecánico bajo las mejoras tecnológicas han permitido que incremente sus rangos operativos; por lo cual ha requerido la implementación de las unidades de carrera larga como una alternativa técnica y económica, tomando en cuenta sus ventajas y resultados obtenidos en diferentes partes del mundo en comparación con las unidades de bombeo mecánico tradicional.

Las unidades de carrera larga ofrecen mayor flexibilidad con un mecanismo de retorno mecánico único probado en campo, prácticamente sin velocidad mínima y carreras más largas, lo que resulta un buen llenado de barril más completo. De hecho, informes de análisis de pozos muestran que la unidad de carrera larga opera de modo consistente con un nivel de eficiencia de hasta un 60%. A su vez, los resultados de las cartas dinamométricas son similares a los de una carta ideal (este concepto se desarrollará en el capítulo 3) en comparación con el sistema de bombeo mecánico convencional, las unidades de carrera larga ofrecen varias ventajas y muy pocas desventajas, las cuales se asocian a su tamaño; a continuación, se mencionan las ventajas y desventajas:

Ventajas

- Mejor llenado del barril
- Reducción de problemas de golpe de fluido
- Minimiza los problemas de interferencia de gas
- Reducción de desgaste de partes móviles
- Aumento de la producción
- Armado y embarcado en una sola pieza
- No se requiere la desinstalación para el servicio de pozos
- Velocidad constante y menos ciclos por barril
- Capacidad de manejar cargas y volúmenes altos de modo eficiente en pozos desviados y horizontales
- Reducción de costos de operación y mantenimiento
- Reducción considerable de la carga dinámica

Desventajas

- Su diseño solo se limita a pozos en tierra

Esta tecnología de unidad de carrera larga comenzó a desarrollarse en 1983 por la compañía “W”, definiendo su unidad como Rotaflex o bien de forma general unidad de carrera larga, **figura 2.5**; considerando a la unidad 100% mecánica, debido a que su funcionamiento de operación se lleva a cabo mediante el uso de cadenas y reductores de engranes los cuales se balancean mediante el uso de contrapesos, posteriormente la compañía “V” opto por una unidad de carrera larga integrado por un cilindro neumático, el cual es operada con ayuda de poleas y cables, aumentando la carrera del actuador, definiéndola como unidad hidroneumática de carrera larga, **figura 2.6**. Ambas unidades representan el concepto de unidad de carrera larga con el principio de operación de una unidad de bombeo mecánico convencional convirtiendo el movimiento circular suministrado por un motor en un movimiento reciprocante a través de la varilla pulida, la cual soporta el peso de los componentes subsuperficiales y el conjunto

de varillas conectadas a una bomba, dando como resultado el surgimiento de las unidades de carrera larga. Es claro que dentro del mismo diseño y operación de las unidades de bombeo mecánico de carrera larga existan diferencias, haciendo más eficiente a la unidad hidroneumática de súper carrera en comparación con las unidades de bombeo mecánico Rotaflex.

Las unidades de carrera larga pueden ser de 288" pulgadas (7.32 metros) hasta 366" pulgadas (9.30 metros) de longitud, es decir, de 200% a 250% más largas que las unidades convencionales. Así mismo estas unidades mantienen una velocidad relativamente constante durante la mayor parte de la carrera ascendente y descendente, demandando una mayor energía suministrada al sistema durante la carrera ascendente de la varilla pulida debido a la suma del peso de las varillas y del fluido. Durante la carrera descendente, el peso excedente se tiene presente en las varillas el cual será amortiguado por el aceite hidráulico para evitar daños a las varillas o problemas de golpeo.

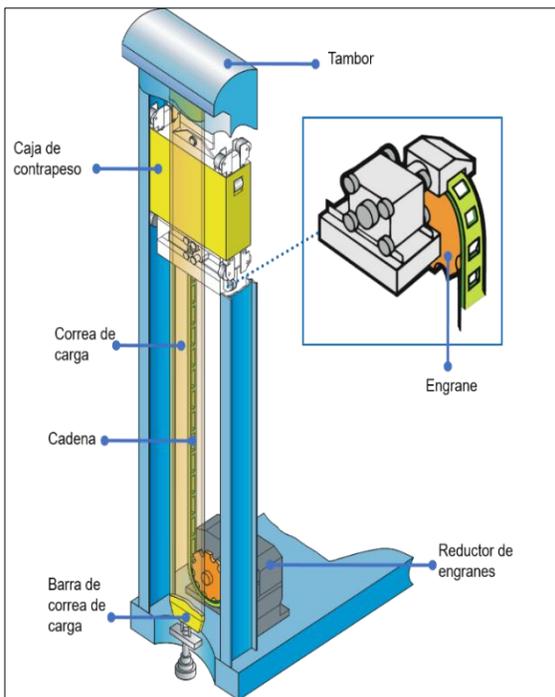


Figura 2.5 Unidad Rotaflex

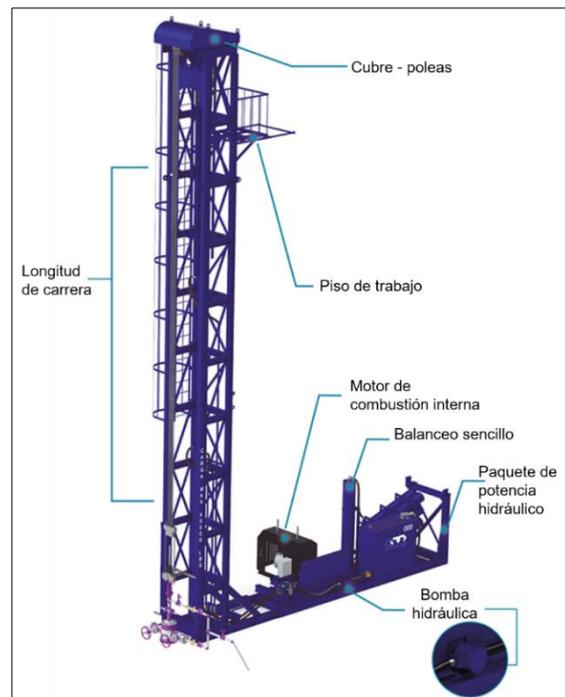


Figura 2.6 Unidad Hidroneumática de Carrera Larga

Dado que los rangos de aplicación de las dos unidades son muy similares, también deben investigarse otras características operativas importantes cuando se desee seleccionar la unidad adecuada.

- ✓ Ajuste de la capacidad de bombeo.
 - ◇ Las unidades Rotaflex solo permiten cambiar la velocidad de bombeo y, debido a la longitud fija de la carrera de la varilla pulida, el rango posible de velocidades de bombeo es limitado.
 - ◇ La capacidad de bombeo de las unidades Hidroneumáticas se puede cambiar en rangos muy amplios gracias a una posibilidad casi ilimitada de cambiar las longitudes de carrera de la varilla pulida y las velocidades de bombeo al mismo tiempo.
- ✓ Ajuste de contrapeso.
 - ◇ Las unidades Rotaflex deben detenerse para cambiar las condiciones de contrapeso de la unidad.

- ◇ Las unidades Hidroneumáticas no deben detenerse para ajustar su contrapeso; el cambio del efecto de contrapeso es simple cambiando la presión del gas en los cilindros de contrapeso.
- ✓ Ajuste de la velocidad de bombeo.
 - ◇ Los cambios de velocidad en las unidades Rotaflex requieren el cambio de las poleas de la correa trapezoidal; La velocidad de bombeo es la misma para la carrera ascendente y descendente.
 - ◇ La velocidad de bombeo de las unidades Hidroneumáticas se cambia fácilmente en su controlador, se pueden configurar diferentes velocidades de carrera ascendente y descendente. Las velocidades de carrera ascendente y descendente más altas, como se establece normalmente, disminuyen las fugas en la bomba de fondo de pozo y reducen la tendencia al pandeo de las varillas de bombeo.
- ✓ Control de apagado de la bomba.
 - ◇ Las unidades Rotaflex requieren el uso de controladores de bombeo separados; la mayoría de los controladores apagan la unidad para un funcionamiento intermitente, lo que reduce los gastos diarios de líquido.
 - ◇ La operación de apagado de la bomba está controlada por la propia unidad Hidroneumática; no se necesita equipo adicional. El controlador de frecuencia variable incorporado (VFC) ralentiza la unidad reduciendo la capacidad de producción de líquido del sistema para igualar la entrada del pozo. Dado que la unidad no debe apagarse, aumenta la producción diaria de líquido del pozo.

Nomenclatura API

Es pertinente definir la clasificación API de dicha unidad de bombeo mecánico y el significado de los códigos de especificación de estas. La clasificación de una unidad de bombeo mecánico es un código alfanumérico de 10 caracteres que definen la geometría y las condiciones mecánicas operativas para las cuales fue construida la unidad, como se indica en la **figura 2.7**.

	X	XXX	XXX	XXX
Tipo de Unidad C: Convencional B: Churchill Beam-Balanced A: Aero balanceada M: Mark II L: Low profile RM: Reverse Mark R: Rotaflex / H: Hidroneumatica				
Máximo torque en la caja reductora de miles [pulg-lbs]. Se le adiciona la letra D si la caja tiene doble reducción				
Carga máxima que soporta la varilla pulida [lbs].				
Máxima longitud de la carrera [pg].				

Figura 2.7 Designación API de una unidad de bombeo mecánico

Cada uno de estos equipos presenta configuraciones propias las cuales responden a distintas condiciones de servicio según lo requiera cada caso. Esto a su vez puede traducirse en ventajas comparativas dependiendo de la aplicación. Dichas características se resumieron en la **tabla 2.2**.

2.1. Componentes subsuperficiales

Los componentes subsuperficiales constituyen parte fundamental del equipo de bombeo mecánico de las unidades hidroneumáticas de carrera larga, son elegidos conforme al diseño propio del sistema. Entre los cuales se describen a continuación:

2.1.1. Mecanismos de anclaje

Es un dispositivo que se sitúa a determinada profundidad en la sarta de la tubería de producción (TP), específicamente por debajo de la bomba cuyo fin es evitar el movimiento de estiramiento de la TP durante el bombeo del pozo, permitiendo tener una mejor eficiencia por parte de la bomba y minimizar el desgaste de las varillas de bombeo, tubería de producción y tubería de revestimiento. Dentro de estos mecanismos se definen dos tipos los cuales son ancla mecánica y ancla empacadora.

Ancla mecánica

El sistema de anclaje de las bombas de subsuelo a la tubería de producción, se denomina zapata o nariz de anclaje, **figura 2.8**, la cual es un niple de asentamiento que se ajusta al anillo de fricción o bronce de la bomba, formando un sello hermético entre el fluido retenido en el pozo. Los niples de asentamiento tienen por igual cierre mecánico o por copas de fricción. Cuando una bomba de tubería es internamente estrecha, la válvula fija se conecta con la base del pistón. Este mecanismo puede ser instalado de dos formas:

- ✓ A Compresión: El cual permite mayor facilidad de recuperación, pero incrementa el pandeo de la misma tubería.
- ✓ A Tensión: Este tipo de anclaje permite un mayor aseguramiento de la tubería para prevenir su movimiento lo que genera una mejor eficiencia de la bomba.



Figura 2.8 Nariz de Anclaje

Ancla empacadora (Tubing in)

El propósito general de este mecanismo además de darle estabilidad a la tubería le permite con ayuda del empacador, que no exista comunicación entre la tubería de producción y la de revestimiento, obligando al flujo fluir solamente a lo largo de la tubería de producción. La implementación de esta herramienta resulta efectiva cuando se desea anclar y empacar bombas, lo que le ha permitido tener la mejor profundidad de asentamiento del equipo, además, ayuda a evitar la necesidad de sacar la tubería de producción cuando se presenten problemas en la tubería o se requiere reemplazar el niple de asiento (zapata candado), **figura 2.9**.

Esto le permite tener mayores características en comparación a la anterior, que son mencionadas a continuación:

- ✓ Le permite el asentamiento, empaque, liberación y recolocación mediando la acción vertical, sin la necesidad de rotación.
- ✓ Evita el daño al empaque cuando el ancla es asentada, librada o recolocada debido a que se encuentra unido a un inserto roscado de acero.
- ✓ Su posicionamiento automático le permite ser colocado en cualquier punto del pozo sin la necesidad de sacar el aparejo de producción.



Figura 2.9 Ancla mecánica a tensión

2.1.2. Separadores de gas

Actualmente en la mayoría de los pozos con algún levantamiento artificial, la presión de fondo fluyente (p_{wf}) está por debajo de la presión de burbujeo (p_b) lo cual es un indicador de presencia de gas libre en el pozo, dicha presencia de gas puede causar problemas severos durante la carrera ascendente y descendente, reduciendo la eficiencia volumétrica de la bomba subsuperficial llegando en casos extremo, al llamado bloqueo de gas o gas-lock. Se le denomina gas-lock cuando la válvula viajera no abre en la carrera descendente debido a que la presión en la cámara es mucho menor que la de la descarga por la presencia de gas. Para evitar estos problemas se recomienda ubicar la entrada de la bomba por debajo del nivel de fluido o al nivel medio de los disparos, en dado caso de que esto no sea efectivo se requerirá utilizar un segregador o comúnmente llamada ancla de gas. El ancla de gas es una extensión de la bomba diseñada para separar el gas libre del líquido producido antes que este entre a la bomba. Su principio de operación se basa en que el gas es más ligero que el aceite por lo que el gas se mueve hacia arriba por el espacio anular permitiendo que el líquido se mueva hacia abajo y así tenga un mejor llenado el barril de la bomba, mejorando la eficiencia volumétrica y aumentando la producción. Se han desarrollado variedad de anclas de gas con el fin de minimizar la interferencia de este fluido, dentro de cuales se destacan las anclas de gas natural, las de tipo empaadura y las "poor man".

➤ **Ancla de gas natural**

Cuando se habla de ancla de gas natural, **figura 2.10**, se refiere a colocar un tubo de 20 a 30 pies de longitud con un niple perforado que se instala por abajo de la bomba, para que sea efectiva el ancla, esta debe ubicarse por debajo del intervalo disparado, dejando así por el efecto de diferencias de densidades, que el gas liberado se mueva alrededor de la bomba y se desplace por la tubería de revestimiento mientras que el líquido entre por las ranuras del tubo y así opere de la mejor manera la bomba. Esta es una práctica simple para evitar la interferencia de gas, pero no es recomendable para pozos productores de arenas.

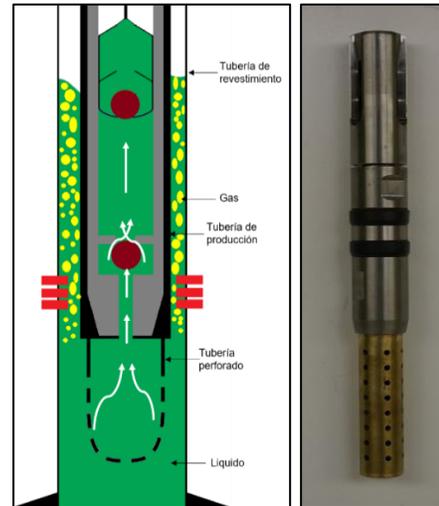


Figura 2.10 Ancla natural de gas

➤ **Ancla de gas “Poor Man”**

Es la herramienta más utilizada para el diseño del bombeo mecánico, **figura 2.11**, se implementa debido a sus bajos costos, pero no siempre es efectiva. Consta de un niple perforado, con la adición de un tubo concéntrico de barro para la succión y otro para la recolección de sedimentos lo cual se requiere que este tubo concéntrico tenga la mayor longitud posible para que permita el mayor tiempo para la liberación de gas.

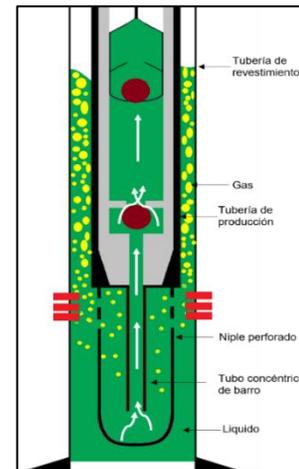


Figura 2.11 Ancla de gas “Poor Man”

➤ **Ancla empacadura**

Este tipo de anclas de gas ofrece un buen resultado en la mayoría de los pozos que presentan alta cantidad de gas. Su mecanismo de operación como se muestra en la **figura 2.12** el cual consta de un empacador y un tubo spill-over por el cual el líquido producido fluye a través de él, atravesando el espacio anular, mientras tanto el empacador se instala en el extremo inferior de la tubería de producción. La longitud del spill-over puede ser incrementada para mejorar la eficiencia de separación de gas.

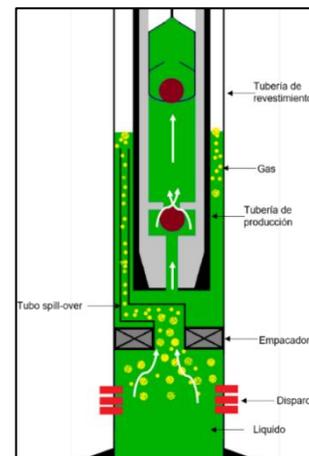


Figura 2.12 Ancla Empacadura

2.1.3. Descripción y operación de las bombas subsuperficiales

En la industria petrolera los mecanismos de bombeo superficial y de fondo son utilizadas comúnmente para el transporte de hidrocarburos y sus derivados, manejo de fluidos de los procesos de producción, servicios auxiliares y apoyo a los procesos. Cada bomba responde a una necesidad específica, por lo que existe alta variedad de diseños, materiales y capacidades que en general se clasifican conforme a la **figura 2.13**.

La bomba de fondo que integra al sistema de varillas de succión es considerada el medio común para aumentar la productividad de los pozos bajando la presión fluyente. En lugar de bajar el gradiente de presión dentro de la tubería como en el caso del gas lift, las bombas de subsuelo de este sistema de levantamiento artificial incrementan la presión en el fondo de la tubería lo que les permite levantar una cantidad suficiente de fluido y llevarlo a la superficie. Siendo así el componente principal del BM, por lo que no solamente permite definir un gasto, sino ayuda al diseño de sus componentes tanto superficiales como subsuperficiales.

Siendo así que las bombas que se emplean durante la operación del sistema de levantamiento artificial UBM se conceptualizan en la familia de desplazamiento positivo del tipo recíprocante. El uso de una bomba con este principio de operación; le permite a la Unidad de BM manejar fluidos altamente viscosos sin que se vea afectada la eficiencia de la bomba, de igual forma este tipo de bomba tiene la característica de soportar altas presiones de descarga sin afectar el flujo de bombeo por lo cual no se requiere presiones altas de succión, lo que favorece para ser implementado en yacimientos maduros o bien en aquellos que se encuentran en declinación cuya relación gas-aceite (RGA) llega a ser menor a $200 \text{ m}^3/\text{m}^3$.

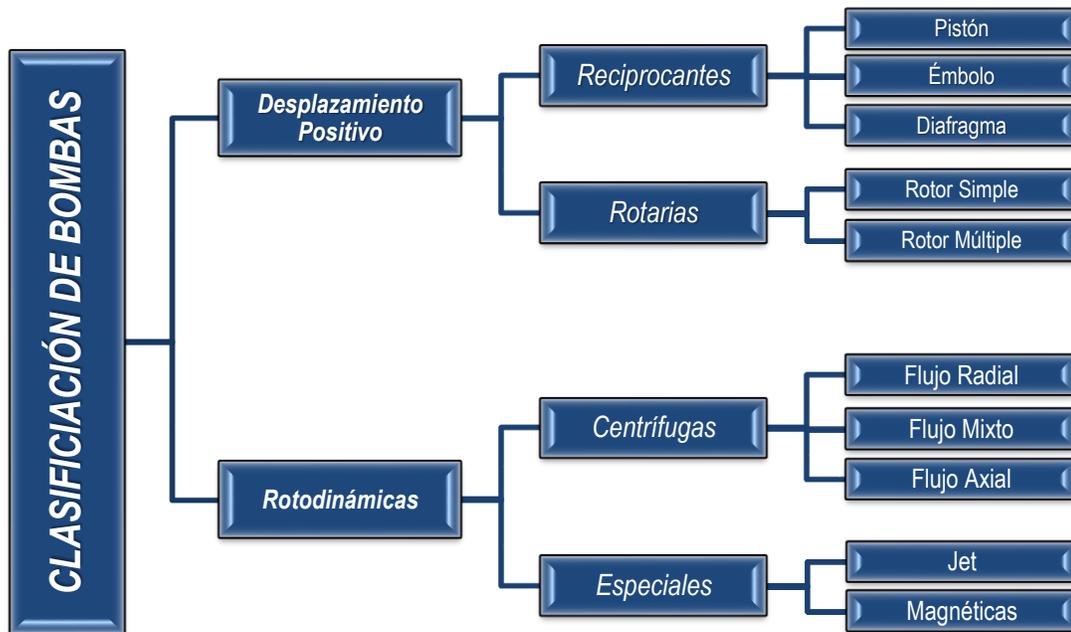


Figura 2.13 Clasificación de Bombas

Por lo cual se considera, para su diseño y operación de la bomba subsuperficial, los siguientes componentes principales:

✓ Pistón o émbolo

Es el elemento móvil y de sacrificio del sistema de la bomba, debido a que ayuda al movimiento de los fluidos desde el fondo de la bomba hasta el tope. Dicho movimiento puede ser causado por el recorrido del pistón dentro del barril o debido al movimiento del barril alrededor del pistón. Su longitud oscila entre 6" y 12" por cada 1,000 ft de profundidad, en tanto a su diámetro los tamaños normales con los que se tienen son los de 1 1/4", 1 1/2", 1 3/4", 2" y 2 1/4". Sin embargo, en pozos con fluidos altamente viscosos, se debe tener en cuenta que mientras mayor sea la longitud del pistón, mayor será la fricción generada por la bomba y, por tanto, las posibilidades de flotación de la sarta de varillas son mayores.

Por lo cual son construido con una dureza menor que la del cilindro o barril de trabajo, clasificándolos en dos tipos de pistones: pistón metálico y pistón con empaque suave, **figura 2.14**. Para el caso de los pistones con empaque suave, son clasificados en base a su diseño de tipo copa, tipo anillo o combinados; considerándose menos costosos tanto al adquirirlos como en su reparación, sin embargo, no son tan efectivos al bombear en pozos profundos; en el caso del tipo anillo, existe un gran espacio libre entre el pistón y el barril, presentando mayores pérdidas por escurrimiento y afectando la eficiencia volumétrica.

Los pistones metálicos son utilizados en pozos profundos o en pozos que no producen sólidos. Estos son por igual lisos o ranurados. Debido al pequeño espacio entre el pistón y el barril, son considerados eficientes; debido a que permiten altas capacidades de bombeo que los de empaque suave. Sin embargo, cuando el pozo produce sólidos su desgaste es más rápido. Habitualmente posee acabados superficiales pulidos o son cromados para disminuir el desgaste en su superficie, reducir la abrasión y la fricción en el caso de que llegue haber contacto con el barril. Para su nomenclatura se tiene definido el siguiente esquema, **figura 2.15**.



Figura 2.14 Émbolo de la bomba subsuperficial

					P	X	X	X	X	X
Pistón o Embolo (Plunger)										
Tamaño del orificio de la bomba (pulgadas, In)	1	(1.062 In)	6	(2.000 In)						
	2	(1.250 In)	7	(2.250 In)						
	3	(1.500 In)	8	(2.500 In)						
	4	(1.750 In)	9	(2.750 In)						
	5	(1.781 In)	10	(3.250 In)						
			11	(3.750 In)						
Configuración	1	Pulverización de metal								
	2	Pulverización de metal, cuerpo ranurado.								
	3	Cromo								
	3D	Cromo, doble plateado								
	4	Cromo, cuerpo ranurado								
	5	Acero Inoxidable								
	6	Mercurio								
	7	Aleación								
	8	Aleación, cuerpo ranurado								
	9	Metal pulverizador, 4 ranuras de polietileno								
9A	Metal pulverizador, 2 ranuras de polietileno									
9B	Metal pulverizador, 2 ranuras de polietileno									
9C	Pulverización de metal, cuerpo con 2 ranuras de polietileno									
9D	One Poly Groove									
Longitud del embolo (pies, ft)	1	(1 ft)								
	2	(2 ft)								
	3	(3 ft)								
	4	Etc.								
Tipo de terminación	ND	Plain Pin End								
	M	Monel Pin								
	K	K-Monel Pin								
	GM	Monel (Grooved) Pin								
	BX	Box End Thread								
	NP	Nickel Plated								
SS	Plain Pin Square Shoulder									
Ajuste (pulgadas, In)	1	(-0.001 In)								
	2	(-0.002 In)								
	3	(-0.003 In)								
	4	(-0.004 In)								
	5	(-0.005 In)								
	6	(-0.006 In)								

Figura 2.15 Nomenclatura del embolo o pistón de una bomba subsuperficial

✓ Cilindro o barril de trabajo

Este es el componente por el cual el pistón viaja a través de él, durante su recorrido tanto ascendente como descendente, sus dimensiones son establecidas conforme a la carrera máxima del pistón o embolo. Dicha longitud debe ser calculada sumando la carrera máxima de la unidad, la longitud del pistón, el espaciado de la bomba y la longitud de las jaulas de las válvulas viajera y fija normalmente tomada como (12" in). El material con el que son construidos los cilindros es de aleaciones de acero o bronce, por lo consiguiente se tiene una clasificación en base al grosor de la pared del cilindro y las necesidades de la operación.

Los barriles de pared gruesa se fabrican a partir de tubos sin soldadura estirados en frío hechos de diversos materiales para todas las longitudes de carrera. Debido a su mayor espesor de pared poseen buena retención de forma. Una desventaja con respecto al área efectiva del émbolo son los diámetros interiores del barril que, en comparación con los barriles de pared delgada, son más pequeños.

Los barriles de pared delgada se fabrican a partir de tubos sin costura o con soldadura longitudinal. Debido a su baja estabilidad dimensional, la longitud posible del barril es limitada. El espesor de pared más pequeño de este tipo de barril también los hace susceptibles a altas presiones diferenciales. Para lograr una mayor resistencia al desgaste, las caras de rodadura pueden ser endurecidas o cromadas duras.

Así mismo, el barril puede ser un componente insertado dentro de la tubería (móvil) o formar parte de este (estacionario), con anclaje de fondo o superficial de tipo cámara (tubing) o tipo camisa (liner), **figura 2.16**.

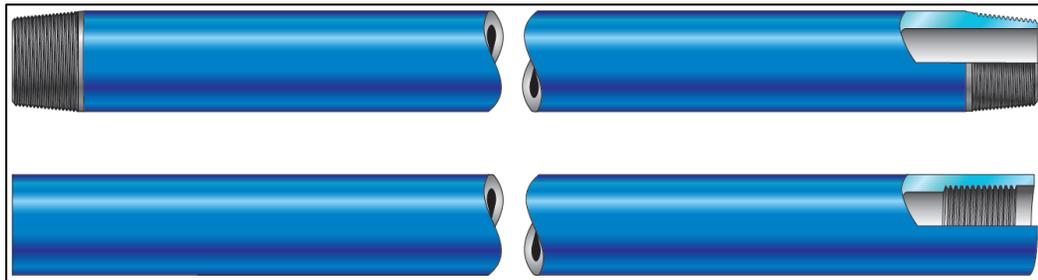


Figura 2.16 Barril estacionario o móvil

➤ ***Barriles de trabajo para bombas de tubería***

Los barriles de trabajo para bombas de tubería están disponibles en los siguientes diseños:

Chaqueta con forro barril

Este tipo de diseño de camisa es similar para las bombas de tubería (TL) y de varilla (RL). Podemos distinguir revestimientos de una pieza que rara vez se usan más y revestimientos seccionales. Las últimas consisten en secciones de revestimiento cilíndricas (cada una de un pie de longitud) que se alinean coaxialmente en la camisa y se fijan mediante bujes en los extremos de la camisa. La ventaja de este tipo de diseño es la posibilidad de volver a trabajar o reemplazar secciones de revestimiento desgastadas individuales. Los revestimientos se fabrican a partir de tubos de fundición centrífuga endurecidos o endurecidos y templados. La superficie interna (cara de funcionamiento del émbolo) está pulida con precisión para cerrar las tolerancias. Se pueden lograr excelentes propiedades de funcionamiento combinando un forro fundido por centrifugación con un émbolo cromado duro, especialmente en el caso de medios no corrosivos y no abrasivos.

Cilindro afilado de precisión de pared pesada para bomba de tubería (TH)

El cañón está integrado en la sarta de tubería y debe diseñarse con un espesor de pared mayor (114") que el habitual para las bombas de inserción, para cumplir con la tensión total de la sarta de tubería (peso muerto, temperatura, pandeo helicoidal, respiración, tensiones de tracción si los empacadores o se están utilizando anclajes de tubería) efectivos en el ajuste de la profundidad. Para tipos especiales (como para cargas de alta tensión debido a un largo tubo de escape) se dispone de un espesor de pared especial. La cara interior de la barra (cara de rodadura) es afilada

con precisión, ya que son deseables tolerancias muy cercanas para los émbolos metálicos. La rosca externa del cilindro es cilíndrica conforme a las especificaciones API de la norma 11 AX.

Barril de pared pesada para tubo tubular (TP)

Este tipo de barril se usa en combinación con un émbolo empacado. Los requisitos de tolerancia para tales émbolos no son tan cercanos como los de los émbolos de metal y una cara de rodadura normalmente afilada es suficiente. Con este tipo, la rosca de conexión del barril se estrecha de acuerdo con el Instituto Americano del Petróleo (API, siglas en inglés) en su norma API 11AX

➤ **Barriles de trabajo para bombas de inserción**

Los siguientes diseños de barriles están disponibles:

Barril de precisión de pared pesada para bomba de varilla (RH)

El grosor de la pared del barril es (3/16") con diámetros de (1^{1/4}" y (1^{1/2}" y (1/4") con diámetros más grandes. El cierre cilíndrico es metálico en las caras de su roscado cilíndrico (par especificado). Es posible aumentar la carrera del émbolo atornillando las extensiones.

Barril de precisión de pared delgada para bomba de varilla (RW)

Este tipo de barril permite diámetros máximos del émbolo y, por lo tanto, tasas de producción máximas. Sin embargo, debido al pequeño espesor de la pared (1/8"), la profundidad de bombeo es limitada. El cañón está provisto de rosca interna cilíndrica.

Barril de pared delgada para bomba de varilla (RS)

Al igual que el tipo T P, este barril se usa en combinación con los émbolos compactos. Esto permite nuevamente mayores tolerancias internas. El espesor de la pared y el tipo de roscado son similares a los de las bombas RW.

Para encontrar la solución más económica con respecto a las condiciones de los pozos individuales, como la corrosión y el desgaste, es necesario seleccionar la combinación de materiales más adecuada para el barril y el émbolo. La **tabla 2.3** presenta un estudio de los grados de material de barril de junto con su rango de aplicación pertinente.

Tabla 2.3 Tipos de barriles para bombas de varillas

TIPO	MATERIAL	CARACTERÍSTICA
-	Acero al carbón no endurecido	Aceite no corrosivo, sin contenido de materiales abrasivos.
H'	Acero al carbón endurecido	Aceite, no corrosivo, corte por agua, bajo contenido de materiales abrasivos
Cr	Acero al carbono cromado internamente duro	Aceite, corte de agua, baja corrosión por agua salada y alto contenido de materiales abrasivos
KH	Acero inoxidable endurecido	Aceite, corte de agua, alta corrosión por agua salada y bajo contenido de materiales abrasivos

TIPO	MATERIAL	CARACTERÍSTICA
B*	Admiralidad de latón	Aceite, corte de agua, alta corrosión por agua salada y bajo contenido de materiales abrasivos
BCr	Cromado interior duro Admiralidad de latón	Aceite, corte de agua, alta corrosión por agua salada y bajo contenido de materiales abrasivos
M*	Monel	Aceite, alto corte de agua, para la corrosión del agua salada con CO ₂ -H ₂ S, sin contenido de materiales abrasivos
MCr	Cromado interior duro Monel	Aceite, alto corte de agua, para la corrosión del agua salada con CO ₂ -H ₂ S y un mayor contenido de materiales abrasivos

✓ Válvulas

Las válvulas se consideran el mecanismo principal de las bombas de subsuelo de las varillas de bombeo, porque para una operación de bombeo eficiente depende principalmente de la acción correcta de las válvulas de pie y viajera. Están diseñadas principalmente como válvulas de bola, solo unas pocas tienen válvulas de tipo anillo.

➤ Bolas y asientos

Las bolas y asientos son elementos críticos de una bomba de subsuelo; el ensamblaje de las válvulas y asientos se ubican en una jaula que permiten el flujo de fluidos con cada carrera de la bomba, alternadamente, manteniendo las válvulas en posición de asentarlas apropiadamente. Estas son válvulas de retención simple y funcionan según el medio a producir. Los asientos se mecanizan, se muelen con precisión y se terminan con metales resistentes a la corrosión y la erosión. Por lo general, son reversibles y se pueden usar en ambos lados. Las bolas de metal tienen un acabado de precisión, y cada combinación de bola y asiento se superponen para proporcionar un sellado perfecto, **figura 2.17**. Los conjuntos emparejados finalmente se prueban al vacío. Se requiere una acción de sellado altamente confiable entre la bola y el asiento debido a los diferenciales de presiones altas que son sometidas las válvulas durante el bombeo. Pequeñas imperfecciones iniciales en las superficies de sellado o daños posteriores debidos a la abrasión o corrosión causan un aumento del deslizamiento del líquido y un rápido deterioro de la acción de la válvula debido al corte del fluido.

Así mismo se tienen dos tipos de válvulas; la válvula fija y la válvula viajera ambas son reguladas por las diferencias de fuerzas sobre y debajo de ellas. La válvula fija controla el llenado y la entrada de fluidos desde el pozo al interior de la bomba y la válvula viajera, controla la descarga, es decir la entrada de fluidos de la bomba al interior del pistón, ambas válvulas operan con la restricción mínima de fluidos y cerrando para no permitir pérdidas.

La norma API 11 AX para válvulas y asientos no especifica los materiales de manufactura, sin embargo, dependiendo de las condiciones del pozo podría ser necesario utilizar materiales diferentes para alargar la vida útil de las válvulas y asientos. A continuación, en la tabla 2.4 se presentan algunas válvulas utilizadas en la industria para diferentes condiciones del pozo.

Tabla 2.4 Materiales de válvulas de bola

VÁLVULA	CONDICIÓN	MATERIAL
Tungalloy	Soporta alto impacto, resistente para casos de severa abrasión y corrosión.	Cobalto
Carburo de Tungsteno	Resistente a la abrasión	Carburo Tungsteno
Nitruro de silicio	Soporta corrosión severa, mediana abrasión y presencia de gas. Material liviano.	Nitruro de silicio
Titanio	Soporta alto impacto, resistente	Titanio



Figura 2.17 Bola y asiento de las válvulas

La válvula viajera se puede colocar por encima o por debajo del émbolo. La posición superior se recomienda para pozos en los que producen poco gas. Su ventaja es que el émbolo no se carga por el peso de la columna de fluido, lo que elimina el estiramiento del émbolo. La colocación de la válvula debajo del émbolo reduce el espacio muerto entre las válvulas estacionarias y móviles, una característica deseada cuando se bombean los fluidos gaseosos. Las bombas con esta disposición de válvulas proporcionan eficiencias volumétricas favorables y son menos propensas al bloqueo de gas. La válvula viajera y de pie pueden duplicarse para prolongar la vida útil de las bombas. Especialmente en pozos arenosos, dos válvulas en serie garantizan mucha más seguridad. Durante el funcionamiento de la válvula, la bola se asienta periódicamente y se desaloja en el asiento de la válvula. Las altas presiones en la profundidad de la bomba hacen que la bola golpee el asiento con altas fuerzas de impacto. Si el movimiento de la bola no está restringido, puede moverse fuera de la línea central del orificio del asiento cuando se levanta. Luego, durante el cierre, la bola golpea solo un lado del asiento, lo que resulta en un desgaste excesivo tanto del asiento como de la bola. Para

disminuir el daño de la válvula y mejorar el rendimiento, se utilizan jaulas de válvula que guían y restringen el movimiento de la bola.

➤ Jaulas de válvulas

Las jaulas de válvula son parte del ciclo de bombeo para restringir el desplazamiento lateral y vertical de las bolas de válvulas, al tiempo que proporciona la menor restricción de flujo posible a través del conjunto de la válvula. Las especificaciones API en válvulas y jaulas de bomba deja abierta varias opciones de diseño, tales como el diámetro de orificio del asiento, la forma de la superficie de sellado del asiento, la construcción de la jaula y los procesos metalúrgicos se encuentran entre los factores que varían de un fabricante a otro, por lo que puede afectar considerablemente el rendimiento de la válvula.

Las jaulas se fabrican en una amplia selección de materiales para adaptarse a las condiciones específicas de los pozos. Las jaulas son fabricadas comúnmente en latón, acero inoxidable, acero al carbono, aleación de acero y aleación de níquel en guías de bola regulares o de línea dura. Con forme a la norma API, podemos distinguir las jaulas de válvulas "abiertas" y "cerradas", **figura 2.18** (a) y (b) respectivamente. "Abierto" significa que la entrada de líquido y la posterior salida de líquido tienen lugar a través de la jaula que está abierta en los lados. "Cerrado" significa que el líquido no puede salir del lado de la jaula, sino que debe fluir hacia arriba.

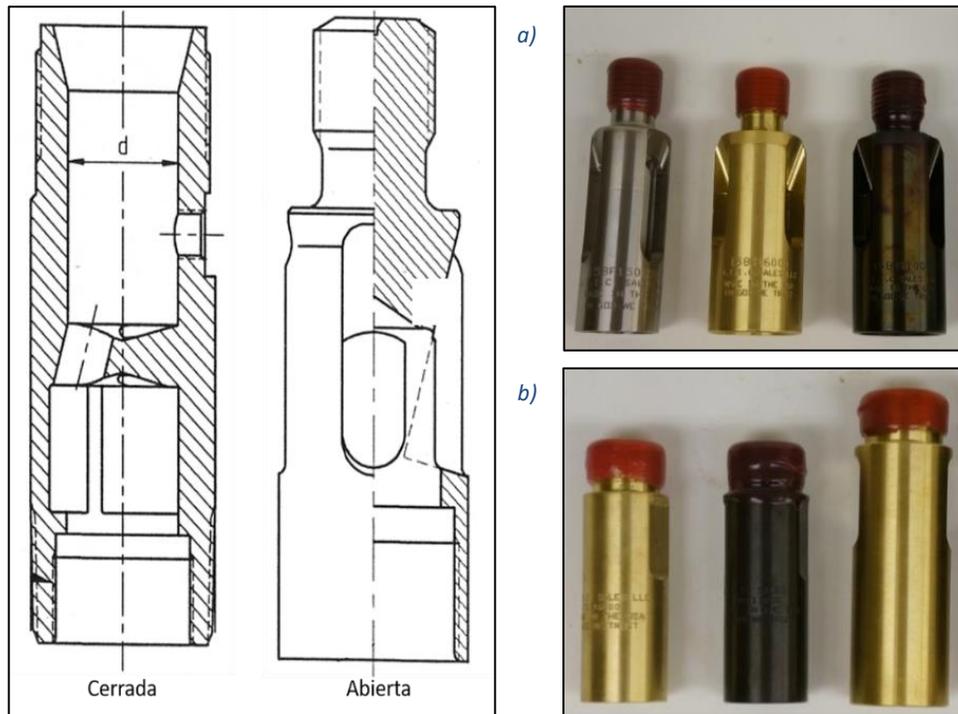


Figura 2.18 Jaulas de válvulas

✓ Principio de funcionamiento de la bomba: carrera ascendente y descendente

Cuando la unidad en superficie se encuentra en el punto muerto inferior, la válvula fija y la válvula viajera están cerradas (**figura 2.19-A**). Al inicio de la carrera ascendente, la presión de fondo y el efecto de succión producido por el movimiento del pistón permiten a la válvula fija su apertura, esta longitud es equivalente a la carrera de trabajo de la unidad de superficie, de ese modo el volumen desplazado por el pistón es ocupado con el fluido succionado del pozo (**figura 2.19-B**); creando una depresión sobre la válvula viajera, lo que ocasiona que ésta permanezca cerrada durante la carrera ascendente (**figura 2.19-C**). El fluido continúa llenando la bomba hasta llegar al punto muerto superior, en este momento, la válvula fija se cierra, ya que la presión sobre esta es mayor a la presión en el pozo; debido a la columna del líquido (**figura 2.19-D**). Lo que da inicio a la carrera descendente, cuando el pistón comienza el movimiento hacia abajo, la válvula viajera abre (**figura 2.19-E**), produciendo un efecto de compresión sobre el fluido que se encuentra alojado en el barril de la bomba. El pistón continuo su viaje descendente, mientras que el fluido es transferido a la tubería de producción, hasta llegar al punto muerto inferior (**figura 2.19-F**) (en la carrera descendente la bomba sigue movilizand al fluido, debido a que la barra pulida ocupa un volumen que desaloja liquido del barril (**figura 2.19-G**). Una vez que el embolo llega al punto muerto inferior, se cierra la válvula viajera y se repite el ciclo de bombeo (**figura 2.19-A**).

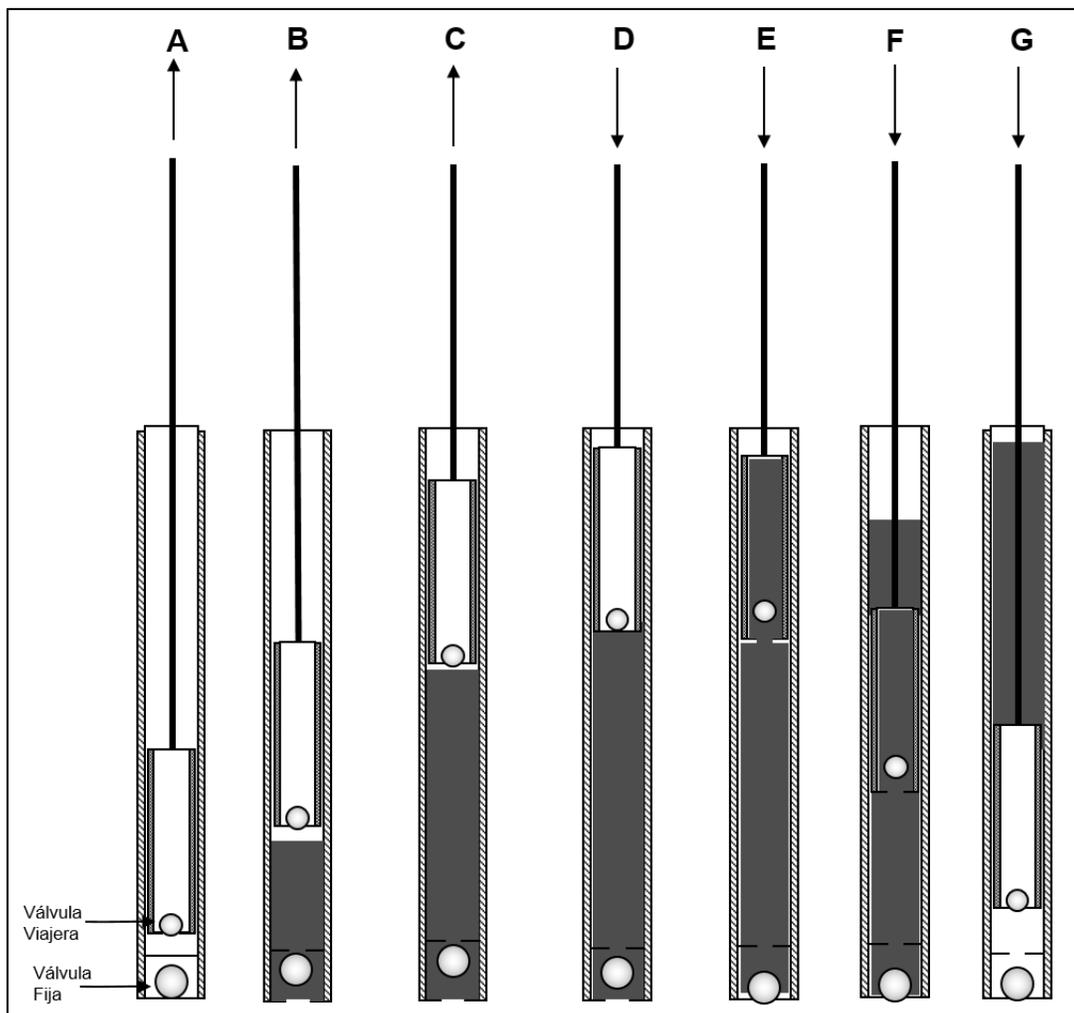


Figura 2.19 Ciclo de bombeo de las bombas sumergibles

✓ Clasificación de bombas subsuperficiales

El Instituto Americano del Petróleo (API, siglas en inglés) en su norma API 11AX, clasifica a las bombas subsuperficiales en dos tipos: bombas de tubería y bombas insertables, **tabla 2.5**. Esto le ha permitido desarrollar una nomenclatura estándar de designación de bombas subsuperficiales, que da como resultado una descripción concisa de la bomba; las cuales incluyen datos como; tamaño nominal de la tubería, diámetro del agujero, tipo de bomba; dentro de este se definen el tipo y tamaño del barril incluyendo longitud del pistón, ubicación de anclaje y longitud total de las extensiones.

Tabla 2.5 Clasificación de bombas subsuperficiales conforme a la norma API 11AX

Tipos de Bomba	Designación de letras			
	Pistón Metálico		Pistón con empaque suave	
	Pared gruesa	Pared delgada	Pared gruesa	Pared delgada
Bombas de inserción				
Barril estacionario y anclaje superior	RHA	RWA	-	RSA
Barril estacionario y anclaje inferior	RHB	RWB	-	RSB
Barril estacionario y anclaje inferior	RXB	-	-	-
Barril viajero y anclaje inferior	RHT	RWT	-	RST
Bombas de Tubería	TH	-	TP	-

Para la designación de las letras de las bombas se tiene la siguiente relación:

Primera letra

- ✓ **R**: Bomba inserción; que corre a través de la tubería
- ✓ **T**: Bomba de tubería

Segunda letra

- ✓ **H**: De pared gruesa, para pistón metálico
- ✓ **W**: De pared delgada, para pistón metálico
- ✓ **S**: De pared delgada, para pistón con empaque
- ✓ **P**: De pared gruesa, para pistón con empaque

Tercera letra

- ✓ **A**: Anclaje superior
- ✓ **B**: Anclaje inferior
- ✓ **T**: Anclaje inferior con barril viajero

A fin de conocer los beneficios de cada bomba, a continuación, se describen brevemente los tipos de bomba conforme a su clasificación:

➤ **Bombas de inserción**

Las bombas de inserción (**figura 2.20**), son aquellas donde el pistón y del barril son ensamblados dentro de un paquete de tal forma que al ver su exterior solo se visualiza un tubo con una entrada y una salida. El paquete está integrado por un dispositivo de anclaje, el cual permite fijar la bomba a la tubería de producción, para el caso de las bombas de inserción de barril estacionario, el barril se encuentra fijo a la tubería de producción mientras que el pistón se encuentra libre y se mueve por la acción de la sarta de varillas. Para las bombas de este tipo la válvula viajera se encuentra en el extremo inferior del pistón, debido a que la válvula fija suele ser de mayor tamaño que la válvula viajera.

Para su operación, el fluido producido fluye a través del espacio anular entre la tubería de producción y la sarta de varillas, esto es posible debido a que el fluido debe a travesar unos agujeros ubicados en la parte superior del barril que lo comunica a la zona superior del pistón con la tubería de producción. Dichos agujeros son conocidos como jaula superior cuyo objetivo es soportar el paquete bomba-pistón mientras que la bomba desciende dentro de la tubería y es aprovechada como herramienta de rotación o impacto durante transcurso del anclaje a la tubería.

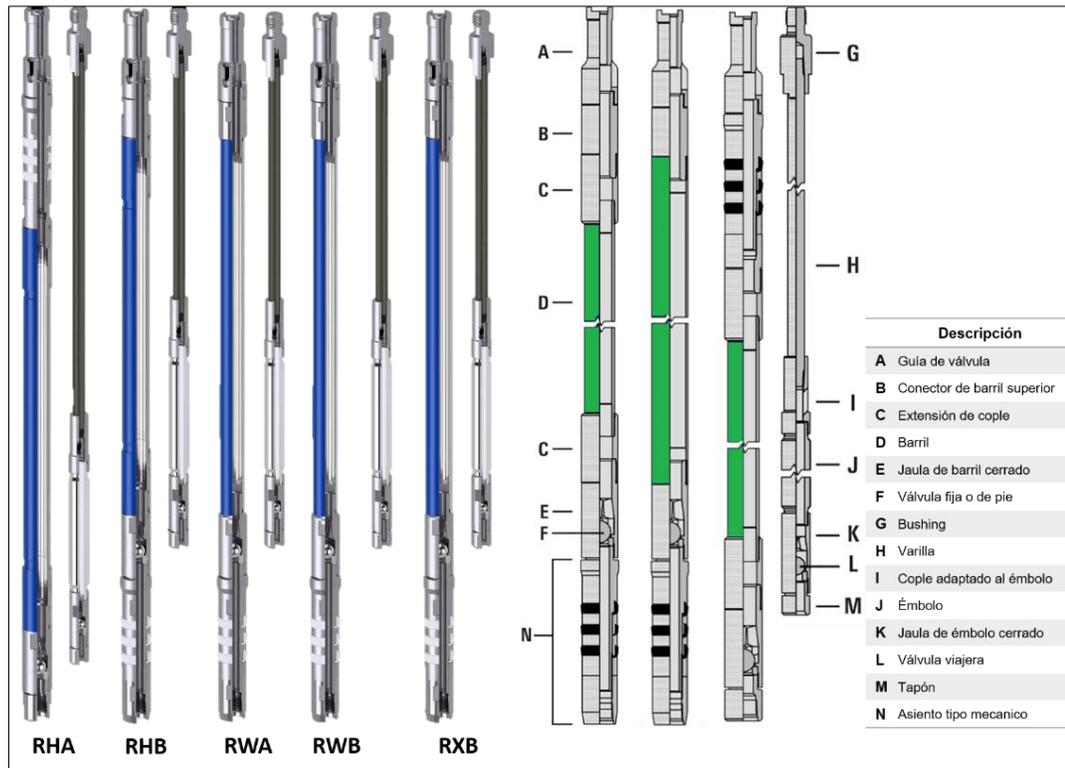


Figura 2.20 Bombas de Inserción conforme a la norma API 11AX

Estas bombas con barril estacionario son de menor longitud lo implican que manejen bajos volúmenes de fluidos generalmente hasta 600 bpd, dependiendo de su anclaje se tienen clasificados como anclaje superior o inferior; para el caso en el que se tiene anclaje superior son recomendados para pozos profundos que no presente problemas de corrosión o con presencia altas de arenas lo que implica que el barril actué como separador interno de gas haciendo favorable estas bombas en pozos con alta RGA. En el caso del anclaje inferior, se tiene la válvula fija o de pie totalmente sumergida, por lo que se

considera ser implementada estas bombas en pozos de bajo nivel de fluido, en consecuencia, no es recomendable su aplicación en pozos profundos debido a que puede presentarse problemas con la válvula por efectos de elongación de la misma tubería.

Actualmente se tiene como diseño especial las bombas con barril estacionario de anclaje mixto, dichas bombas son utilizadas en pozos con altas concentraciones de arenas o pozos que manejen fluidos altamente corrosivos como CO₂ o H₂S. además se caracterizan estas bombas por la estabilidad que representan su anclaje mixto por lo cual son recomendadas en pozos profundos o con largas emboladas. Dentro de las bombas de inserción la norma API considera de forma estándar a las bombas de inserción de barril viajero, **figura 2.21**; este tipo de bomba sumergible tiene como finalidad, de evitar la decantación de la arena durante los ciclos donde no haya succión por parte de la bomba. Para este caso los componentes son los mismos pero el arreglo de la bomba cambia, en el cual el émbolo se invierte, anclándola a la tubería de producción y en el interior es colocada la válvula fija o de pie, en consecuencia, el barril forma parte de la sarta de varillas que en conjunto realiza el movimiento ascendente y descendente del sistema. En la parte superior del barril se localiza la válvula viajera, el cual se caracteriza por su tamaño en comparación a la válvula de pie. Debido a su configuración estas bombas son consideradas de baja capacidad de compresión por lo cual no son recomendables en pozos muy viscosos o con alta RGA o bien en pozos con altos gastos de producción debido a que puede presentarse problemas de colapso por parte del émbolo durante su carrera descendente.

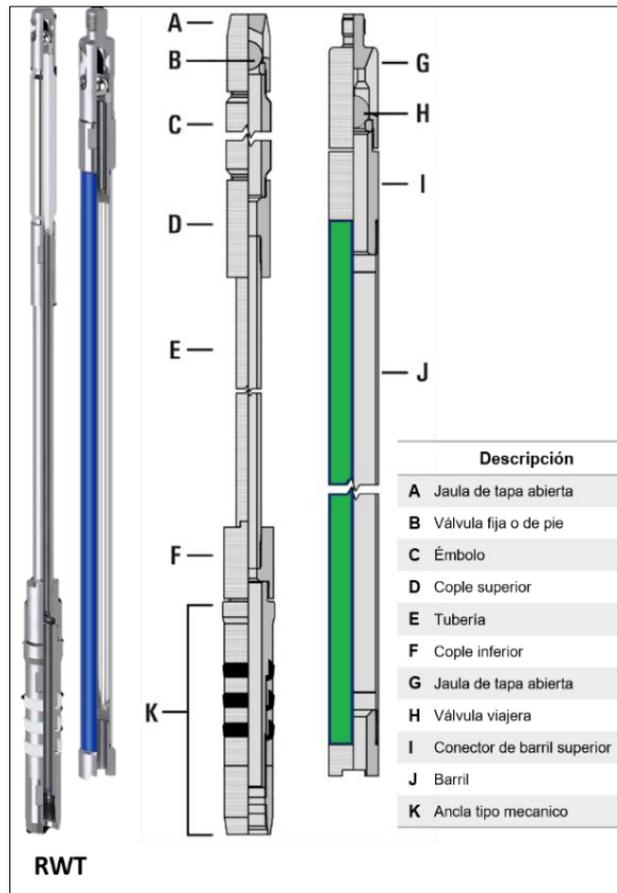


Figura 2.21 Bombas de inserción con barril viajero

➤ **Bombas de Tubería**

Las bombas de tubería, **figura 2.22**; se clasifican como bombas de alto volumen y trabajo pesado. Y son aquellas cuyo barril es instalado junto con la tubería de producción de tal forma que se encuentran fijo con respecto a la tubería mientras que el pistón es el elemento móvil el cual es accionado por la sarta de varillas. Se puede esperar una producción máxima con este tipo en relación con el tamaño de la tubería. Estas bombas suelen ser las bombas estándar de mayor volumen debido a que el barril puede ser de mayor diámetro que la tubería de producción (aunque en estos casos es necesaria una herramienta “on-off” que permite la conexión de las varillas ya que el pistón y barril son instaladas junto con la tubería). Sin embargo, debido al gran diámetro del émbolo, la carga de fluido será mayor que con una bomba de inserción. Por lo tanto, dependiendo de la longitud total de las varillas y el tamaño de la unidad superficial, la profundidad a la que puede ser aplicada es limitada.

El barril de la boba sirve como una sección de la tubería. El embolo y la válvula de desplazamiento se encuentra en el pozo con las varillas de bombeo. La válvula de pie puede ser de dos tipos; fija o recuperable. El tipo fijo se adjunta debajo del barril de la bomba como parte de la tubería. Se puede instalar una válvula más grande que con un tipo recuperable, pero se debe extraer la tubería para repararla. La válvula de pie de tipo recuperable descansa en una boquilla de asiento tipo copas o de tipo mecánico en la parte inferior de la sarta de la tubería. Esto se puede eliminar con la sarta de bombeo por medio de un extractor de válvulas que está unido permanentemente al extremo inferior del émbolo.

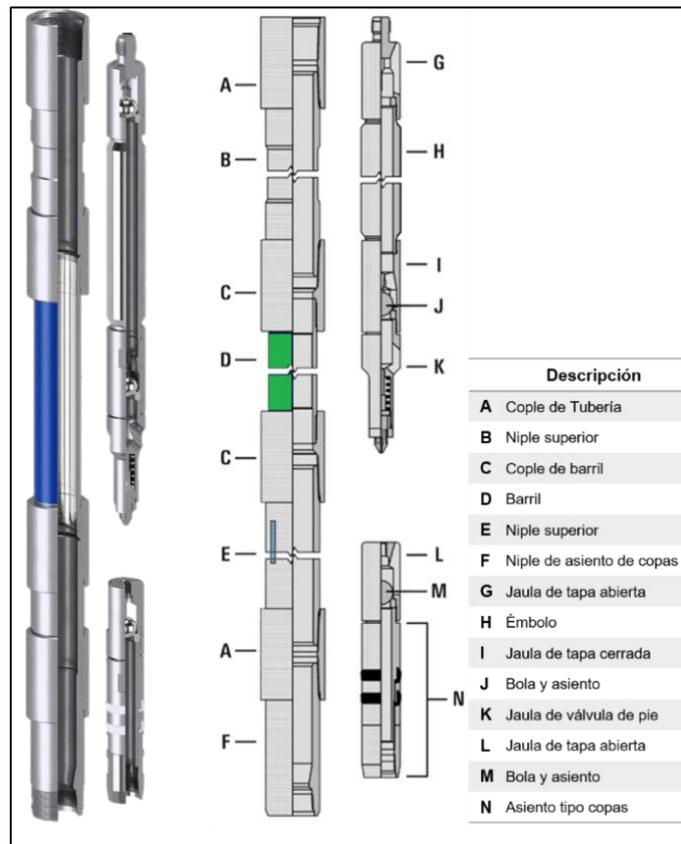


Figura 2.22 Bombas de tubería

➤ Bombas especiales

Además de las bombas API estándar, hay una multitud de tipos de bombas de varillas no estándar disponibles de diferentes fabricantes. Algunas partes estructurales de tales bombas especiales aún cumplen con las especificaciones API, lo que hace que las reparaciones de las bombas sean más fáciles y menos costosas. La mayoría de las bombas especiales ofrecen características que no están disponibles en las bombas estándar y se recomiendan en pozos con problemas operativos como interferencia de gas, fluidos cargados de arena o altamente viscosos, etc. Los altos gastos de producción también requieren el uso de bombas especiales; Un ejemplo de una bomba de alto volumen es la bomba de revestimiento. Por consiguiente, se requiere establecer las ventajas y desventajas de las bombas especiales. Estas bombas podrían crear más problemas de los que puede resolver. A continuación, se describirán los tipos más importantes de bombas especiales. Aunque otras bombas también están disponibles, las que se presentan aquí se eligieron para ser representativas de los tipos generales de varios fabricantes.

• Bomba de válvula de anillo

Las bombas de anillos son similares en operación y a diseño de las bombas de tubería e insertables, se suelen llamar válvula de arena debido a que evitan el asentamiento de la arena entre el barril y el émbolo o bien válvula de doble etapa, porque facilita la acción de bombeo de dos etapas, como se describe a continuación. La válvula de anillo es principalmente una válvula de retención situada en una jaula abierta en la parte superior del barril. Puede deslizarse hacia arriba y hacia abajo en la varilla de la válvula, a la que está bien ajustado. Durante la carrera ascendente, la bomba funciona como cualquier otra bomba de varilla de barril estacionaria, porque la válvula de anillo se levanta de su asiento y no ofrece resistencia al flujo de fluido ascendente. Cuando el émbolo comienza su recorrido hacia abajo, la válvula de anillo se cierra inmediatamente debido a la presión de la columna de fluido por encima de ella. Al mismo tiempo, la carga de fluido se transfiere a la válvula de anillo y la válvula de desplazamiento se descarga. A medida que el émbolo se desplaza hacia abajo, la presión en el espacio sobre la válvula móvil desciende rápidamente, y esto ayuda a que la válvula se abra poco después de que comience la carrera descendente.

El accionamiento de la válvula de anillo garantiza una eficiencia de bombeo de fluidos con presencia de gas libre. En tales casos, las bombas convencionales pueden tener eficiencias muy bajas y llegar a presentar fácilmente "bloqueos por gas" o el llamado golpeo de fluido. Un bloqueo de gas es una situación en la que la válvula de desplazamiento permanece cerrada durante todo el ciclo de bombeo y no desplaza ningún fluido en la superficie. Cuando el émbolo alcanza el nivel del líquido en el barril parcialmente lleno con la válvula de desplazamiento aún cerrada, se produce el golpeo de fluido en la carrera descendente. Ambas condiciones pueden atribuirse a una sola causa: la válvula de desplazamiento no puede abrirse al comienzo de la carrera descendente debido a la compresibilidad de los fluidos contenidos en el barril. La válvula de anillo, al descargar la válvula de desplazamiento al inicio de la carrera descendente, permite que ésta se abra en el momento adecuado y, por lo tanto, elimina las condiciones de bloqueo de gas o golpeo de fluido. Al comienzo de la carrera ascendente, la válvula de anillo permanece asentada debido a la carga de fluido, y se abre solo cuando se comprime la mezcla de gas-líquido sobre el émbolo. Este proceso de bombeo de dos etapas también ayuda a prevenir el bloqueo de gas de la bomba. **figura 2.23.**

La válvula de anillo es aplicable a todas las versiones de bombas de varilla de barril estacionario. Otras ventajas de las bombas equipadas con este tipo de válvulas; es la reducción en la carga en la sarta de varillas. Se reduce el rango de estiramiento por parte de la varilla y su tiempo de vida aumenta. La desventaja de la bomba de la válvula de anillo es que puede sufrir golpe de líquido en la carrera ascendente. Esto llega a presentarse cuando el barril solo está parcialmente lleno de líquido y la válvula de anillo no se abre al comienzo de la carrera ascendente, posteriormente la columna de líquido sobre el émbolo puede golpear la válvula de anillo.

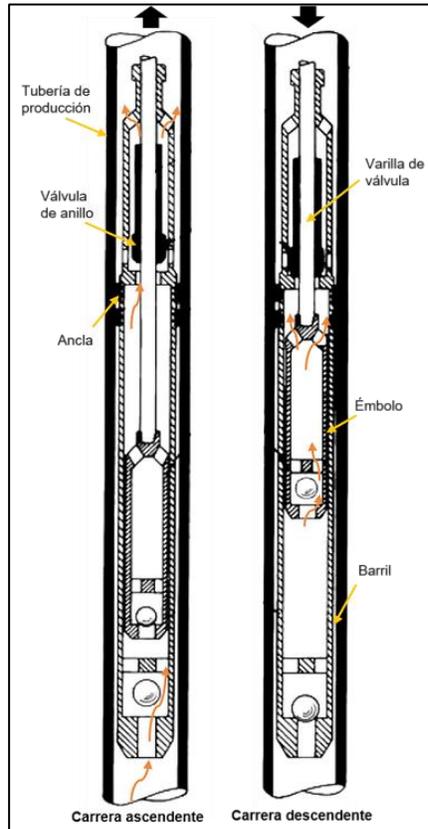


Figura 2.23 Ciclo de la bomba de la válvula de anillo

- **Bombas de varilla con válvula hueca**

Las bombas de varilla de válvula hueca (HVR) son bombas de tipo estacionario RW o RH, bombas de anclaje superior o inferior; llamada bomba de varilla de válvula hueca de dos etapas **figura 2.24**, se desarrolló para bombear pozos con una alta relación de gas-aceite o en pozos con producciones moderadas de gas y arena.

Las características básicas de la bomba son el uso de una segunda válvula de desplazamiento (superior) que es equivalente a la válvula de arena o de anillo utilizada en las bombas de válvula de anillo, una varilla de válvula hueca con puertos y una cámara sobre el émbolo. Otras partes son similares a las de una bomba de varilla de barril estacionaria.

Su operación inicia en la carrera ascendente, donde la válvula de desplazamiento inferior en el émbolo se cierra y transporta la carga de fluido. La válvula de pie se abre y los fluidos del pozo entran en el barril debajo del émbolo ascendente. A medida que avanza la carrera ascendente, el

émbolo desplaza los fluidos contenidos en la cámara y los desplaza a través de los orificios en la varilla de la válvula hueca, hasta la válvula superior de desplazamiento. Durante este proceso, la mezcla de gas y líquido se comprime porque el volumen desplazado de la cámara es considerablemente mayor que el volumen interior de la varilla de la válvula hueca. La presión elevada evita que se libere más gas de la fase líquida abriendo la válvula superior de desplazamiento. En la parte superior de la carrera ascendente, el flujo de fluido asciende a través de la válvula superior de desplazamiento, se detiene y la bola de la válvula regresa a su asiento.

Tan pronto como el émbolo comienza su desplazamiento hacia abajo, el espacio de la cámara comienza a aumentar, lo que crea una caída de presión. Esta disminución de la presión ayuda a que la válvula superior de desplazamiento se cierre y la válvula inferior de desplazamiento se abra. La válvula de pie está cerrada, y el émbolo desplaza los fluidos del barril hacia la cámara y la varilla de la válvula hueca. En los casos en que se produce un líquido de una sola fase, este desplazamiento del émbolo es mayor que el aumento en el volumen de la cámara, lo que resulta en un cierto desplazamiento de líquido en el tubo. La situación cambia si un gas-líquido. Esta bomba proporciona un buen funcionamiento en pozos con problemas de gas y arena. El recorrido del fluido dentro de la bomba garantiza una eliminación continua de las partículas de arena durante el bombeo, pero la arena puede asentarse por encima de la retención del fondo, lo que puede resultar en adherencia. La acción de bombeo de dos etapas es ideal para producir fluidos gaseosos y se puede usar para gastos altos de gas y aceite.



Figura 2.24 Bomba de varilla de válvula hueca de dos etapas, (Hollow-valve rod pump)

- **Bomba insertable de tres tubos**

Todas las bombas de varilla de succión sufren la abrasión del barril y el émbolo cuando se bombea arena u otros fluidos abrasivos. El desgaste por abrasión es menor si se aumenta el ajuste del émbolo, pero esto implica una caída mayor en el volumen de fluido bombeado. Una forma muy eficiente de reducir el desgaste y mantener una buena operación de la bomba es mediante el uso de una bomba de tres tubos. La eficiencia de una bomba de tres tubos no depende del ajuste del émbolo, porque el sellado de las partes móviles está asegurado por medios hidráulicos.

El funcionamiento de una bomba de tres tubos es similar en diseño a una bomba de varilla API de anclaje inferior de barril móvil, **figura 2.25**. El tubo cilíndrico con una válvula de pie está rodeado por dos tubos de desplazamiento concéntricos que se sujetan entre sí y tienen una válvula de desplazamiento encima de ellos. El tubo interno actúa como un émbolo y tiene otra válvula de desplazamiento en su parte inferior; El tubo exterior se puede considerar un barril móvil. Estos tubos están ajustados entre sí, con aproximadamente 0,015" (0,38 mm) de espacio entre ellos. Una característica importante es un pequeño orificio cerca de la parte superior del tubo de émbolo.

Durante la carrera ascendente, ambas válvulas de desplazamiento están cerradas y la válvula de pie está abierta. Debido al ajuste flojo entre los tres tubos, los fluidos de pozo pueden filtrarse a través de los espacios anulares desde el área de alta presión en el tubo hacia el área de baja presión debajo de la válvula de desplazamiento inferior. Como los tubos son largos, se desarrollan grandes caídas de presión en los espacios libres, reduciendo al mínimo la fuga de fluidos de pozo. Cuando comienza la carrera descendente, ambas válvulas de desplazamiento se abren y la válvula de pie se cierra. Ahora, los fluidos de pozo se desplazan desde arriba de la válvula vertical sobre la válvula inferior de desplazamiento. Una pequeña fracción de este fluido se escapa a través del pequeño orificio en la parte superior del tubo del émbolo, así como a través del ajuste suelto entre el émbolo y el barril estacionario, y pasa la separación entre los dos barriles para ingresar al tubo. Al igual que en la carrera ascendente, de nuevo los gastos de fuga son pequeñas, pero la dirección del flujo se invierte. Los fluidos presentes en las áreas anulares de los tubos, por lo tanto, se recirculan durante los trazos ascendentes y descendentes en lugar de ser realmente desplazados hacia el interior de los tubos. Este efecto proporciona el sellado necesario entre los tubos holgados y facilita que se mantenga una acción de bombeo efectiva.

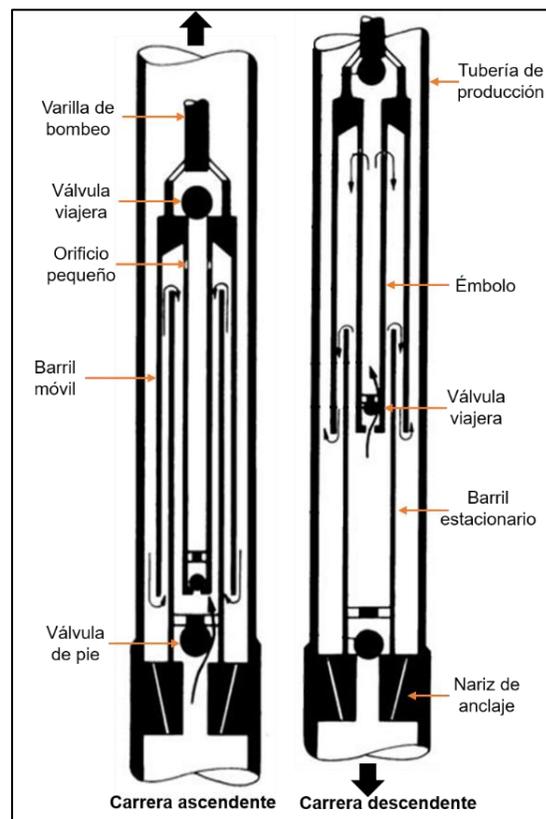


Figura 2.25 Bomba Insertable de tres tubos

La bomba de tres tubos es ideal para producir fluidos cargados de arena debido a que el uso de tubos ajustados sueltos resulta en un desgaste insignificante de las piezas de trabajo. Después de la fracturación hidráulica, los pozos se pueden limpiar de manera muy eficiente con bombas de tres tubos. La bomba de tres tubos combina las ventajas de una bomba de varilla de barril de desplazamiento y estacionaria. El barril móvil mantiene el fluido en movimiento alrededor de la sujeción inferior y elimina la obstrucción de la bomba debido al asentamiento de arena. La válvula de

desplazamiento superior evita que la arena se asiente dentro de la bomba durante el tiempo de inactividad. En pozos con temperaturas extremadamente altas, los problemas asociados con la expansión térmica desigual de barriles y émbolos en bombas convencionales se eliminan debido a los ajustes empleados. La desventaja de las bombas de tres tubos es que los pozos más profundos requieren que se usen tubos más largos para reducir el deslizamiento de la bomba causado por las mayores presiones de la columna de fluido. Sin embargo, esta bomba requiere velocidades mayores a los 10 SPM y debe estar completamente sumergida en fluido. Por lo tanto, no es recomendada para pozos con bajo nivel de fluido.

- **Bomba de doble anclaje**

La posición del anclaje superior e inferior tiene ventajas definidas en las bombas de varilla de barril estacionario, que pueden ser designadas como RHAB o RWAB, dependiendo de la pared del barril a utilizar.

El anclaje inferior es generalmente del tipo mecánico y proporciona la mayor parte de la fuerza de inmovilización necesaria. El anclaje superior es de tipo copa, y su función principal es asegurar un sello en la parte superior de la bomba, en la **figura 2.26** se muestra el recorrido descendente de este tipo de bombas.

Se recomiendan la implementación de bombas de doble anclaje, si se requiere una bomba larga; porque las dos restricciones aseguran un mayor apoyo al barril. El exterior del cañón no está sujeto a alta presión debido al efecto de sellado de la sujeción superior, lo que evita el daño del barril. Al bombear crudos arenosos, la retención superior elimina la posibilidad de que la arena se asiente alrededor del tubo del cañón y el lijado de la bomba. Además, la superficie exterior del barril está protegida contra los efectos corrosivos de los fluidos de pozo. Su principal desventaja es el costo relativamente alto debido a las dos restricciones requeridas y la necesidad de preparar una sección especial de tubería donde se coloca la bomba.

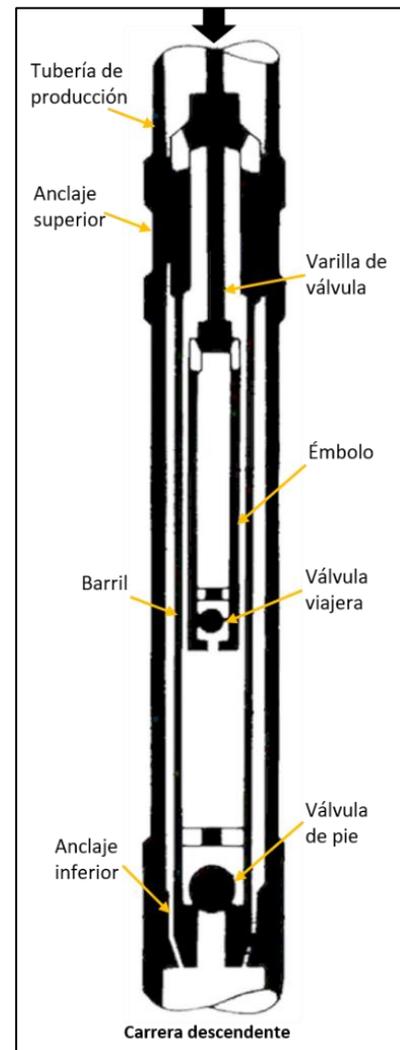


Figura 2.26 Bomba de doble anclaje

- ✓ **Nomenclatura API de las bombas**

La nomenclatura completa de las bombas ha sido desarrollada por el Instituto Americano del Petróleo (API) que proporciona una manera concisa para describir las bombas, la cual incluye los siguientes datos: diámetro nominal de la tubería, diámetro de la boba, tipo de bomba incluyendo el tipo de barril y ubicación del anclaje, la longitud del barril, longitud del émbolo y longitud total de las extensiones, **figura 2.27**.

Adicionalmente y según el tipo de servicio que la bomba va a prestar, se requiere la siguiente información adicional: material del barril, material del émbolo, material de la válvula, ajuste y longitud de cada extensión.

		<u>XX</u>	<u>XXX</u>	<u>X</u> <u>X</u> <u>X</u> <u>X</u>	<u>X</u>	<u>X</u>	<u>X</u>
Tubería de Producción (Tubing)	15 (1.90" 48.3 mm)						
	20 (2 3/8" 60.3mm)						
	25 (2 7/8" 73.0 mm)						
	30 (3 1/2" 88.9 mm)						
	40 (4 1/2" 114.3mm)						
Diámetro del pistón	125 (1 1/4" 31.8 mm)						
	150 (1 1/2" 38.1 mm)						
	175 (1 3/4" 44.5 mm)						
	200 (2" 50.8 mm)						
	225 (2 1/4" 57.2 mm)						
	250 (2 1/2" 63.5 mm)						
	275 (2 3/4" 69.9 mm)						
Tipo de bomba	R : Insertable T : De Tubing						
Tipo de barril	H : Pared gruesa W : Pared fina						
Anclaje	A : Superior B : Inferior T : Inferior p/barril móvil						
Tipo de anclaje	C : A copas M : Mecánico						
Longitud del barril, en pies							
Longitud nominal del pistón, en pies							
Longitud total de extensiones, en pies							

Figura 2.27 Nomenclatura API para bombas subsuperficiales

2.1.4. Varillas de succión

Las varillas de succión es una parte esencial del sistema del bombeo mecánico, el cual constituye el enlace entre la unidad superficial y los componentes subsuperficial; principalmente con la bomba subsuperficial, cuya función principal es transmitir el movimiento oscilatorio de la varilla pulida de esta.

El comportamiento de la sarta de varillas tiene un impacto directo en la eficiencia del sistema y sus fallas ocasionan la total paralización del sistema de bombeo. Por lo tanto, una sarta de varillas adecuadamente

diseñada no solo garantiza buenas condiciones de operación, sino que también puede reducir considerablemente los costos totales de producción. La sarta de varillas está compuesta por varillas de succión individuales que están conectadas entre sí hasta alcanzar la profundidad de bombeo requerida. Estas son barras de acero sólido con extremos forjados para adaptar roscas denominadas caja o pin, **figura 2.28**. Las mejoras más importantes en los métodos de fabricación de varillas de bombeo a lo largo de los años fueron la aplicación del tratamiento térmico para mejorar la resistencia a la corrosión. Posteriormente se pusieron a disposición varillas de diferentes aceros del tipo sólido, como la varilla de succión hueca o el tubo de varilla, la varilla continua y la varilla flexible. Las varillas de acero tienen algunos inconvenientes comunes; como es su peso, generando aumento en la potencia necesaria para accionar la bomba, como regla general es deseable mantener el esfuerzo de las varillas por debajo de las 30,000 libras de peso, sin embargo, la experiencia en diferentes áreas productoras puede indicar límites más bajos, otra problemática es su alta susceptibilidad al daño por corrosión en la mayoría de los fluidos. Ambos de estos problemas se eliminan con el uso moderno de las varillas de plástico reforzados con fibra de vidrio.

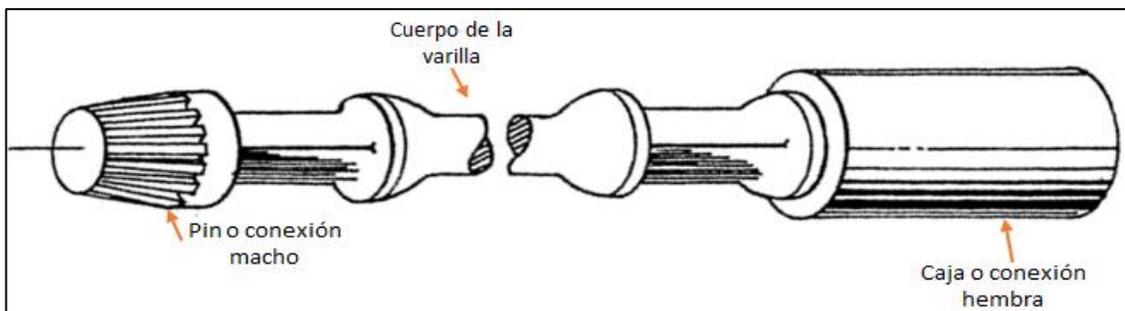


Figura 2.28 Pin de la varilla de bombeo



Figura 2.28 Caja de la varilla de bombeo

De acuerdo con las especificaciones API de la norma 11B, las varillas de bombeo vienen en longitudes de 25 o 30 pies (7.6 o 9.1 m, respectivamente), los diámetros del cuerpo de la varilla varían de $\frac{1}{2}$ a $1\frac{1}{8}$ de pulgada en incrementos de $\frac{1}{8}$ de pulgada, **tabla 2.6**. La norma API 5B rige las dimensiones y tolerancias de las varillas, mientras que la norma 11B normaliza los materiales de las varillas, agrupándolas en tres tipos: grado C, grado D y grado K, en la **tabla 2.7** se muestran las características de estos materiales y donde se identifica dos parámetros con fines de diseño, estos son: la resistencia a la tensión y rotura que corresponde cada esfuerzo máximo de soporta cada varilla.

Tabla 2.6 Tamaños de las varillas de bombeo API

Rod Size	Metal Área in ²	Peso de la varilla en el aire [lb/ft], Wr	Constante elástica [in/lb-ft], Er
1/2	0.196	0.726	1.99E-06
5/8	0.307	1.135	1.27E-06
3/4	0.442	1.634	8.83E-07
7/8	0.601	2.224	6.49E-07
1	0.785	2.904	4.97E-07
1 1/8	0.994	3.676	3.93E-07

Tabla 2.7 Características de las varillas API

Grado de varilla	Resistencia a la deformación, [psi]	Resistencia a la tensión, [psi]		Metalurgia	Aplicación
		Mínima	Máxima		
Grado C	65,000	90,000	115,000	AISI-1036 Carbón	Ambientes no corrosivos, en los cuales no se espere esfuerzos severos.
Grado D	100,000	115,000	140,000	Carbón o Aleación de níquel y molibdeno	Ambientes no corrosivos e implementados en pozos profundos o con altas cargas.
Grado K	65,000	85,000	115,000	AISI-46XX Aleación de níquel y molibdeno	Para ambientes altamente corrosivos.

La implementación de materiales plásticos reforzados con fibra de vidrio en la fabricación de varillas disminuye el peso total de la sarta de varillas, mejora la resistencia a la corrosión y entre otros beneficios adicionales. Estas varillas están disponibles en resinas de poliéster y en resinas de ésteres vinílicos con vidrio y se fabrican mediante un proceso conocido como extrusión por estirado.

El éxito de su rendimiento está en la conexión. Su carga máxima se ubica entre 35,000 a 38,000 (psi) de trabajo. Los diámetros externos de las varillas de fibra de vidrio se fabrican en diámetros externos de $\frac{7}{8}$ a $1\frac{1}{4}$ de pulgada. Debido a sus numerosas ventajas, las varillas de bombeo de fibra de vidrio son cada vez más favorecidas por los operadores. Existen otros tipos de varillas de bombeo que diversos fabricantes han diseñado, y que se definen como varillas No API, por no estar estandarizadas bajo las especificaciones del Instituto Americano del Petróleo (API). Dentro de estas se encuentran las varillas continuas y varillas de alta resistencia.

A lo que refiere como varillas continuas o varillas Corod, se tienen dos tipos, de corte elíptico o redondo cuyo tamaño oscila desde $1\frac{5}{16}$ a $\frac{20}{16}$ de pulgada, como su nombre lo indica estas varillas son continuas por lo que no tienen acoples, haciendo las varillas más ligeras, reduciendo la fricción con la tubería de producción; esto ayuda a que pueden ser implementadas en pozos desviados y profundos generando así desventajas, por lo que llegan a requerir equipos especiales para su transporte y corrida en el pozo.

Las varillas de alta resistencia como lo indica su nombre son varillas con la característica de soportar altas cargas y puede ser empleadas en ambientes corrosivos con presencia de CO_2 y H_2S , su fuerza de tensión mínima es de 200,000 psi y un límite de esfuerzo de trabajo de 50,000 psi, sus diámetros varían conforme al fabricante por lo cual se tienen en su mayoría diámetros de $\frac{5}{8}$, $\frac{3}{4}$, $\frac{7}{8}$, 1 y $1\frac{1}{8}$ de pulgada; por lo tanto se tiene como ventajas el incremento de la producción reduciendo así el tamaño de sus unidades. Los diseños de sarta de varillas pueden ser diámetros uniforme o combinado; en el caso en que la bomba está colocada a profundidades mayores de 1,000 metros, generalmente es deseable usar sertas telescopiadas, **figura 2.29**, es decir, en diferentes diámetros de varillas. Las varillas de diámetro más pequeño se colocan en el fondo de la sarta, inmediatamente arriba del émbolo, ya que la carga en las varillas es menor en ese punto. A menores profundidades donde la carga en varillas es más grande se usan mayores diámetros. Este arreglo da como resultado disminución de peso para el equipo superficial que el que se obtendría con una sarta de un solo diámetro, y representa un ahorro en el costo de las varillas de succión. Con el fin de identificar una sarta conformada por diferentes varillas acopladas se utiliza un código API de dos números. Debido a que el tamaño de la varilla se incrementa de $\frac{1}{8}$ de pulgada, el primer número del código se refiere al tamaño más grande de la varilla y el segundo al más pequeño. Comúnmente, se usan dos o tres diámetros de varillas, y las combinaciones típicas de diámetros de varillas en la sarta telescopiadas son:

- Varillas de $\frac{3}{4}$ y $\frac{5}{8}$ de pulgadas
- Varillas de $\frac{7}{8}$ y $\frac{3}{4}$ de pulgadas
- Varillas de 1 y $\frac{7}{8}$ de pulgadas
- Varillas de $\frac{7}{8}$, $\frac{3}{4}$ y $\frac{5}{8}$ de pulgadas
- Varillas de 1, $\frac{7}{8}$ y $\frac{3}{4}$ de pulgadas

Por otro lado, cuando se manejan sertas conformadas por varillas de acero y de fibra de vidrio, su arreglo se realiza mediante un código API diferente (conformado por tres números). El primer número representa el tamaño de la varilla en fibra de vidrio (en $\frac{1}{8}$ de pulgada), los siguientes dos dígitos representan el porcentaje de varilla que hay en fibra de vidrio dentro de la sarta y el último es referente al tamaño de la varilla de acero.

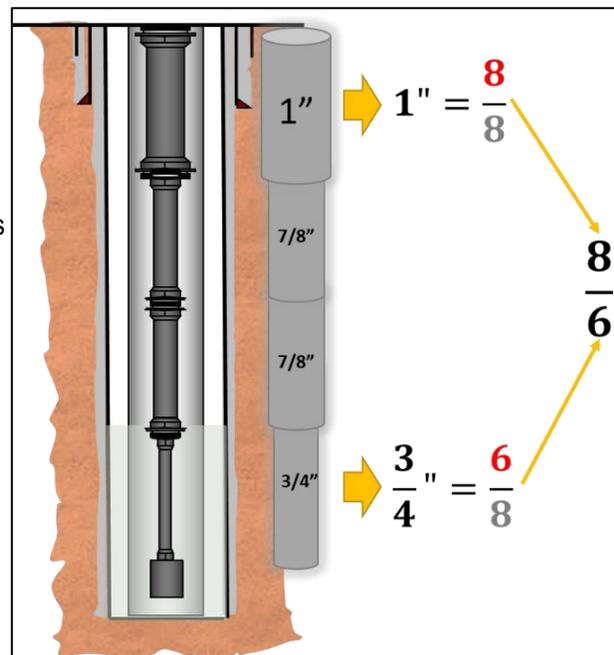


Figura 2.29 Arreglo de una sarta de varillas de acero

Por ejemplo, si se tiene una sarta conformada por un 80% de varilla de fibra de vidrio de una pulgada y un 20% con varillas de acero de $\frac{7}{8}$ de pulgada, su designación sería con el código **8807**.

Elementos adicionales de las sargas de varillas de succión

➤ Centralizadores

Debido a que la fricción y el desgaste de la varilla sobre la tubería pueden llegar a ser excesivos en algunos casos: pozos desviados, en situaciones de pandeo tanto en tubería como en la varilla, o en casos de golpeteo por fluido o gas, se pueden generar fallas en el sistema. Para minimizar los efectos por desgaste en las piezas metálicas y disminuir las cargas en las varillas debido a la fricción mecánica, se ha hecho una práctica común el emplear centralizadores de varillas. Estos son acoplados a las varillas para reducir, tanto el desgaste entre los materiales, como las fuerzas laterales que aumentan la fatiga del material y las fallas en la tubería de producción. Existen una gran variedad de modelos y fabricantes de centralizadores de varillas; sin embargo, gran parte de ellos presentan obstrucción en el flujo, causando grandes caídas de presión. De entre los distintos tipos de centralizadores, existe el tipo cierre de resorte que se instala sobre la varilla y se mantiene en posición debido a la fricción; y el giratorio con varias ruedas colocadas verticalmente, **figura 2.30**. Las ruedas, colocadas a 45° una de otra, ruedan sobre la superficie de la tubería en el mismo sentido del flujo para no generar una gran caída de presión.



Figura 2.30 Centralizador giratorio de ruedas

Presentan una gran ventaja al poseer las ruedas, principalmente al ser construidas con aleaciones de bronce para reducir la fricción, por lo cual no existe posibilidad de contacto entre la varilla y la tubería, además las ruedas son instaladas en el mismo sentido del flujo, impidiendo caídas de presión considerables.

➤ Barra de peso

Bajo ciertas condiciones, como la producción de fluidos viscosos, los problemas de descenso de la varilla que pueden surgir durante la carrera descendente, en donde la parte inferior de la sarga puede

pandearse bajo cargas de compresión. Para minimizar dichos efectos se debe incrementar el peso total de la sarta colocando barras de peso, **figura 2.31**. Las barras de peso son varillas pesadas hechas en acero sólido y con roscas estándar en ambos extremos, diseñadas para incrementar el peso de la sarta de varillas y para usarse exclusivamente al fondo de esta, situada principalmente por encima de la bomba. Los diámetros varían desde 1 ¼ de pulgada hasta 2 pulgadas, el tamaño de la tubería limita el diámetro máximo de la barra de peso que se puede usar, **tabla 2.8** muestra los diámetros estándar de barras de peso disponibles, su peso y el tamaño de tubería mínimo requerido para cada uno.

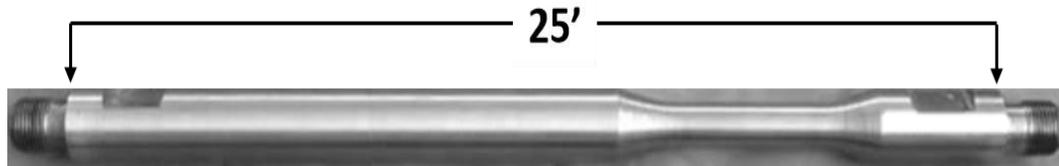


Figura 2.31 Barra de peso

Tabla 2.8 Barras de peso disponibles

Diámetro de barra de peso [in]	Diámetro de tubería [in]	Tamaño de pin API [in]	Peso en el aire de la barra de peso [lb/ft]
1 ¼	2	5/8	4.20
1 3/8	2 3/8	3/4	5.00
1 1/2	2 3/8	3/4	6.00
1 5/8	2 7/8	7/8	7.00
1 ¾	2 7/8	7/8	8.20
2	3 1/2	1	10.70

Las ventajas del uso de las barras de peso en una sarta de varillas de acero son la eliminación de la compresión en las secciones inferiores de la varilla y el correcto funcionamiento de las válvulas de la bomba. Dado que la válvula viajera se abre al inicio de carrera descendente, la producción de líquido es generalmente mayor. Con el uso de las barras de peso, la compresión en las varillas de fibra de vidrio se elimina y la sarta se encuentra bajo tensión durante todo el ciclo de bombeo. Este peso concentrado, combinado con la elevada elasticidad de la sección de fibra de vidrio, puede aumentar considerablemente la carrera del émbolo y la capacidad de la misma unidad de bombeo mecánico.

2.2. Componentes superficiales

2.2.1. Mecanismos superficiales de seguridad y control

Las conexiones superficiales, **figura 2.32**, tienen la función de conducir los hidrocarburos producidos por el pozo, a la línea de descarga de este, todas ellas deben ser para presiones no menores de 1,000 lbs/pg², diseñadas en tuberías de 2”.

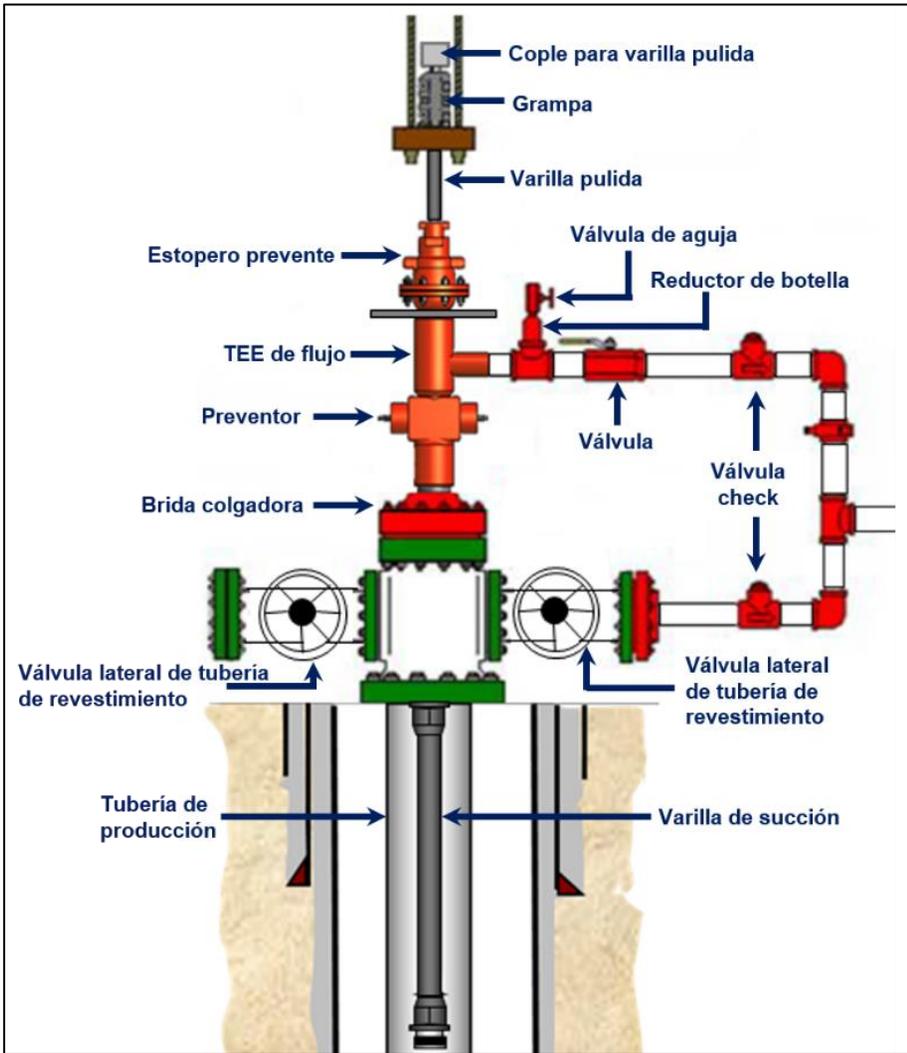


Figura 2.32 Conexiones superficiales del Bombeo mecánico

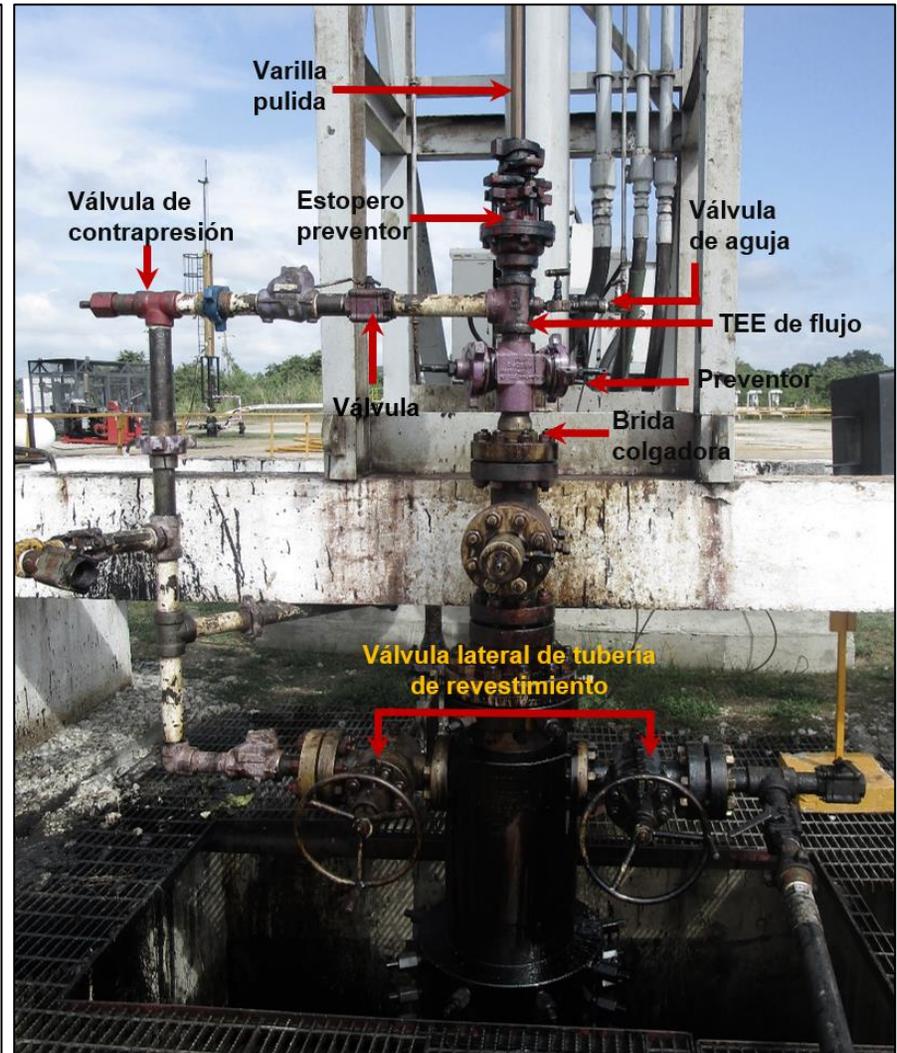


Figura 2.32 Conexiones superficiales típicas de la unidad de bombeo de carrera larga

Los elementos superficiales, están previstos a ser seleccionados conforme al diseño propio del sistema, entre los más importantes se encuentran los siguientes:

Brida colgadora

La brida colgador, **figura 2.33**, es empleada cuando las terminaciones requieren de un árbol de válvulas roscado o dirigen la transición al equipo de bombeo, este adaptador tiene una cuerda del colgador de tubo que proporciona la suspensión de la tubería del pozo cuando este es requerido, cuenta con ranura para junta de acero. Para asentar el árbol del pozo con 6". Los adaptadores se encuentran con bridas de tamaño nominal de $7\frac{1}{16}$ ", de conexiones roscadas para tubos a partir de $7\frac{3}{8}$ " y hasta $3\frac{1}{2}$ " y rangos de presión que llegan hasta los 5,000 psi cumpliendo con las especificaciones API.

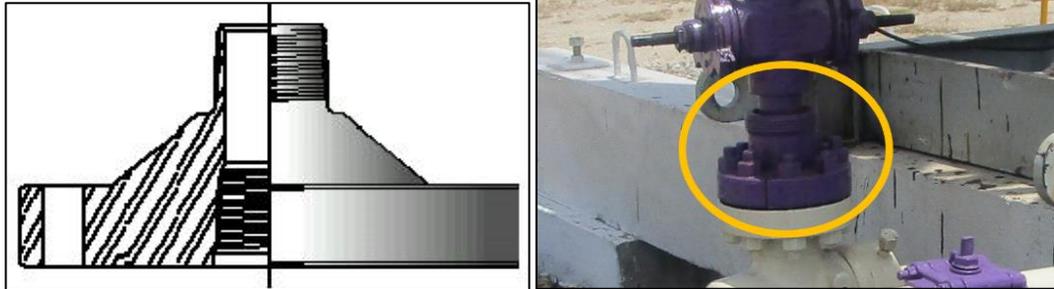


Figura 2.33 Brida colgadora

Grampa

Dispositivo que tiene como objetivo sujetar la varilla pulida por apriete, **figura 2.34**. Se coloca de forma permanente cuando se la ha dado el espacio adecuado a la bomba subsuperficial para que la unidad de bombeo mecánico quede operando en condiciones normales. También se utiliza para movimientos que se efectúan con la sarta de varillas, ya sea para eliminar un golpe en la bomba subsuperficial, sacar un registro dinamométrico o volver anclar una bomba. Se caracterizan por tener uno, dos o tres tornillos, incrementándose, con forme aumenta la profundidad, es recomendable el uso de un solo tornillo para pozos someros.



Figura 2.34 Grampa

Los accesorios de seguridad y control son mecanismos que van instalados en el árbol de válvulas de los pozos con bombeo mecánico y que van a auxiliar en el caso que sea necesario impedir que el aceite producido por el pozo quede expuesto a la atmósfera. De esta manera se evitará la contaminación del ambiente, además de que proporciona seguridad al personal de operación o de mantenimiento. Los mecanismos de seguridad más utilizados para arreglos superficiales en pozos con bombeo mecánico son los siguientes:

Preventor

Son mecanismos de seguridad diseñados para impedir en caso necesarios, el paso de fluidos al exterior, son accionados cuando la unidad superficial de bombeo no se encuentra operando, debido a que operan mediante unos sellos llamados “Rams” que se localizan en el interior del preventor los cuales aprietan la varilla pulida para sellar y evitar el paso de los fluidos, **figura 2.35**.

Estos mecanismos de seguridad son de gran utilidad para llevar a cabo el cambio de los sellos del estopero; el cual además de impedir el flujo del hidrocarburo al medio ambiente, en caso de presentar ruptura en la sarta de varillas, este mecanismo impide que la varilla pulida se vaya al fondo del pozo. Su principio de operación se basa mediante el accionamiento de 2 vástagos, tornillos laterales impulsados mediante movimientos alternados para abrir o cerrar, estos vástagos se mantienen abiertos cuando la unidad superficial se encuentra operando. Su ubicación en el árbol de válvulas para las unidades de bombeo, se localizan por encima de la brida colgadora. Así como los diseños y materiales varían conforme al proveedor se tienen ejemplos como: preventor doble “E”, Ratigan 212 y Hubber- Hércules, los más empleados en la industria mexicana.

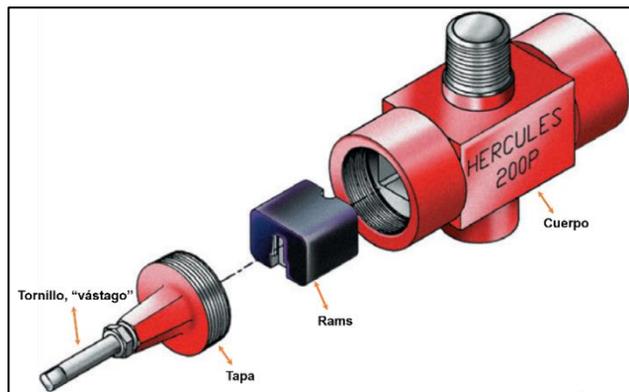


Figura 2.35 Preventor Hubber - Hércules

Válvula contrapresión

De manera general el sistema artificial de bombeo mecánico ha manejado su producción a través de tubería franca, sin embargo, en pozos que tienen una alta RGA se ha implementado el uso de la válvula contrapresión, también conocidas como válvulas check, **figura 2.36**, estas válvulas son utilizadas para evitar problemas en los sistemas de tuberías y bombeo (cavitación) evitando cualquier inversión del flujo. La cual mantiene la presión constante en el cabezal de la tubería de producción,

disminuyendo considerablemente la liberación de gas, logrando que el gas permanezca en solución. Son abiertas por el paso del fluido y utilizan un resorte para su cierre también mantienen las tuberías llenas de fluido si el equipo de bombeo está detenido.

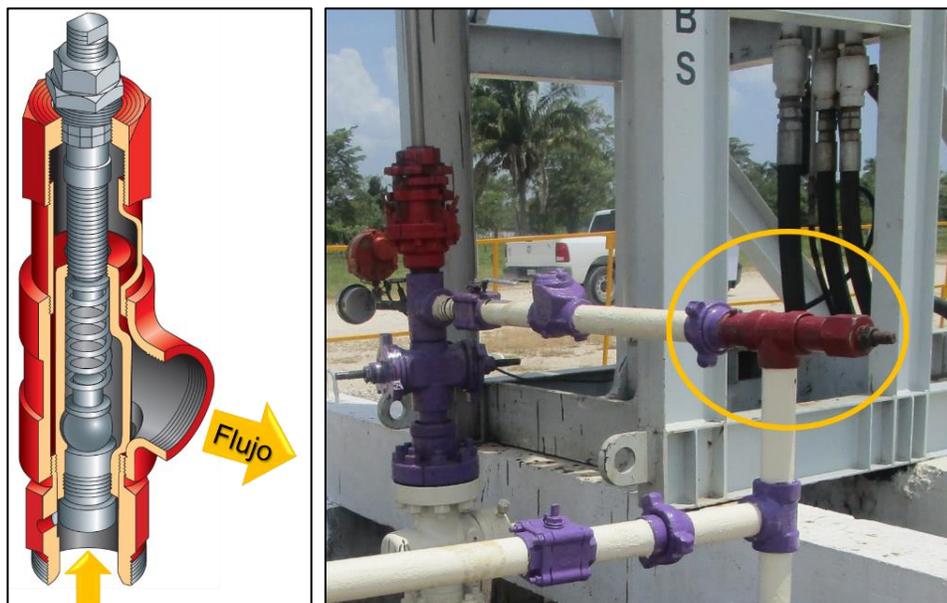


Figura 2.36 Válvula contrapresión

Estopero

Mecanismo de seguridad que se localiza en la parte superior del árbol de válvulas para pozos con sistema de bombeo mecánico sobre la "TEE" de flujo. Su función principal es contener los fluidos para que no se manifiesten al exterior por medio de un conjunto de sellos construidos con materiales resistentes al rozamiento que se van a ajustar al diámetro de la varilla pulida, cuando esta tenga movimiento ascendente o descendente proporcionado por la unidad superficial. En consecuencia, a este movimiento, los sellos sufren desgaste por lo que es necesario sustituirlos periódicamente, llevándose a cabo la suspensión de la operación de la misma unidad, por lo que se toma las medidas de seguridad como el cierre de los "Rams" del preventor para trabajar con facilidad en el estopero. En la actualidad se han diseñado estoperos provistos además de un mecanismo de preventor, para mejorar su función dentro de los mecanismos de seguridad en las conexiones superficiales del bombeo mecánico, un ejemplo claro es el siguiente:

➤ Estopero preventor Hércules DPSB

Es un mecanismo de seguridad básicamente de tres secciones, en las cuales van distribuidos una serie de sellos cónicos, los cuales se van a ajustar por medio de un conjunto de tornillos alternadamente, con la finalidad de impedir el paso de fluidos al exterior, permitiendo libremente el desplazamiento de la varilla pulida, **figura 2.37**.

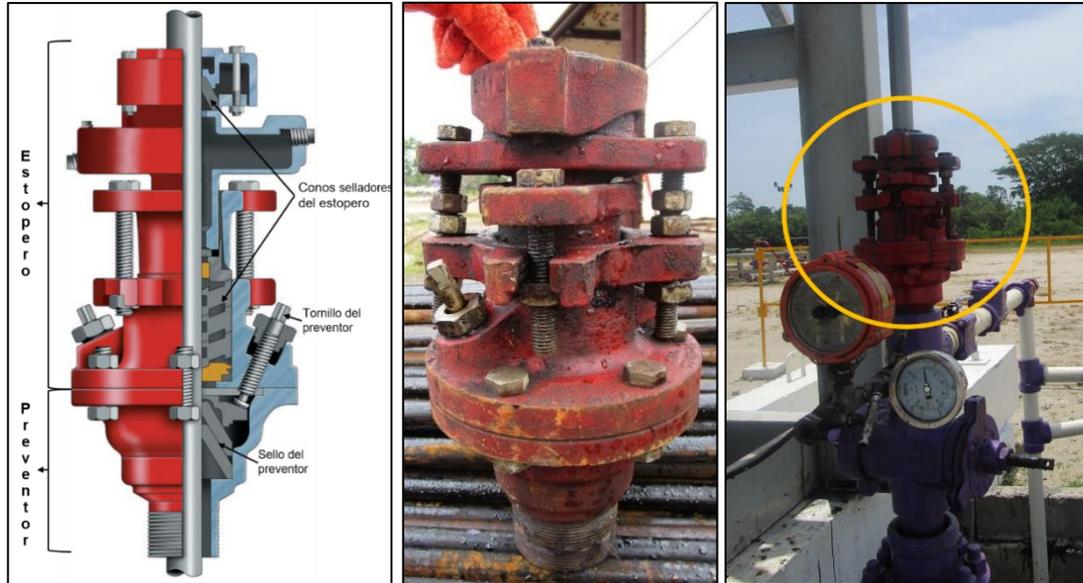


Figura 2.37 Estopero - preventor "Hércules DPSB"

2.2.2. Varilla pulida

Es el elemento de unión directo entre la sarta de varilla de succión y el equipo superficial el cual pasa a través del estopero, está fabricada en acero aleado manganeso, níquel y molibdeno, superficialmente terminada en acabado espejo, con el propósito que no dañe los sellos del estopero. Las varillas pulidas y sus acoples son fabricados de acuerdo con las especificaciones definidas en la API 11B, **tabla 2.9**, por lo cual las roscas son fabricadas bajo el proceso de forjado en caliente. Por tal motivo se asegura la calidad de la rosca, se mejora su resistencia a la abrasión y la corrosión, incrementando así su resistencia.

Tabla 2.9 Dimensiones de las barras pulidas

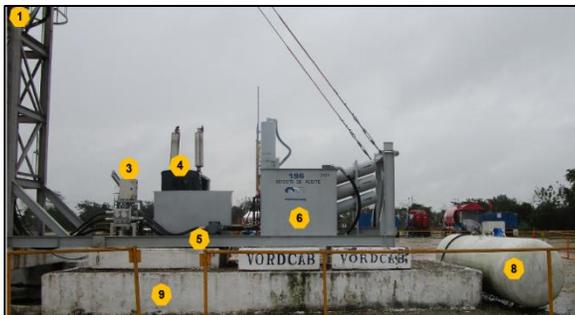
Diámetro externo [in]	Longitud [ft]	Api pin [in]	Peso [lb/ft]	Tamaño del elevador [in]
1 1/4	25	5/8", 3/4", 7/8"	4.2	7/8
1 1/2	25	3/4", 7/8"	6.0	1
1 5/8	25	7/8"	7.2	1
1 3/4	25	7/8"	8.2	1

Cuando el pozo no produce el suficiente aceite para mantener lubricada a la barra pulida, entonces es instalado un lubricador encima de la prensa estopa. Este lubricador prevendrá los daños en la prensa estopa y la barra pulida con la constante lubricación.

2.2.3. Componentes de la Unidad Hidroneumática de Carrera Larga

Básicamente la unidad hidroneumática de carrera larga **figura 2.38**, puede incluirse como una unidad de clase I ya que el pivote se encuentra entre la carga del pozo y la generación de torque. La gran diferencia está en que el brazo del torque es de solamente 18" y por tanto necesita menos esfuerzo.

Esta unidad cumple casi a la perfección con la situación ideal para bombeo mecánico: carrera larga y baja velocidad. Esta combinación asegura un mejor llenado de la bomba y cargas parásitas muy bajas (aceleración, fricción mecánica y viscosa) y por eso, la carta de superficie de una instalación con hidroneumática de carrera larga es casi parecida a la ideal. Los fabricantes aseguran que los requerimientos de torque de esta unidad pueden ser hasta de un 80% más bajo que los de una unidad Convencional. El mantenimiento es muy bajo por ser una unidad con menos partes movibles. Tiene un dispositivo de seguridad que apaga el motor y aplica el freno automáticamente si se produce un cambio de velocidad en la unidad que esté fuera de los valores previamente establecidos por el operador. Esta unidad tiene modelos de 120 a 320 pulgadas de carrera, con una velocidad de bombeo máxima de 4 EPM. Sus capacidades de carga estructura son de 40,000 libras máximo. Dentro de sus componentes superficiales de la unidad se muestran en la **figura 2.39**.



Nº	Descripción
1	Torre de la unidad hidroneumática de super carrera, como para los ciclos ascendentes y descendentes.
2	Conexiones superficiales de seguridad y control.
3	Caja de circuitos.
4	Motor de combustión interna.
5	Bomba hidráulica, para el aceite hidráulico.
6	Deposito de aceite hidráulico, para el ciclo descendente
7	Tanques de nitrógeno, para el ciclo ascendente
8	Tanque de combustible (GAS LP) para el motor de combustión interna.
9	Base de cemento, para mantener en equilibrio la unidad.

Figura 2.38 Componentes superficiales de la unidad hidroneumática de carrera larga



Figura 2.39 Elementos del sistema de bombeo de carrera larga

3. Diseño, diagnóstico y optimización del sistema

Al igual que otros sistemas artificiales de producción, el bombeo mecánico en sus diferentes unidades emplea métodos para su diseño y diagnóstico, permitiendo aumentar la eficiencia en sus equipos empleados tanto superficiales como subsuperficiales, logrando aumentar la producción y disminuyendo los costos, para ello se requiere tener información previa que se analizara en este capítulo.

Para una buena selección de la unidad a utilizar es necesario conocer datos que soporten la decisión, entre estos datos podemos citar: el nivel de fluido, el gasto de producción esperado, sumergencia, las cargas a soportar por las varillas, diseño de accesorios del equipo subsuperficial, costos de energía, aporte del yacimiento, etc. A continuación, se describen algunos de los factores más importantes a considerar:

3.1. Información requerida para el diseño de unidades BM

✓ Nivel de fluido estático y dinámico

El nivel estático y dinámico es de suma importancia para determinar el comportamiento de afluencia del pozo. Se entiende como nivel estático aquel nivel de fluido donde el pozo que permanece cerrado por un tiempo indeterminado logra alcanzar que la presión de la formación se equilibre con esta columna de fluido. El nivel dinámico por lo contrario se define como la altura en el espacio anular una vez que se estabiliza la producción.

✓ Sumergencia

Es la profundidad del límite entre la fase gaseosa y la fase líquida en el espacio anular entre la tubería de producción y la tubería de revestimiento medido desde superficie. La diferencia entre el nivel de fluido y la profundidad de la bomba se conoce como sumergencia. Considerándose así uno de los parámetros más importantes cuando se estudia o se diseña una instalación de bombeo mecánico.

La sumergencia está en función de la presión de succión de la bomba (presión a la entrada de la bomba), la presión en la tubería de revestimiento y el gradiente de los fluidos en el espacio anular, generalmente aceptado como el gradiente del crudo limpio. Cuando existe un fluido bifásico en el espacio anular, se debe tratar de reducirlo al valor de la fracción de aceite. La presión de succión de la bomba es función de la p_{wf} , del gradiente de los fluidos por debajo de la bomba y la profundidad a la que se encuentra la bomba. El cual puede definirse de manera practica la sumergencia de la bomba mediante la siguiente expresión:

$$H_{sum} = \frac{p_{EB} - p_{EA}}{0.433 \cdot \gamma_m}$$

Dónde:

H_{sum}	Sumergencia de la bomba	[ft]
p_{EB}	Presión en la entrada de la bomba	[psi]
p_{EA}	Presión en el espacio anular	[psi]
γ_m	Gravedad específica de la mezcla	[lb/ft ³]

A menos que sea imposible por limitaciones del equipo disponible en superficie, la profundidad de la bomba deberá ser fijada a una profundidad no menor de 100 [ft] (30.48 [m]), de la parte superior del estopero, si es el caso, o al menos 100 [ft] por encima de los disparos.

✓ Comportamiento de flujo

Para saber si un pozo produce de forma apropiada, es necesario conocer su potencial (AOF) el cual se refiere al gasto máximo que aportaría un pozo si se le impusiera el mejor conjunto de condiciones posibles. Por lo cual es necesario el conocimiento del yacimiento, las propiedades de los fluidos, estado actual de presión, saturaciones de fluidos, permeabilidades relativas, daño al pozo y las características del sistema integral de producción tanto el estado mecánico del pozo como sus líneas de descarga que permitan determinar lo que un pozo en particular puede producir.

Las características de producción de un pozo están representadas por su relación de comportamiento de flujo, comúnmente expresadas por medio de gráficas conocidas como curvas de afluencia o IPR (**Inflow Performance Relationship**) o bien; relación de comportamiento de afluencia (**Padilla, 1990**).

Con el diseño de las curvas de afluencia se tendrá una idea más precisa de la capacidad de producción de pozos, sean estos de aceite o de gas y recaerá en el mejor conocimiento del gasto de producción con el cual se deberá explotar el yacimiento para extender la vida fluyente de éste. Estas gráficas relacionan las presiones de formación con el ritmo o gasto de producción del pozo.

En el cálculo de la productividad de un pozo, comúnmente se asume que el flujo hacia el pozo es directamente proporcional a la diferencial de presión entre el yacimiento y la pared del pozo. Es decir, la producción es directamente proporcional a una caída de presión existente en el sistema yacimiento-pozo, conocida como índice de productividad (IP), derivada a partir de la **Ley de Darcy**; que se asume que existe flujo radial, un fluido ligeramente compresible, medio homogéneo e isotrópico, medio poroso saturado al 100% por un fluido de viscosidad y temperatura constante. Por consiguiente, usando unidades de campo, la ecuación queda:

$$q = \frac{0.00708 * k * h}{\mu_o * B_o * \ln\left(\frac{r_e}{r_w}\right)} * (p_e - p_{wf})$$

Dónde:

q	Gasto de liquido	[bpd]
k_o	Permeabilidad efectiva del aceite	[mD]
h	Espesor del yacimiento	[ft]
μ_o	Viscosidad del aceite	[cp]
B_o	Factor volumétrico del aceite	[bl@c.s./bl@c.v]
r_e	Radio de drene del pozo	[ft]
r_w	Radio del pozo	[ft]
p_e	Presión estática	[psi]
p_{wf}	Presión de fondo fluyente	[psi]

En la ecuación anterior la mayoría de los parámetros son constantes, lo que permite juntarlos en un coeficiente único llamado Índice de productividad o IPR constante, **figura 3.1**; que es usado para determinar la capacidad o potencial de producción de un pozo.

En algunos pozos, en particular, los que producen bajo empuje hidráulico, el índice de productividad permanece constante para una amplia variación en gastos, de tal forma que ésta es directamente proporcional a la presión diferencial ($p_e - p_{wf}$) de fondo. Suponiendo un Índice de productividad constante, independientemente de la producción a condiciones superficiales y con producción de aceite y agua, se puede emplear la siguiente ecuación:

$$J = IP = \frac{q}{(p_e - p_{wf})}$$

Dónde:

IP	Índice de productividad	[bpd/psi]
q	Gasto de liquido	[bpd]
p_e	Presión estática	[psi]
p_{wf}	Presión de fondo fluyente	[psi]

La figura 3.1 solamente puede ser aplicada a yacimientos cuya presión fluyente sea mayor que la presión de burbujeo (p_b), es decir, todo el gas está en solución.

Sin embargo, la gran mayoría de los pozos actualmente se encuentran en yacimientos maduros que producen en condiciones donde la presión de fondo es menor que la de burbujeo y, por tanto, existe gas libre en la admisión de la bomba creándose un flujo bifásico.

Cuando existe flujo en dos fases en el yacimiento la relación de la ecuación anterior no se cumple, pues el valor de la pendiente cambia continuamente en función del abatimiento en la presión.

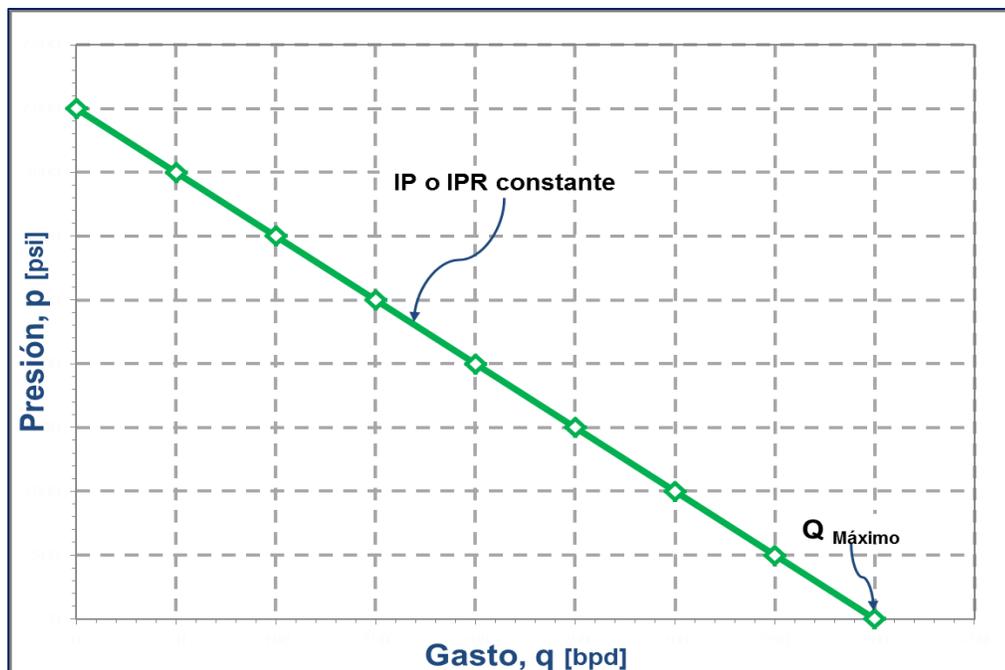


Figura 3.1 Comportamiento del pozo con índice de productividad constante

Ejemplos

- Un pozo drena un área circular de 80 acres ($r_e = 932$ ft) de un yacimiento de aceite bajo saturado. Si la presión del yacimiento (p_{ws}) es de 1,000 [lb/p_g²], la permeabilidad es 50 [md], el espesor neto de la arena es 20 ft, la viscosidad del aceite es 3 [cp], el factor de volumen del aceite es 1.25 y el pozo está terminado y disparado en una TR de 7 [in] de diámetro, determinar lo siguiente:
 - ¿Cuál es el índice de productividad del pozo?
 - ¿Cuál será el gasto de producción del pozo para una presión de fondo fluyendo de 500 [lb/p_g²]?

Solución:

$$a) \quad IP = \frac{0.00708 * k * h}{\mu_o * B_o * \ln\left(\frac{r_e}{r_w}\right)} = \frac{0.00708 * 50 * 20}{3 * 1.25 * \ln\left(\frac{932}{0.2917}\right)} = \mathbf{0.234} \left[\frac{bl}{pg^2} \right]$$

$$b) \quad q = IP(p_e - p_{wf}) = (0.234)(1,000 - 500) = \mathbf{117 [bpd]}$$

- Un pozo está produciendo 282 BPD de un yacimiento que tiene una presión promedio de 2,085 psig, cuando la p_{wf} es de 1,765 psig. Calcule:
 - El índice de productividad
 - El gasto de producción, si la p_{wf} decrece a 1,458 psig.
 - La presión de fondo necesaria para obtener un gasto de 400 bpd.
 - El gasto si p_{wf} es reducida a cero $q_{o \max}$.

Solución:

$$a) \quad J = \frac{q}{(p_e - p_{wf})} = \frac{282 \text{ (bpd)}}{(2,085 - 1,765)} = \mathbf{0.88} \left[\frac{bpd}{psi} \right]$$

$$b) \quad q = IP(p_e - p_{wf}) = (0.88)(2,085 - 1,485) = \mathbf{528 [bpd]}$$

$$c) \quad p_{wf} = p_{ws} - \frac{q}{J} = 2,085 - \frac{400}{0.88} = \mathbf{1,630 [psi]}$$

$$d) \quad q_{o \max} = J(p_{ws} - p_{wf}) = 0.88(2,085 - 0) = \mathbf{1,835 [bpd]}$$

En la mayoría de los casos se carece de información suficiente para determinar el máximo gasto al que debe ser explotado un pozo, estas circunstancias genera incertidumbre en la selección de algún sistema artificial de producción o bien en el caso del bombeo mecánico; es una limitante para definir la profundidad adecuada de la bomba subsuperficial como el gasto a producir mediante el uso de la bomba.

Aunado a esta circunstancia se debe tener previsto los pozos en los que se desea implementar el bombeo mecánico, principalmente se debe de considerar los casos en donde los pozos han permanecido cerrados por un tiempo indeterminado, por lo tanto, no se tiene información reciente sobre su comportamiento de presiones y gastos.

Es por ello que en 1958, los ingenieros Juan Hefferan V. y José Gómez Salinas presentaron una metodología que permite determinar índices de productividad de pozos cerrados, partiendo de su metodología el cual se basa en el ritmo de llenado de la tubería de producción con los fluidos de la formación, con ayuda del registro sónico de nivel (ecómetro, que se analizara en este capítulo) se

obtendrá datos de nivel a determinados tiempos, lo cual permitirá calcular el gasto que el mismo pozo puede apartar, con base a información de diferentes registros de nivel y el gasto de aportación definieron la siguiente expresión:

$$IP = \frac{6.45 * A_T * \ln(10)}{11.81e^{-06} * 980 * G_o * 60 * t} \log_{10} \left(\frac{h_o - h_e}{h - h_e} \right)$$

Dónde:

IP	Índice de productividad	[<i>bpd/psi</i>]
A_T	Área de la tubería de producción	[<i>in²</i>]
G_o	Densidad del aceite	[<i>Adimensional</i>]
t	Tiempo total de la prueba	[<i>minutos</i>]
h_o	Nivel mínimo en el pozo al inicio de la prueba	
h_e	Nivel estático	
h	Niveles detectados durante la prueba	

Realizando las operaciones correspondientes de la expresión anterior se tiene la siguiente:

$$IP = 21.3869 \frac{A_T}{G_o * t} \log_{10} \left(\frac{h_o - h_e}{h - h_e} \right)$$

Haciendo $C_1 = \frac{\log_{10} \left(\frac{h_o - h_e}{h - h_e} \right)}{t}$; se tiene por lo tanto que $IP = 9.15 \frac{A_T}{G_o} C_1$

Para tener claro sobre esta metodología el autor Gonzalo Ramírez Espino describe un procedimiento sencillo al implementar esta metodología, la cual se describe a continuación:

1. Determinación del nivel estático del pozo (h_e), de presionándolo de ser necesario.
2. Inducir el pozo; esto se realiza con ayuda de la unidad de tubería flexible la cual es introducida al pozo ya sea en el espacio anular o en la TP, abatiendo el nivel de fluido con Nitrógeno (N_2) con el objetivo de tener respuesta de aporte del pozo. (Procedimiento en el anexo B)
3. Una vez abatido el nivel se inicia la prueba de registro de nivel a diferentes intervalos de tiempo.
4. Posteriormente se genera una tabla de los intervalos de nivel vs tiempo.
5. Finalmente se resuelve la ecuación con los datos obtenidos para determinar el IP del pozo.

Para simplificar esta metodología se propone el siguiente ejemplo:

Ejemplo

En un pozo se tiene instalado una tubería de producción de $2\frac{7}{8}$ " de diámetro interno, $\phi = 2.441[in]$ un área de la tubería de $4.677 in^2$, el cual produce un aceite con densidad de 0.89. El pozo se encuentra cerrado por tiempo indeterminado; se le detecto el nivel estático (h_e) a 350 [m], se intervino con tubería flexible (TF) estacionada a 250[m], posteriormente se da inicio a la prueba induciendo el pozo con N_2 para el cual se obtuvo la siguiente tabla y como nivel mínimo al inicio de la prueba fue de $h_o = 2100 [m]$.

Datos de la prueba de registro de nivel	
Nivel, h [m]	tiempo [min]
2,100	0
1,900	3.05
1,750	7.45
1,600	12.50
1,400	15.30
1,250	18.40
950	29.40
680	36.20
500	45.20
350	∞

Solución:

- Se determina la relación $h_o - h_e = 2,100 - 350 = 1,750$ [m]
- Resolviendo el logaritmo base 10 de obtuvo los siguientes resultados.

Nivel, h [m]	tiempo [min]	$h - h_e$	$\frac{h_o - h_e}{h - h_e}$	$\log_{10} \left(\frac{h_o - h_e}{h - h_e} \right)$
2,100	0	1,750	1.0000	0.0000
1,900	3.05	1,550	1.1290	0.0527
1,750	7.45	1,400	1.2500	0.0969
1,600	12.50	1,250	1.4000	0.1461
1,400	15.30	1,050	1.6667	0.2218
1,250	18.40	900	1.9444	0.2888
950	29.40	600	2.9167	0.4649
680	36.20	330	5.3030	0.7245
500	45.20	150	11.6667	1.0669
350	∞	∞	∞	∞

- Se procede a resolver la ecuación para obtener el IP del pozo:

$$IP = 9.15 \frac{A_T}{G_o} C_1$$

$$C_1 = \frac{\log_{10} \left(\frac{h_o - h_e}{h - h_e} \right)}{t}; C_1 = \frac{1.0669}{45.20} = \mathbf{0.0236}$$

$$IP = 9.15 \frac{4.677}{0.89} 0.0236 = \mathbf{1.1347} \left[\frac{\text{bpd}}{\text{psi}} \right]$$

Se concluye que el IP para cualquier gasto de producción, siempre que $p_{wf} > p_b$, será la primera derivada del gasto con respecto al abatimiento de presión, esto es:

$$IP = IPR = \frac{\partial q}{\partial p_{wf}}$$

Como consecuencia de dicho fenómeno los yacimientos donde la presión de fondo fluyendo (p_{wf}) es menor a la presión de burbuja (p_b), existe flujo de dos fases: una líquida (aceite) y otra gaseosa (gas libre). Como consecuencia de dicho fenómeno la permeabilidad relativa al gas (k_{rg}) se incrementa por encima de la permeabilidad relativa al aceite (k_{ro}), lo que resulta en un incremento en la relación gas-aceite instantánea y una disminución en el índice de Productividad.

Existen diferentes métodos para calcular las curvas de afluencia, su aplicación dependerá de la información disponible y de las condiciones específicas del pozo, como son:

- La presencia de gas en el yacimiento ($p_{wf} < p_b$) influye en el comportamiento de la curva de afluencia.
- La presencia de agua también afecta en la capacidad de aportación del yacimiento.
- La producción de gas en yacimientos con capa de gas tiene un efecto de disminuir la permeabilidad relativa al aceite en la vecindad del pozo.
- La longitud del intervalo disparado tiene un efecto de restricción al flujo generado por turbulencia.
- Si el pozo ha sido fracturado hidráulicamente o es horizontal también cambia su capacidad de aportación.

A continuación, se mencionan los métodos existentes que se emplean para la descripción del comportamiento de afluencia de un pozo.

➤ Ecuación de Vogel (1968)

Una solución simplificada en yacimiento saturados ($p_{wf} < p_b$) para flujo de dos fases, fue propuesta por **Vogel**, quien en 1968 dio la siguiente ecuación general para determinar la curva de IPR para yacimientos con empuje de gas disuelto y flujo por debajo de la presión de burbuja (p_b), sin considerar daño por tanto se tiene una eficiencia de flujo (EF)=1.0; la ecuación propuesta por Vogel es la siguiente:

$$\frac{q_o}{q_{o\ max}} = 1 - 0.2 \left(\frac{p_{wf}}{p_{ws}} \right) - 0.8 \left(\frac{p_{wf}}{p_{ws}} \right)^2$$

Dónde:

q	Gasto de liquido	[bpd]
p_{ws}	Presión estática o yacimiento	[psi]
p_{wf}	Presión de fondo fluyente	[psi]

Para aplicar esta ecuación se deben tomar en cuenta las siguientes observaciones:

1. Este procedimiento no debe ser considerado correcto para otro tipo de mecanismo de producción, sólo para expansión por gas disuelto. Aunque se ha visto que para otros tipos de mecanismos puede dar resultados aceptables.

- Este procedimiento es únicamente para dos fases: Aceite y gas, no debe ser considerado valido cuando las tres fases están fluyendo: Aceite, gas y agua.
- La gráfica de Vogel, figura 3.2 sólo puede ser utilizada para pozos sin daño, es decir cuando la eficiencia de flujo $EF = 1.0$, por lo que si el pozo está dañado o estimulado debemos usar otra gráfica.

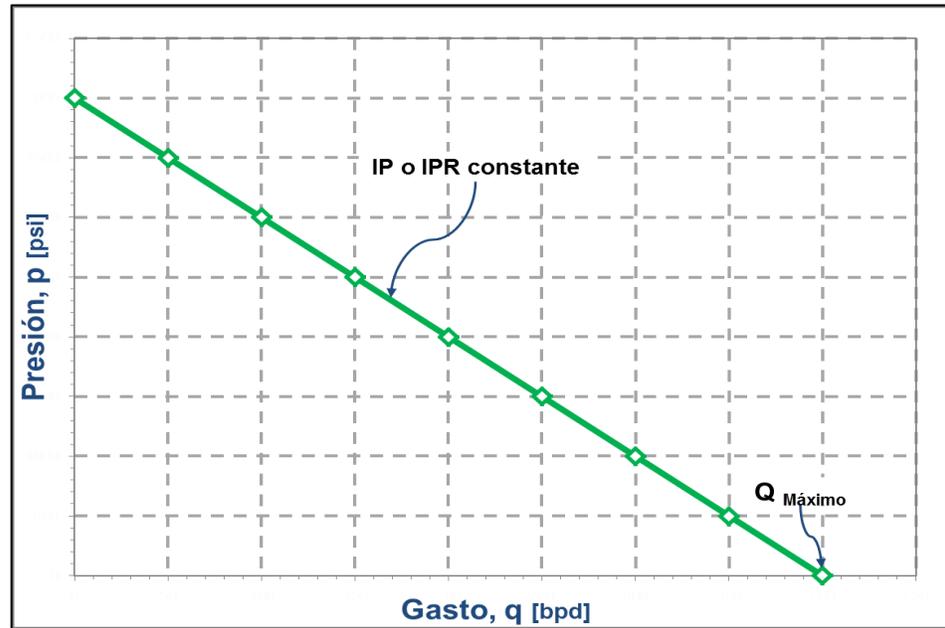


Figura 3.2 Grafico de Vogel

Si se requiere, la ecuación de Vogel puede ser modificada para encontrar el valor de p_{wf} dado un gasto determinado:

$$p_{ws} = 0.125p_{ws} \left[\sqrt{81 - 80 \left(\frac{q_o}{q_o \max} \right)} - 1 \right]$$

La ecuación de Vogel es la más utilizada en la industria, ya que sólo es necesario un par de datos de una prueba de producción (q_o y p_{wf}) obteniendo muy buenos resultados dada las restricciones anteriores.

Ejemplo

- Un pozo está produciendo de un yacimiento que posee una p_{ws} promedio de 2,085 psig. Una prueba de producción arrojó un gasto de 282 BPD cuando la p_{wf} era de 1,765 psig. El punto de burbuja es de 2100 psig. Empleando el método de Vogel, calcule:
 - El gasto de producción si p_{wf} es reducida a cero ($q_o \max$).
 - El gasto de producción si p_{wf} desciende a 1,485 psig.
 - La presión de fondo necesaria para obtener un gasto de 400 [bpd].

Solución:

$$a) q_o \max = \frac{q_o}{1 - 0.2 \left(\frac{p_{wf}}{p_{ws}} \right) - 0.8 \left(\frac{p_{wf}}{p_{ws}} \right)^2} = \frac{282}{1 - 0.2 \left(\frac{1,765}{2,085} \right) - 0.8 \left(\frac{1,765}{2,085} \right)^2} = 1,097 \text{ [bpd]}$$

$$b) q_o = q_{o \max} \left(1 - 0.2 \left(\frac{p_{wf}}{p_{ws}}\right) - 0.8 \left(\frac{p_{wf}}{p_{ws}}\right)^2\right) = 1,097 * \left(1 - 0.2 \left(\frac{1,485}{2,085}\right) - 0.8 \left(\frac{1,485}{2,085}\right)^2\right) = 496 \text{ [bpd]}$$

$$c) p_{ws} = 0.125 p_{ws} \left[\sqrt{81 - 80 \left(\frac{q_o}{q_{o \max}}\right)} - 1 \right] = 0.125 * 2,085 \left[\sqrt{81 - 80 \left(\frac{400}{1,097}\right)} - 1 \right] = 1,616 \text{ [psi]}$$

➤ Ecuación extendida por Standing (1971)

Standing extendió el trabajo de Vogel para aquellos casos donde la eficiencia de flujo (EF) $\neq 1$, considerando los efectos de daño. La eficiencia de flujo puede ser considerada de la siguiente manera:

$$EF = \frac{\Delta p_{ideal}}{\Delta p_{real}} = \frac{\bar{p}_{ws} - p_{wf}^*}{\bar{p}_{ws} - p_{wf}}$$

Dónde:

EF	Eficiencia de flujo	
p_{wf}^*	Presión de fondo fluyendo, si el pozo no tuviera daño	[psi]
p_{wf}	Presión de fondo fluyente	[psi]
p_{ws}	Presión estática o yacimiento	[psi]

Despejando el valor de p_{wf}^* se obtiene la siguiente ecuación:

$$p_{wf}^* = \bar{p}_{ws} - (\bar{p}_{ws} - p_{wf})EF$$

Por lo tanto, con esta expresión se evalúa la presión de fondo fluyendo equivalente sin daño a partir del valor de la eficiencia de flujo.

O bien:

$$\frac{p_{wf}^*}{p_{ws}} = 1 - EF \left(1 - \frac{p_{wf}}{p_{ws}}\right)$$

Por lo cual, aplicando la expresión de Vogel, se obtiene la siguiente ecuación:

$$q_o = q_{o \max(EF=1)} \left[1 - 0.2 \left(\frac{p_{wf}^*}{p_{ws}}\right) - 0.8 \left(\frac{p_{wf}^*}{p_{ws}}\right)^2\right]$$

Ejercicio:

1. De una prueba de producción de un pozo de aceite, se obtuvieron los datos de producción descritos a continuación. *Calcular el gasto máximo que pueda aportar el pozo con EF=0.6
Datos: $q_o = 800$ [bpd], $p_{wf} = 2,000$ [lb/p_g²], $p_{ws} = 3,000$ [lb/p_g²].

$$p_{wf}^* = \bar{p}_{ws} - (\bar{p}_{ws} - p_{wf})EF$$

$$p_{wf}^* = 3,000 - (3,000 - 2,000)0.6 = 2,400 \text{ [psi]}$$

$$q_o \max(EF=1) = \frac{q_o}{1 - 0.2\left(\frac{p_{wf}}{p_{ws}}\right) - 0.8\left(\frac{p_{wf}}{p_{ws}}\right)^2} = \frac{800}{1 - 0.2(0.8) - 0.8(0.8)^2} = 2,439 \text{ [bpd]}$$

Si consideramos $p_{wf} = 0$

$$p_{wf}^* = \bar{p}_{ws} - (\bar{p}_{ws} - p_{wf})EF = 3,000 - (3,000 - 0)0.6 = 1,200 \text{ [psi]}$$

Utilizando la ecuación de Vogel:

$$q_o (EF=0.6) = q_o \max(EF=1) \left[1 - 0.2\left(\frac{p_{wf}^*}{p_{ws}}\right) - 0.8\left(\frac{p_{wf}^*}{p_{ws}}\right)^2 \right]$$

$$q_o (EF=0.6) = 2,439 \left[1 - 0.2\left(\frac{1,200}{3,000}\right) - 0.8\left(\frac{1,200}{3,000}\right)^2 \right] = \mathbf{1,932 \text{ [bpd]}}$$

Por lo tanto, se deja de producir 507 [bpd] por un diferencial de presión de 400 [psi].

➤ Ecuación de Fetkovich (1973)

En 1973, Fetkovich presentó un método de análisis de pruebas de gasto variable (isocronales y pruebas de flujo continuo) aplicado a pozos de aceite. Partiendo de las pruebas isocronales encontró que los pozos produciendo por debajo de la p_b deben realmente comportarse más como pozos de gas, esto significa que $(\bar{p}_{ws}^2 - p_{wf}^2)$ vs q_o dará una línea recta en una gráfica Log-Log, determinando la siguiente ecuación:

$$q_o = C(\bar{p}_{ws}^2 - p_{wf}^2)^n$$

Dónde:

C	Constante de estabilización	
n	Factor de turbulencia	
p_{wf}	Presión de fondo fluyente	[psi]
p_{ws}	Presión estática o yacimiento	[psi]

O bien se puede expresar de la siguiente manera:

$$\frac{q}{q_o \max} = \left[1 - \left(\frac{p_{wf}}{\bar{p}}\right)^2 \right]^n$$

Por lo tanto, los valores “n” y “C” son característicos de cada pozo; el exponente “n” fue encontrado en casos de entre 0.5 a 1000, tanto para pozos de gas como de aceite. Para el caso de “n” se definió que un valor menor que uno es casi siempre debido a los efectos de un flujo no Darciano. El coeficiente “C” representa el índice de productividad del yacimiento. Consecuentemente este coeficiente aumenta cuando k y h se incrementa. La ecuación de Fetkovich se considera una ecuación más exacta para el comportamiento de un yacimiento saturado, no importa altos valores de EF y bajos valores de p_{wf} . Además, esta curva también es llamada “curva de contra presión”.

Finalmente, la determinación de las curvas IPR a futuro son muy importantes sobre todo cuando se va a implementar algún sistema de levantamiento artificial en el pozo, puesto que con estas curvas podemos proyectar la producción a futuro en los diferentes sistemas de levantamiento y así comparar su eficiencia de producción, para finalmente definir que método será más conveniente a implementar. Actualmente las metodologías con más uso en el diseño de IPR para la implementación del sistema de bombeo mecánico es mediante el uso de la ecuación de Vogel debido a que no se requiere mucha información seguida de la de Fetkovich el cual presenta resultados con más exactitud, pero requiere del uso de registros de nivel para determinar la capacidad de aporte por parte del pozo.

✓ Selección de bomba

Las bombas de subsuelo pertenecen a la familia de bombas de desplazamiento positivo, del tipo reciprocante. Estas bombas son colocadas en el fondo del pozo, a profundidades que oscilan entre 200 y 7,000 ft. La bomba de subsuelo es el primer elemento que se debe considerar al diseñar una instalación de bombeo mecánico para un pozo, ya que, de acuerdo con el tipo, tamaño y ubicación, se dimensionara el resto de los componentes del sistema. El factor más importante para considerar en la selección de una bomba es el volumen de fluido que será capaz de desplazar por cada pulgada de carrera del émbolo, el cual depende de la velocidad de bombeo, diámetro de pistón y recorrido de la bomba. El recorrido de la bomba depende principalmente de la profundidad de la bomba, diseño y material de la sarta de varillas, velocidad de bombeo, y tipo de unidad de bombeo. Estos factores se analizarán en este capítulo, más adelante. El factor a analizar en el desplazamiento de fluidos; es la carrera efectiva del embolo, (S_p); por lo que la longitud de la carrera de la superficie, medida en la varilla pulida, y la longitud de la carrera del fondo del pozo del émbolo pueden diferir considerablemente, principalmente debido al comportamiento elástico de la sarta de varillas. La carrera del émbolo se define como el desplazamiento del émbolo de la bomba en relación con el cilindro de trabajo, debido a que este movimiento relativo provoca el desplazamiento de los fluidos producidos en la bomba. La carga que causa un estiramiento variable tanto en la tubería de producción como en las varillas es la carga de fluido (F_o) que actúa alternativamente en el émbolo y luego en la tubería de producción. Por lo tanto, para encontrar la carrera del émbolo en el fondo del pozo, la consideración primordial debe ser calcular con precisión los alargamientos de la tubería y de las varillas durante el ciclo de bombeo.

En resumen, el estiramiento de la sarta de varillas y la tubería de producción, debido a la carga de fluido, tiende a disminuir la carrera del émbolo, mientras que los efectos dinámicos lo aumentan.

La expresión que permite obtener una aproximación de la longitud de la carrera del émbolo, cuando se usa una tubería sin anclar, se da a continuación. (Para una tubería anclado, el término de estiramiento de la tubería (e_t) se establece como cero).

$$S_p = S - (e_r + e_t) + e_o$$

Dónde:

S_p	Carrera efectiva del embolo	[in]
S	Longitud de la varilla pulida en superficie	[in]
e_r	Estiramiento de la varilla	[in]
e_t	Estiramiento de la tubería	[in]
e_o	Sobre carrera del embolo	[in]

El término (e_r) se expresa de la siguiente forma:

$$e_r = F_o \cdot E_r \cdot L$$

Dónde:

e_r	Estiramiento de la varilla	[in]
E_r	Constante de elasticidad de la varilla	$\left[\frac{in}{lbs \cdot ft} \right]$
F_o	Sobre carrera del embolo	[lbs]
L	Longitud de la sección de la varilla	[ft]

E_r es la constante elástica de la varilla dada y se puede encontrar en la **tabla A1** y **A2** del anexo A para las varillas de acero y para varillas de fibra de vidrio sea el caso. En los casos de las sarta de varillas de bombeo, la expresión anterior se modifica para tener en cuenta las diferentes propiedades elásticas de los tamaños de varilla que forman la sarta. El estiramiento total de la varilla de una sarta telescopiadas de varilla de bombeo se calcula con la siguiente fórmula:

$$e_r = F_o \sum_{i=1}^N E_{ri} \cdot L_i$$

Dónde:

E_{ri}	Constante de elasticidad de cada segmento de la varilla	$\left[\frac{in}{lbs \cdot ft} \right]$
F_o	Sobre carrera del embolo	[lbs]
L_i	Longitud de cada sección de la varilla	[ft]

En el caso de una sarta de tubería anclada, el anclaje no permite el alargamiento de la tubería. Para sarta de tubería sin anclar, el estiramiento de la tubería se deriva de manera análoga a los cálculos de estiramiento de la varilla:

$$e_t = F_o \cdot E_t \cdot L_t$$

Dónde:

e_t	Estiramiento de la tubería	[in]
F_o	Sobre carrera del embolo	[lbs]
E_t	Constante de estiramiento de la tubería	$[in/lbs \cdot ft]$
L_t	Longitud de cada sección de la varilla	[ft]

De acuerdo con la Ley de Hooke, las fuerzas dinámicas causan un mayor alargamiento de la sarta de varillas que aumentan la carrera del émbolo, ya que las fuerzas de inercia intentan mover al émbolo más en la dirección de su movimiento original. Este fenómeno fue descrito por primera vez por Marsh, y el componente dinámico de la carrera del émbolo se denominó sobrecarrera. Este término indica que la carrera del émbolo es más larga en condiciones dinámicas que para velocidades de bombeo lentas. La cantidad de sobrecarrera del émbolo es bastante fácil de encontrar si se asume que la sarta de varillas es una masa concentrada. Usando el movimiento armónico simple para aproximar el patrón de aceleración

de la barra pulida, la fuerza dinámica se calcula mediante la ecuación de Mills. El estiramiento de la varilla causado por esta carga es igual a la sobrecarrera del émbolo y se calcula a partir de la Ley de Hooke. Fue Coberly quien utilizó los principios anteriores para desarrollar la siguiente fórmula para calcular la sobre carrera del émbolo:

$$e_o = 1.36e^{-6} \cdot L^2 \cdot \delta$$

Dónde:

e_o	Estiramiento de la varilla	[in]
L	Longitud de la sarta de varillas	[ft]
δ	Factor de aceleración de Mills	

Las fuerzas dinámicas en la varilla pulida también son fáciles de encontrar si se usa el modelo de masa concentrada. Estas fuerzas de inercia se calculan multiplicando la masa que se mueve con la aceleración en la varilla pulida. Es habitual utilizar la fórmula del "factor de aceleración" de Mills, como se muestra a continuación:

$$\delta = \pm \frac{SN^2}{70,500}$$

Dónde:

δ	Factor de aceleración	
S	Longitud de la varilla pulida	[in]
N	Velocidad de bombeo	[SPM]

Una vez teniendo conocimiento de las dimensiones del émbolo, se puede calcular el desplazamiento teórico de la bomba en el fondo (PD) el cual es determinado a partir de la siguiente expresión, partiendo del área transversal del émbolo:

$$PD = 0.1484 * A_p * S_p * N$$

O bien resolviendo los cálculos de la ecuación anterior se tiene una nueva expresión donde se analiza el diámetro del pistón:

$$PD = 0.1484 * \left(\frac{\pi}{4}\right) * D_p^2 * S_p * N$$

$$PD = 0.1166 * D_p^2 * S_p * N$$

Dónde:

PD	Desplazamiento de la bomba	[bpd]
A_p	Área de la sección transversal del émbolo	[pg ²]
S_p	Carrera efectiva del émbolo	[pg]
D_p	Diámetro del émbolo	[pg]
N	Velocidad de bombeo	$\left[\frac{\text{embolas}}{\text{min}}\right]$

La ecuación de desplazamiento de la bomba en ocasiones puede ser descrita de la siguiente manera:

$$PD = C_p * S_p * SPM; \text{ Dónde: } C_p = 0.1166 * D_p^2$$

C_p es conocida como la constante de bombeo, por lo cual si se conoce esta constante se puede tener un cálculo más rápido sobre el desplazamiento de la bomba, esta constante ya se encuentra definida en base a los diámetros más comunes del pistón, el cual se muestra en la **tabla 3.1**.

Tabla 3.1 *Diámetros tradicionales de pistoes para bombas*

Diámetro del pistón [in]	Área del pistón [in²]	Constante de la bomba [bpd/in/spm]
$1\frac{1}{16}$	0.887	0.1316
$1\frac{1}{4}$	1.227	0.1821
$1\frac{1}{2}$	1.767	0.2622
$1\frac{5}{8}$	2.074	0.3078
$1\frac{3}{4}$	2.405	0.3569
$1\frac{25}{32}$	2.490	0.3699
2	3.142	0.4662
$2\frac{1}{4}$	3.976	0.5901
$2\frac{1}{2}$	4.909	0.7285
$2\frac{3}{4}$	5.940	0.8814
$3\frac{1}{4}$	8.296	1.2310
$3\frac{3}{4}$	11.045	1.6390
$4\frac{3}{4}$	17.721	2.6297

La selección del émbolo de tamaño óptimo para un gasto de producción deseada desde cierta profundidad es importante para obtener altas eficiencias y evitar cargas innecesariamente altas en la sarta de varillas y el equipo de superficie. Como ejemplo, la **tabla 3.2**, se puede usar como una guía para determinar los tamaños del émbolo de la bomba para condiciones "óptimas" cuando la carrera de la superficie es inferior a 74 pulgadas, tal tabla debe ser usada solo para selecciones preliminares.

Tabla 3.2 Producción de fluido con eficiencia del 80%

Nivel de fluido [ft]	Producción de fluidos [bpd] con eficiencia del 80%									
	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1,000
2,000	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{3}{4}$				
	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{3}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$2\frac{3}{4}$
3,000	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{3}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$2\frac{3}{4}$
	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{2}$			
4,000	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{4}$	2	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{4}$		
		$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2	2					
5,000	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{4}$	2	2	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{4}$				
		$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{3}{4}$	2					
6,000	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{3}{4}$						
		$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$							
7,000	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$								
	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$								
8,000	$1\frac{1}{4}$									
	$1\frac{1}{8}$									

➤ Eficiencia volumétrica

Es claro que el volumen desplazado por la bomba hacia la superficie, presentara diferencia de volumen debido problemas como el escurrimiento de la bomba, el desgaste que presenta durante su ciclo de bombeo, problemas de presencia de gas libre, al igual que la presencia de arena, entre otros, los cuales se analizaran en el capítulo 4.

Al conjunto de estos problemas que presenta la bomba se le denomina eficiencia volumétrica, desafortunadamente este factor se conoce hasta que se define el gasto de producción deseado.

La eficiencia volumétrica se define como la relación de producción de fluido entre el desplazamiento de la bomba. Esta relación se expresa de la siguiente manera:

$$Ev = \frac{q}{PD} * 100\%$$

Dónde:

<i>PD</i>	Desplazamiento de la bomba	[bpd]
<i>EV</i>	Eficiencia volumétrica	[%]
<i>q</i>	Gasto de producción	[bpd]

La eficiencia volumétrica puede variar en un rango amplio, pero comúnmente se encuentra en el orden del 70 al 80 %. La definición de eficiencia volumétrica incluye el efecto del gas libre y el escurrimiento.

En el caso de las bombas de subsuelo, el escurrimiento ocurre a través de las válvulas y el pistón, por lo tanto, la eficiencia volumétrica de la bomba puede ser definida como el producto de dos eficiencias volumétricas.

$$E_v = E_{VG} * E_{VE}$$

En la ecuación anterior E_{VG} , es la eficiencia volumétrica debido al gas y E_{VE} , es la eficiencia volumétrica debido al escurrimiento.

La presencia de gas o bien la liberación del gas durante la succión afecta el rendimiento de la bomba puede ser gas libre que acompaña del aceite en la entrada del barril o gas disuelto que es liberado por la caída de presión y la agitación dentro de la bomba. Este gas afecta la eficiencia volumétrica, ya que ocupa un espacio en el barril de la bomba reduciendo el espacio disponible para el fluido.

Adicionalmente, el gas también causa un retardo en la apertura y cierre de las válvulas fija y viajera lo cual disminuye las posibilidades de que la bomba se llene solamente con líquido. Por lo cual para el diseño de la bomba se puede tener metodologías básicas para mejorar esta eficiencia volumétrica como lo es:

❖ Tolerancia entre el pistón y el barril (FIT)

La tolerancia que existe entre el pistón y el barril es llamada **fit** el cual se expresa en milésimas de pulgada con el signo (-) antepuesto. El diámetro real del pistón es el ID del barril menos el **fit**, pero comúnmente este parámetro es despreciado en los cálculos por su valor dimensional. El definir un **fit** para un pistón o embolo depende de varios factores los cuales se destacan los más importantes como son:

- ❖ Viscosidad del fluido
- ❖ Longitud del pistón
- ❖ Temperatura en la admisión de la bomba
- ❖ Fracción esperada por la bomba

En consecuencia, de estos factores, mientras sea mayor la longitud del pistón, se requerirá un **fit** de mayor dimensión, por lo general no se recomienda pistones con longitudes mayores a los 6 ft y como regla para aumentar el **fit** es $\left[\frac{0.001 \text{ in}}{100 \text{ } ^\circ F} \right]$.

Además, se tiene la tabla 3.3 siguiente donde se maneja la tolerancia del **fit** recomendado para una longitud de embolo de 2 in.

Tabla 3.3 Tamaño de embolo con su respectiva tolerancia de fit

Tamaño del embolo	Fit [in]
$1\frac{1}{16}, 1\frac{1}{4}$	0.001
$1\frac{1}{2}$	0.002
$1\frac{3}{4}, 2$	0.003
$2\frac{1}{4}, 2\frac{1}{2}$	0.004
$2\frac{3}{4}, 3\frac{3}{4}$	0.005
$4\frac{3}{4}, 5\frac{3}{4}$	0.007

Selección del fit (holgura entre pistón y barril para permitir la lubricación):

$$Fit = \left(\frac{B_A \cdot L \cdot \mu}{2.69 \cdot H \cdot \phi^{0.8}} \right)^{\frac{1}{32}}$$

Dónde:

B_A	Gasto necesario para lubricar	[bpd]
L	Longitud del pistón	[in]
μ	Viscosidad	[Cp]
H	Longitud de la columna de fluido	[miles ft]
ϕ	Diámetro del pistón	[in]

Se estima que el gasto necesario para lubricar (B_A) debe ser al menos de un 2% del gasto que circula a través de la bomba.

❖ Perdidas por escurrimiento entre el pistón y el barril

Otra forma de mejorar esta eficiencia son las perdidas por escurrimiento entre el pistón y el barril de trabajo de la bomba, es claro que el escurrimiento no es una perdida, sino más bien es un recurso utilizado como lubricante para el pistón y el barril.

Este escurrimiento que se presentan en el ciclo de bombeo está ligado con el **fit** del pistón que se mencionó anteriormente, por cual para mantener una buena lubricación y mantener de manera positiva la eficiencia volumétrica se recomienda que los valores del escurrimiento oscilen entre 0.5% y 0.2%, por consiguiente al tener un valor menor a 0.5% del desplazamiento pudiera presentarse mayores desgastes hacia los componentes, por otro lado valores por encima del 2% conllevan a tener eficiencias volumétricas negativas.

Ahora bien, para el caso del pistón del tipo empaque suave o metal-metal se tiene algún grado de fuga debido al espacio entre este y las paredes internas del barril. El escurrimiento a través de un

pistón metal-metal es menor que el ocurrido con un pistón del tipo empacadora suave debido a lo ajustado del **fit** entre el pistón y el barril.

Para estimar el gasto de pérdidas de escurrimiento por el pistón puede ser calculado por la siguiente ecuación:

$$SR = \frac{1.006e^{-6}(PDP - PIP) \cdot \phi_p \cdot fit^3}{\mu \cdot L_p}$$

Dónde:

SR	Gasto de escurrimiento	[<i>bpd</i>]
PDP	Presión de descarga de la bomba	[<i>psi</i>]
PIP	Presión de admisión de la bomba	[<i>psi</i>]
ϕ_p	Diámetro del pistón	[<i>in</i>]
fit	Tolerancia del pistón	[<i>milesimas de in</i>]
μ	Viscosidad	[<i>Cp</i>]
L_p	Longitud del pistón	[<i>ft</i>]

Para definir de manera práctica la presión de descarga y presión de admisión de la bomba se tienen las siguientes expresiones:

$$PDP = p_{wh} + 0.433 \cdot \gamma_m \cdot prof_b$$

$$PIP = p_{wf} - 0.433 \cdot \gamma_m \cdot (prof_d - prof_b)$$

Dónde:

PDP	Presión de descarga de la bomba	[<i>psi</i>]
PIP	Presión de admisión de la bomba	[<i>psi</i>]
p_{wh}	Presión en la cabeza del pozo	[<i>psi</i>]
p_{wf}	Presión de fondo fluyendo	[<i>psi</i>]
γ_m	Densidad relativa de la mezcla	
prof_d	Profundidad del pozo	[<i>in</i>]
prof_b	Profundidad de la bomba	[<i>in</i>]

En consecuencia, el desgaste natural de las superficies del barril y del émbolo aumenta progresivamente el volumen de líquido perdido. El otro parámetro importante es la viscosidad del líquido, y el deslizamiento es inversamente proporcional a él. Por lo tanto, bombear un fluido más viscoso disminuye la pérdida de deslizamiento más allá del émbolo.

Otras fuentes de deslizamiento del líquido en la propia bomba son las válvulas tanto viajera como de pie, cuyos contactos entre la bola y el asiento también pueden desgastarse y permitir que los líquidos se escapen. Se requieren controles frecuentes, realizados con dinamómetros de superficie, para detectar válvulas desgastadas y asegurar su funcionamiento adecuado. Nolen y Gibbs presentan una técnica novedosa para determinar el gasto de fuga más allá de los émbolos y las válvulas de la bomba, que se basa en el uso de dinamómetros electrónicos modernos.

Las fugas en la tubería o en una válvula de retención de superficie también pueden ocasionar pérdidas de producción en el pozo, pero la aplicación de un programa de mantenimiento regular puede eliminar estos factores.

❖ Espaciamiento del embolo

El espaciado que se le da a la bomba de subsuelo antes de que el pozo empiece a operar, tiene como objeto neutralizar el efecto de elongación de la sarta de varillas. Este efecto tiene dos cargas principales: la carga estática y la dinámica.

De las dos, la única que puede ser cuantificada y corregida antes de operar el pozo es la elongación por carga estática. Por otro lado, la carga dinámica puede ser simulada con programas de diseño.

La elongación por carga estática tiene dos componentes:

1. La carga de fluidos sobre el pistón (f_o)
2. El peso de la sarta de varillas en el fluido de la tubería de producción (w_{rf})

La carga sobre el pistón es proporcional a su diámetro mientras que el peso de la sarta se mantiene constante en el fluido.

Cuando la bomba de tipo insertable o de varilla es armada en el taller se le deja un espaciado entre 1 y 2 in para evitar el contacto entre la nariz del pistón y la jaula de la válvula fija. Esto hace que se pueda tocar fondo sin temor a causar daño a los componentes.

En términos generales, este espaciamiento se realiza para neutralizar las cargas dinámicas y está en el orden de 3 in por cada 1,000 ft de varillas excepto en las unidades de carrera larga.

3.2. Diseño de sarta de varillas

La sarta de varillas es uno de los elementos más débiles del sistema, debido a que, durante el ciclo de bombeo, éstas son sometidas a altas cargas de tensión que se originan por el peso de la varilla durante el recorrido descendente y durante el recorrido ascendente además del peso de las varillas se suma la carga del fluido.

La carga en las varillas depende del nivel de fluido, tamaño del pistón de la bomba (este mismo determina la carga de fluido a ser cargado por las varillas), velocidad de bombeo, longitud de la embolada, los materiales de las varillas como puede ser de acero, fibra de vidrio u otro material, comúnmente un 90% de la sarta de varillas es de acero, el resto son mezclas de fibra de vidrio y acero.

Algunas de las posibles cargas que soportan las varillas durante el ciclo de bombeo, a cualquier profundidad, pueden ser:

- **Peso de las varillas:** Esta fuerza está distribuida lo largo de la sarta. En cada sección, esta carga es igual al peso de las varillas que se encuentran por debajo de dicha sección y es positiva tanto en la carrera ascendente como en la descendente. De aquí en adelante, la carga es positiva si la dirección es hacia abajo.
- **Fuerzas de flotación:** Esta fuerza es opuesta al peso de las varillas y es debido a la fuerza que ejerce el fluido sobre la varilla cuando es sumergida.

- **Carga del fluido:** Esta fuerza actúa en el fondo de la sarta debido al fluido manejado en la carrera ascendente. Esta carga es positiva.
- **Fuerzas dinámicas:** Estas cargas son el resultado de cambios de aceleración y de movimiento durante el ciclo de bombeo. Es una carga neta positiva durante el recorrido ascendente y negativa durante el recorrido descendente.
- **Fuerzas de fricción:** Estas fuerzas son de dos tipos, fricción por el fluido y fricción mecánica. El fluido se mueve con las varillas durante el recorrido ascendente y contra las varillas durante el descendente. Las fuerzas de fricción mecánica se oponen al movimiento de las varillas.

Por lo tanto, la sarta debe estar diseñada apropiadamente de manera que las tensiones sean iguales en el tope de cada sección. Para minimizar costos y cargas por esfuerzos, en pozos con profundidades mayores a 3,500 ft es recomendable utilizar sertas de varillas telescópicas. Estas sertas son usualmente diseñadas con diámetros mayores en la parte superior y los diámetros menores en la parte inferior, para esto se puede utilizar el método que permita analizar y disminuir dichas cargas presentes en el ciclo del bombeo o bien recurrir a algún software disponible.

Existen dos métodos generales para diseñar una sarta de varillas telescopiadas:

1. Asignar a cada sección de la sarta su esfuerzo máximo. En otras palabras, un punto en la sarta en el cual el esfuerzo en la varilla es igual al esfuerzo de trabajo máximo. De este punto hacia arriba debe usarse un tamaño de varilla mayor.
2. Diseñar la sarta de manera que los esfuerzos de la unidad sean iguales en la varilla superior de cada una de las secciones de los diferentes tamaños de la sarta.

El segundo método suele ser implementado como medida de seguridad, debido a que proporciona un margen de seguridad más grande en lo que respecta a los efectos de corrosión, sin embargo, el primer método es implementado en la mayoría de los casos, debido a que el efecto de pandeo se llega a disminuir y en el caso de rotura esta llega a presentarse en las varillas más pequeñas.

Se pueden usar varios tamaños de varillas en la sarta total, dependiendo de la profundidad del pozo y las condiciones de operación. El problema es determinar la longitud de cada tamaño de varilla que se debe utilizar en la sarta total. El porcentaje de cada uno de los tamaños de las varillas en una sarta telescopiada puede determinarse a partir de la tabla A1, que se localiza en el anexo A.

Finalmente, en el diseño de una sarta de varillas telescopiadas, debe verificarse el esfuerzo anticipado máximo, para certificar que no se exceda el esfuerzo de trabajo permisible. El esfuerzo máximo en la parte superior de la sarta de varillas total será la carga pico en la varilla pulida dividida por el área de la sección transversal de la sección superior de las varillas, es decir:

$$S_{max} = \frac{W_{max}}{A_{top}}$$

Dónde:

S	Esfuerzo en la parte superior	[psi]
W_{max}	Peso máximo de la sarta	[lbs]

A_{top} Área transversal superior [in²]

Si el esfuerzo calculado de la ecuación anterior es más grande que el esfuerzo de trabajo permisible (usualmente 30,000 lb / pg²), la sarta de varillas debe ser rediseñada.

Una característica común de las predicciones simples disponibles para la determinación de los parámetros de bombeo es que tratan el comportamiento elástico de la sarta de varillas utilizando modelos mecánicos simplificados. El motivo de la necesidad de estas simplificaciones radica en la complejidad de describir el comportamiento real del sistema de bombeo. La mayoría de las fórmulas aproximadas se derivaron de la suposición de que la sarta de varillas es una masa concentrada que se mueve por la varilla pulida. Con este enfoque, el rendimiento del sistema de bombeo se simula por su analogía con un resorte que mueve una masa concentrada. Estos modelos generalmente permiten soluciones matemáticas fáciles y dan como resultado fórmulas simples para el cálculo de los principales parámetros de bombeo.

Las fuerzas dinámicas de la sarta de varillas y la columna de fluido. Son aditivos a las cargas estáticas durante la carrera ascendente y se deben restar del peso de la varilla estática en la carrera descendente. Por lo tanto, las fórmulas simples que se presentan a continuación pueden proporcionar una precisión de cálculo suficiente, siempre que esta suposición sea válida, es decir, en pozos de poca profundidad a media con cargas de bombeo ligeras.

Ahora se puede escribir una expresión para aproximar la carga pico de la varilla pulida (PPRL) como la suma de la carga de fluido en el émbolo y las cargas estáticas más dinámicas. En la fórmula familiar de Mills, que se proporciona a continuación, se ignora la flotabilidad de las varillas para tener en cuenta las fuerzas de fricción:

$$PPRL = F_o + W_r \cdot (1 + \delta)$$

Dónde:

PPRL	Carga pico de la varilla pulida	[lbs]
F_o	Carga del fluido en el embolo	[lbs]
W_r	Peso total de la sarta de varillas en el aire	[lbs]
δ	Factor de aceleración	

La carga del fluido en el embolo se calcula de la siguiente forma:

$$F_o = 0.433 \cdot h_f \cdot A_p \cdot G_r$$

Dónde:

F_o	Carga de fluido	[lbs]
h_f	Profundidad del nivel de fluido dinámico	[ft]
A_p	Área de la sección transversal del émbolo	[in ²]
G_r	Gravedad específica del fluido	

Durante la carrera descendente, el peso flotante de la sarta de varillas se debe disminuir por la fuerza dinámica, para encontrar la carga mínima de la varilla pulida durante este movimiento, porque actúan en direcciones opuestas, se tiene la siguiente expresión:

$$MPRL = W_{rf} - W_r \delta$$

El peso de la varilla en el fluido se puede expresar con el peso en el aire, de la siguiente manera:

$$W_{rf} = W_r \frac{\rho_r - \rho_l}{\rho_l} = W_r \left(1 - \frac{62.4 G_r}{489} \right) = W_r (1 - 0.128 G_r)$$

Finalmente sustituyendo los valores en la ecuación de la carga mínima de la varilla pulida se tiene la siguiente expresión:

$$MPRL = W_r (1 - 0.128 G_r - \delta)$$

Dónde:

MPRL	Carga mínima de la varilla pulida	[lbs]
W_r	Peso total de la sarta de varillas en el aire	[lbs]
G_r	Gravedad específica del fluido producido	[lbs]
δ	Factor de aceleración	

Existen variaciones de las fórmulas de carga de varillas pulidas que se derivan de lo publicado por diferentes autores y fabricantes. Las principales diferencias entre las fórmulas de predicción aproximadas generalmente pueden atribuirse a algunas de las siguientes razones:

- Las cargas dinámicas también se pueden calcular para tener en cuenta la aceleración de la columna de fluido.
- El factor de aceleración se puede modificar para describir el movimiento de la manivela y el pitman.
- La carga de fluido a veces se calcula en el área del émbolo neto.
- Las fórmulas se pueden modificar para otras geometrías de unidades de bombeo, etc.

3.2.1. Diagrama de Goodman modificado

Como ya se ha indicado, la sarta de varillas es sometida a cargas cíclicas durante el bombeo. Debido a esto la sarta debe ser diseñada bajo el criterio de resistencia a la fatiga. Los estudios de fatiga en las varillas comenzaron con Wohler, que llegó a la conclusión de que, para un determinado valor de carga máxima, el material no se rompería. Este límite se consideró en base a un mínimo de 10 MM de ciclos, denominando la carga como límite de fatiga.

Las varillas por definición tienen límite de resistencia a la fatiga de 35,000 [lbs], este límite de resistencia a la fatiga se define como aquel esfuerzo máximo al cual la varilla puede operar bajo cargas cíclicas durante un mínimo de 10 MM de ciclos antes de presentar una falla es decir que antes de romperse. Sin embargo, este límite puede variar en función del ambiente en el cual esté operando la varilla.

En el diseño del límite de fatiga de las varillas de bombeo, se emplea la teoría de J. Goodman quien recopiló los ensayos de Wohler y los resumió en un diagrama, el Diagrama de Goodman; el cual estudia el efecto de incremento de los esfuerzos medios y de la magnitud del esfuerzo, a fin de predecir la vida útil del elemento. El diagrama de Goodman, no se emplea tal cual como él lo propuso, debido a la diferencia entre los ambientes controlados y los de campo. Los valores que se muestran en la **figura 3.3**, se refieren a varillas con características ideales, sin embargo, en la realidad no es posible fabricarlas con estas características, por lo que se debe tomar en cuenta que las imperfecciones producen concentraciones de esfuerzos.

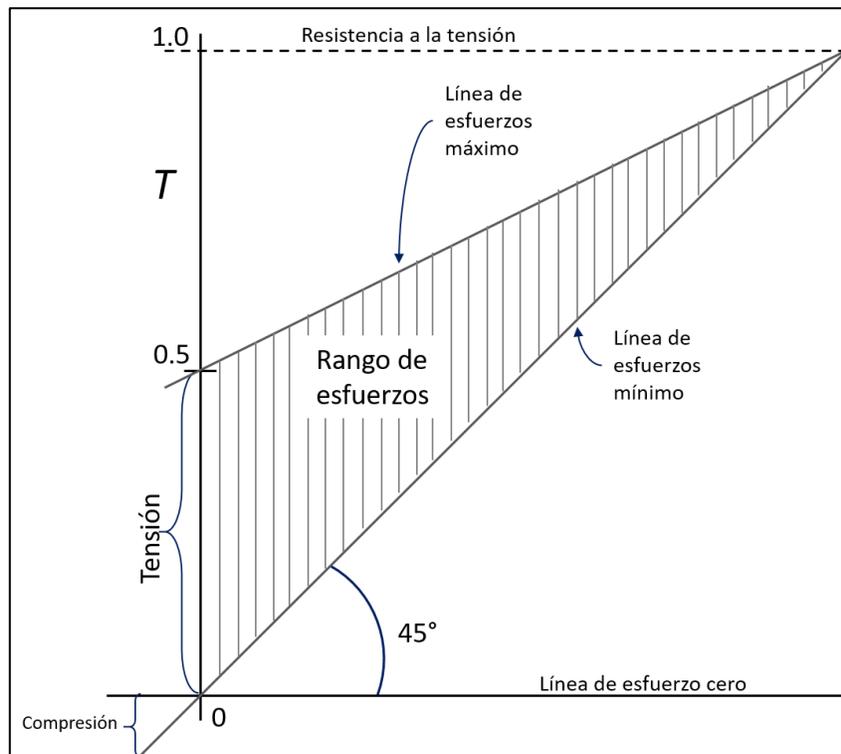


Figura 3.3 Diagrama de Goodman

En 1964, A.A Hardy propuso una versión modificada del diagrama original de Goodman el cual fue adoptado posteriormente por el API y que se aplica tal cual lo conocemos hoy.

Las modificaciones propuestas por Hardy son:

- El esfuerzo tensional máximo permitido deber ser menor que la resistencia a la tensión para evitar la deformación del material.
- No se permite la compresión en la sarta para evitar el pandeo y las fallas prematuras.
- Se debe usar un factor de seguridad llamado Factor de Servicio (FS) que tome en cuenta los ambientes corrosivos y manejo de los materiales.

Por lo tanto, el diagrama de Goodman se modificó para considerarse las imperfecciones que ocurren en la fabricación de las varillas, así como el medio en el cual se trabaja, **figura 3.4**. El esfuerzo permisible puede ser determinado de forma gráfica o bien mediante la siguiente expresión:

$$S_A = \left(\frac{T}{4} + 0.5625 \cdot S_{min} \right) \cdot S_F$$

Dónde:

S_A	Esfuerzo máximo permisible	$[lb/in^2]$
T	Resistencia a la tensión	$[lb/in^2]$
S_{min}	Esfuerzo mínimo	$[lb/in^2]$
S_F	Factor de servicio	

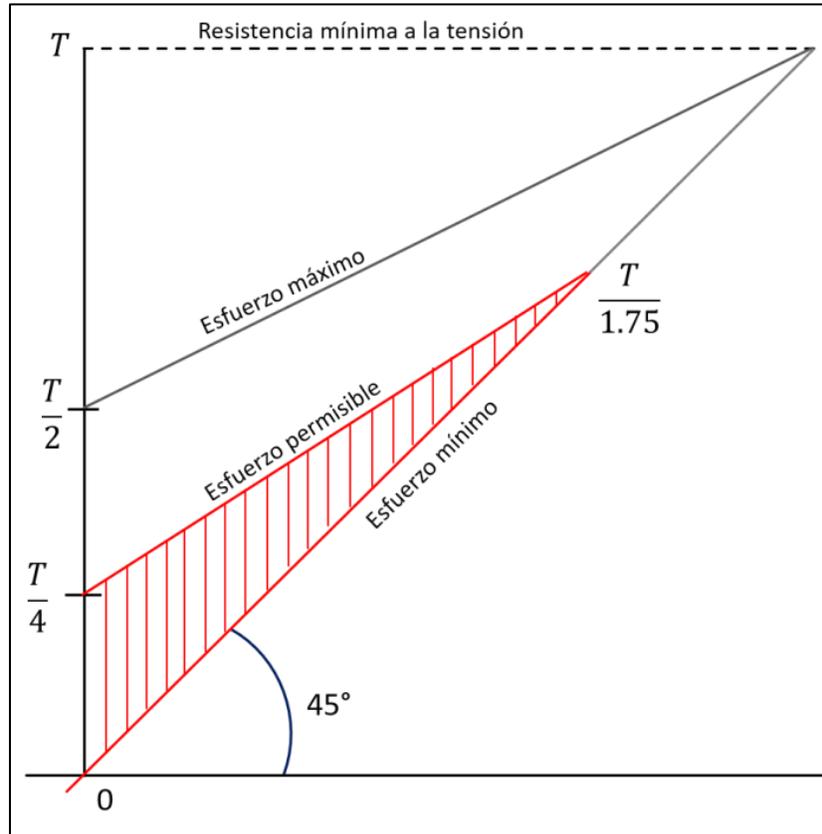


Figura 3.4 Diagrama de Goodman modificado

Para determinar el rango porcentual de carga a la cual trabajan las varillas, se emplea la siguiente expresión:

$$\% Goodman = \frac{(S_{m\acute{a}x} - S_{min})}{(S_A - S_{min})} \cdot 100$$

Dónde:

S_A	Esfuerzo máximo permisible	$[lb/in^2]$
$S_{m\acute{a}x}$	Esfuerzo máximo	$[lb/in^2]$
S_{min}	Esfuerzo mínimo	$[lb/in^2]$

Finalmente, para calcular el nivel de esfuerzos se emplea la siguiente expresión:

$$SL = S_{m\acute{a}x} + (S_{m\acute{a}x} - S_{m\acute{i}n})$$

Dónde:

$$\begin{array}{lll} S_{m\acute{a}x} & \text{Esfuerzo m\acute{a}ximo} & [\text{lb}/\text{in}^2] \\ S_{m\acute{i}n} & \text{Esfuerzo m\acute{i}nimo} & [\text{lb}/\text{in}^2] \end{array}$$

✓ Factor de servicio (S_F)

El Factor de Servicio es un margen de seguridad que se aplica a las sartas dependiendo, por una parte, del transporte y manejo en la superficie y por otra, de las condiciones a las cuales van a estar expuestas en el pozo, se debe ajustar el esfuerzo permisible para asegurar la carga correcta y prevenir fallas prematuras. (El límite de resistencia a la fatiga del material de las varillas es lo que llamamos Esfuerzo Permisible).

El Factor de Servicio es un valor que oscila entre 0.5 y 1.0. Este es multiplicado al máximo esfuerzo permisible calculado a través del Diagrama de Goodman, con el fin de reducir el esfuerzo máximo permisible y así extender la vida útil de la sarta de varilla. Las condiciones del pozo difieren ampliamente dependiendo del fluido producido, la presencia de sulfuro de hidrogeno (H_2S) y dióxido de carbono (CO_2).

Así, el factor de servicio debe ser ajustado según las condiciones locales del campo. Los factores de servicio de 0.7 a 0.75 se recomiendan para condiciones severas tales como presencia de grandes cantidades de H_2S . Factores de servicio de 0.8 a 0.85 se recomiendan para corrosión por CO_2 o pequeñas cantidades de H_2S . Factores de servicio de 0.9 a 0.95 se recomiendan para corrosión media como cuando se produce salmuera. También se debe ajustar el factor de servicio para varillas usadas, pozos desviados, golpe de fluido severo y problemas similares además de corrosión. Ahora bien, a continuación, se muestran algunos factores de servicio conforme al grado de la varilla y el medio a implementarse.

Tabla 1.4 Factores de seguridad más comunes

Medio	Varilla API grado C	Varilla API grado D
No corrosivo	1.0	1.0
Agua salada	0.65	0.90
H_2S	0.50	0.70

✓ Construcción del Diagrama de Goodman

1. Determinar la resistencia mínima (T) de la varilla a utilizar. Esta información es definida por el fabricante, si se conocen solamente los grados de las varillas; los siguientes valores de resistencia mínima son establecidos por la API / No API y es representada en la siguiente tabla.

Tabla 3.5 Resistencia mínima a la tensión

Varilla API	Resistencia a la tensión mínima $\left[\frac{lb}{in^2}\right]$
C	90,000
D	115,000
K	85,000
Varilla no API	
E/Norris 97	150,00

- En papel milimétrico trazar una línea a 45°, donde se establezca el límite inferior del rango de esfuerzo permisible, es decir el esfuerzo mínimo, en la ordena se representan los esfuerzos en $\left[\frac{lb}{in^2}\right]$, distribuida en una escala adecuada.
- Utilizando la escala de esfuerzo se marca el punto $\left[\frac{T}{1.75}\right]$ en la línea de 45° es decir se utiliza el valor del esfuerzo mínimo de la varilla a utilizar.
- En el eje de las ordenas, se localiza el punto $\left[\frac{T}{4}\right]$ y se traza una línea entre los puntos $\left[\frac{T}{1.75}\right]$ y $\left[\frac{T}{4}\right]$. Esta línea se define como el esfuerzo máximo permisible de la varilla, en este caso se emplea un factor de seguridad igual a uno.
- Se calcula de esfuerzo mínimo, S_{min} .

$$S_{min} = \frac{MPRL}{A_{varilla}} = \frac{MPRL \cdot 4}{\pi \cdot D^2}$$

Dónde:

MPRL	Carga mínima de la varilla pulida	$[lbs]$
D	Diámetro transversal de la varilla	$[in]$
S_{min}	Esfuerzo mínimo	$\left[\frac{lb}{in^2}\right]$

- Marcar el punto del esfuerzo mínimo (calculado o medido) sobre la línea de 45°, utilizando la escala vertical de esfuerzos.
- Trazar una línea vertical partiendo del punto del esfuerzo mínimo hasta cortar con la línea de esfuerzo máximo permisible, construida en el paso 4.
- Ubicar el esfuerzo máximo (calculado o medido), trazando una línea horizontal con el cruce de la línea de esfuerzo máximo permisible, construida en el paso anterior. Si este es mayor al esfuerzo máximo calculado con la expresión $S_{max} = \frac{PPRL}{A_{varilla}}$, las varillas se encuentran sobre cargadas y si cae por debajo de la línea de esfuerzo máximo permisible, esto indica que las varillas se encuentran en el rango de operación óptima.

Ejemplo

Considerando la siguiente información, determine si el diseño de la sarta es el adecuado, utilizando el diagrama (figura 3.5) y de forma analítica de Goodman.

Varillas API grado D, $T_{min} = 115,000 \left[\frac{lb}{in^2}\right]$, $PPRL = 26,000 [lbs]$, $MPRL = 13,600 [lbs]$

Sarta = API 86 (3/4" en el fondo, 7/8" intermedias y 1" hasta la superficie) y un factor de seguridad de 1.

$$S_{min} = \frac{MPRL}{A_{varilla}} = \frac{13,600}{0.7854} = 17,316 \text{ [psi]}$$

$$S_{max} = \frac{PPRL}{A_{varilla}} = \frac{25,600}{0.7854} = 32,595 \text{ [psi]}$$

$$S_A = \left(\frac{T}{4} + 0.5625 \cdot S_{min} \right) \cdot S_F = \left(\frac{115,000}{4} + 0.5625 \cdot 17,316 \right) \cdot 1 = 38,491.5 \text{ [psi]}$$

Como $S_A > S_{max}$, el diseño se encuentra dentro del esfuerzo máximo permisible.

Ahora bien, el rango de esfuerzo que presenta cada segmento de la sarta de varillas es el siguiente:

$$\% \text{ Goodman} = \frac{(S_{m\acute{a}x} - S_{min})}{(S_A - S_{min})} \cdot 100 = \frac{(32,595 - 17,316)}{(38,491 - 17,316)} \cdot 100 = 72.16\%$$

Por lo tanto, el arreglo que presenta esta sarta de varillas se considera aun dentro del rango.

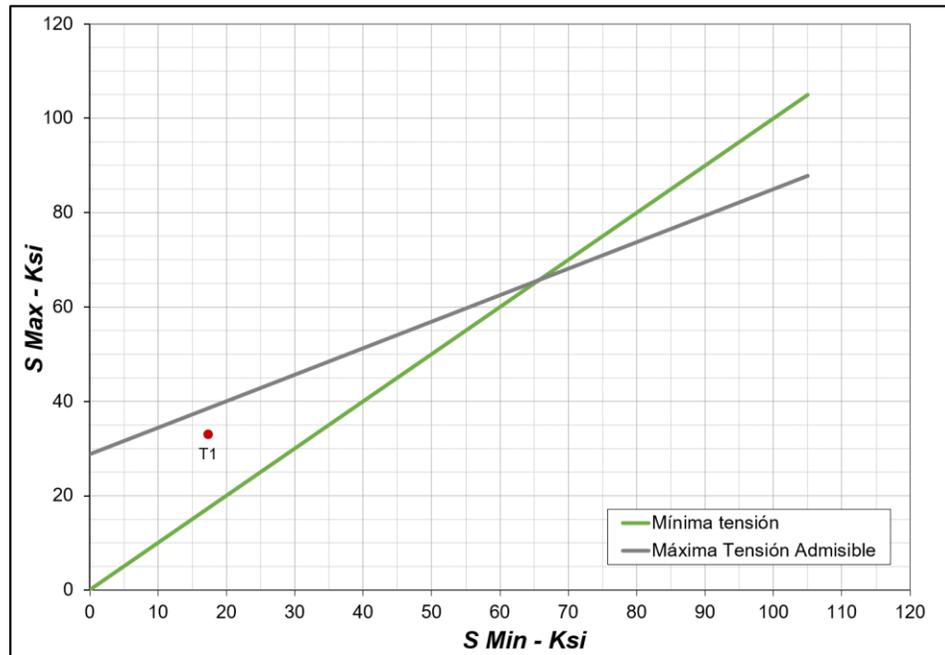


Figura 3.5 Representación de los esfuerzos en el Diagrama de Goodman

3.3. Métodos empleados en el diseño de las unidades BM

El objetivo de diseñar el sistema de bombeo mecánico es generar una armonía perfecta entre el aporte del yacimiento (bajo las condiciones establecidas) y con cada uno de los componentes del sistema, de tal forma que los costos del sistema sean menores en las condiciones actuales y futura. Los ingenieros de diseño de este sistema deben tener conocimiento amplio y muy aproximado de las condiciones actuales del pozo como son: presión estática, presión de fondo fluyendo, gastos, propiedades del fluido (°API, RGA, %w, otros), estado

mecánico del pozo, niveles dinámico y estático del fluido, al igual que construir modelos de flujo multifásico (correlaciones) y modelos de afluencia, permitiendo así, corregir y ajustar el comportamiento práctico y eficiente del sistema de bombeo mecánico.

Por lo cual un diseño completo de un sistema de bombeo mecánico es considerado un proceso de prueba y error complicado. Para un diseño "óptimo" requiere que el ingeniero especifique el tamaño y el tipo de bomba; tamaño, tipo y material de la sarta de varillas; tipo y tamaño de la unidad, clasificación de la caja de engranes, clasificación de la viga (BMC) y longitud de carrera; y tipo y tamaño del motor principal.

Hasta los años 50 los métodos de diseño para el bombeo mecánico fueron principalmente empíricos o se desarrollaban bajo simplificaciones de la realidad. Generalmente se han utilizado tres métodos para realizar los cálculos necesarios; el método Mills, el método API RP-11L (debido a sus limitaciones surgió un método denominada método Craft & Holden) y el método Gibbs (Ecuación de onda), figura 3.6.

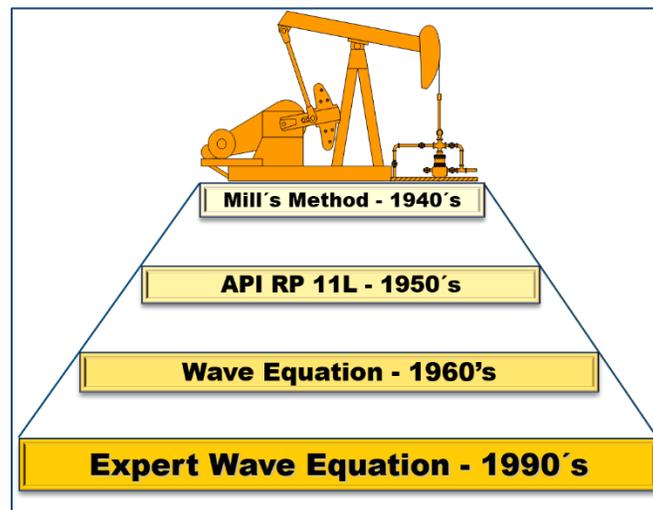


Figura 3.6 Evolución de los métodos de diseño del Bombeo Mecánico

3.3.1. Método Mills

El método Mills se desarrolló en la década de 1930, se utiliza comúnmente en las "hojas de cálculo" de la industria. En este método se hacen varias suposiciones simplificadoras, incluida la suposición de un movimiento armónico simple, masa de varilla concentrada y despreciando la inercia y la amortiguación del fluido. El método generalmente se atribuye a Mills, aunque algunas de las características del método han evolucionado desde el desarrollo original.

Las siguientes ecuaciones definen el diseño del Bombeo Mecánico para unidades convencionales (clase I) con varilla de acero. Las ecuaciones para la carga máxima de varilla pulida (PPRL) y la carga mínima de varilla pulida (MPRL) son:

$$F_o = 0.433 \cdot h_f \cdot A_p \cdot G_r$$

$$PPRL = F_o + W_r \cdot (1 + \delta)$$

$$MPRL = W_r (1 - 0.128G_r - \delta)$$

$$\delta = \pm \frac{SN^2}{70,500}$$

Dónde:

PPRL	Carga pico de la varilla pulida	[lbs]
MPRL	Carga mínima de la varilla pulida	[lbs]
F_o	Carga del fluido en el embolo	[lbs]
W_r	Peso total de la sarta de varillas en el aire	[lbs]
G_r	Gravedad específica del fluido producido	[lbs]
h_f	Profundidad del nivel de fluido dinámico	[ft]
A_p	Área de la sección transversal del émbolo	[in ²]
δ	Factor de aceleración	

Estas ecuaciones asumen que solo las varillas experimentan aceleración y que la aceleración que ocurre es la máxima bajo un movimiento armónico simple. La fricción se desprecia en ambas cargas. Para las unidades Aerobalanceadas (Clase III) se utiliza un conjunto similar de ecuaciones:

$$PPRL = F_o + W_r \cdot (1 + 0.7\delta)$$

$$MPRL = W_r(1 - 0.128G_r - 1.3 \cdot \delta)$$

Para las unidades Mark II (Producto de la industria Lufkin)

$$PPRL = F_o + W_r \cdot (1 + 0.6 \cdot \delta)$$

$$MPRL = W_r(1 - 0.128 \cdot G_r - 1.4 \cdot \delta)$$

Estos pequeños cambios en las ecuaciones se hacen para tener en cuenta la diferencia en las aceleraciones ascendentes y descendentes en las unidades de Clase III. Para el efecto de contrapeso que se ejerce sobre la varilla pulida cuando las pesas están a 90°, se puede aproximar mediante la siguiente ecuación:

$$CBE = \frac{PPRL + MPRL}{2}$$

Como aproximación, se puede utilizar la siguiente ecuación para obtener la torsión pico (PT) para una unidad balanceada convencional o aerobalanceada:

$$PT = 0.283 \cdot S(PPRL - MPRL)$$

Para las unidades Mark II:

$$PT = 0.25 \cdot S(PPRL - 1.3 \cdot MPRL)$$

Dónde:

PPRL	Carga pico de la varilla pulida	[lbs]
MPRL	Carga mínima de la varilla pulida	[lbs]

CBE	Contrabalanceo requerido	[lbs]
PT	Torsión pico de la manivela	$\left[\frac{in}{lbs}\right]$
S	Longitud del embolo	[in]

Para la potencia de la varilla pulida a menudo puede ser aproximada por:

$$PRHP = \frac{SN(PPRL - MPRL)}{750,000}$$

Dónde:

PRHP	Potencia de la varilla pulida	[hp]
S	Longitud del embolo	[in]
N	Velocidad de bombeo	[SPM]

La potencia nominal de la placa de identificación del motor primario debe ser de 1.5 a 2 veces la potencia de la varilla pulida, el valor más bajo se utiliza para motores de alto deslizamiento y el valor más alto para motores de deslizamiento normal. Una aproximación de la carrera efectiva del émbolo que se usa comúnmente con el método de Mills es la siguiente:

$$S_p = S - (e_r + e_t) + e_o$$

$$e_r = 12F_o \left[\frac{L_1}{Y_1 A_{r1}} + \dots + \frac{L_n}{Y_n A_{rn}} \right]$$

$$e_t = 12 \frac{(F_o + 0.127G_r W_r)L}{Y_t A_t}$$

$$e_o = 40.8 \frac{L^2 \delta}{Y_t}$$

Dónde:

S_p	Carrera efectiva del embolo	[in]
S	Longitud de la varilla pulida en superficie	[in]
e_r	Estiramiento de la varilla	[in]
e_t	Estiramiento de la tubería	[in]
e_o	Sobre carrera del embolo	[in]
L	Longitud de la sección de la varilla	[ft]
F_o	Sobre carrera del embolo	[lbs]

La constante (40.8), se reemplaza comúnmente empíricamente con 46.5 cuando se diseña una sarta de varillas de acero.

Las ecuaciones mencionadas forman la base para el diseño de un sistema de bombeo mecánico por el método de Mills. Estas ecuaciones se pueden ampliar fácilmente para cubrir el diseño de la sarta de varillas telescópica y de fibra de vidrio.

3.3.2. Método API RP-11L

El método API se basa en el trabajo realizado por el Instituto de Investigación del Medio Oeste (Midwest Research Institute) en 1954 y fue a finales de la década de 1960 que se completó la investigación. La API publicó los resultados de este estudio en 1967 como la práctica recomendada 11L. Los resultados se graficaron en varias correlaciones de parámetros adimensionales que se publicó en ese mismo año junto a los procedimientos para el cálculo.

Desde su liberación, el API RP-11L se ha convertido en uno de los métodos más populares en el diseño debido a su sencillez. Este método ofrece una solución mucho más completa del movimiento de la sarta de varillas que el método de Mills, pero tiene varias limitantes como pudiera ser el movimiento simplificado de la varilla pulida y el llenado de la bomba. Sin embargo, debido a las consideraciones realizadas por los desarrollados, al emplear este método se debe contemplar lo siguiente:

- Geometría promedio de unidades convencionales
- Unidad perfectamente balanceada
- Bomba 100% llenada de líquido (sin interferencia de gas o golpe de fluido)
- Únicamente varillas de acero tipo API
- Motor de bajo deslizamiento
- Tubería anclada
- Valores normales de fricción en el sistema
- Sin efectos de aceleración de fluidos
- Pozos con profundidades mayores a 2000 [ft]

Los fabricantes de las unidades han modificado el API RP-11L para permitir diseños con unidades como Mark II, aerobalanceadas, carrera larga, geometrías mejoradas y otras unidades de bombeo, logrando extender los rangos de profundidades.

La solución para el diseño del sistema de bombeo mecánico se basa en ensayo y error por lo que en este método y al igual que en el método de Craf & Holden se debe de conocer o suponer los siguientes parámetros, para determinar las cargas y desplazamientos de la bomba en el diseño de una instalación del sistema.

- Nivel de fluido (nivel neto), [ft]
- Profundidad de la bomba, [ft]
- Velocidad de bombeo, [spm]
- Carrera de la varilla pulidas, [in]
- Diámetro del embolo, [in]
- Densidad relativa del fluido
- Diámetro nominal de la TP (anclada o desanclada)
- Tamaño y diseño de la sarta de varillas

Conociendo esta información se puede determinar los siguientes factores:

Factor	Unidad
Carrera efectiva del embolo	Sp [psi]

Desplazamiento de la bomba	PD	[bpd]
Carga máxima de la varilla pulida	PPRL	[lbs]
Carga mínima de la varilla pulida	MPRL	[lbs]
Torsión pico de la manivela	PT	[lb/in]
Potencia de la varilla pulida	PRHP	[hp]
Contrabalanceo requerido	CBE	[lbs]

Generalmente esta metodología se basa en tres pasos:

1. Se realiza una selección preliminar de los componentes de la instalación.
2. Se determinan las características de operación en base a la selección preliminar, empleando tablas, gráficos y ecuaciones del método.
3. Se compara los resultados contra la selección preliminar.

Es importante tener varias selecciones preliminares antes de definir la instalación óptima. Para determinar los factores mencionados, es recomendable llevar acabo los pasos que se indican en la hoja API RP-11L (Anexo A), de manera resumida el procedimiento de este método se menciona a continuación:

1. Una vez definido el arreglo de la sarta de varillas, localizar en la tabla A.1 del anexo A los valores siguientes:
 - Peso de la sarta de varilla, W_r
 - Constante de elasticidad para la sarta de varillas, E_r
 - Factor de frecuencia, F_c
 - De la tabla A.2 del anexo A localizar la constante de elasticidad de la tubería de producción en base a su tamaño, E_t .
2. Determinar las variables adimensionales
 - Calcular el valor de F_0 con la siguiente expresión:

$$F_0 = 0.340 \cdot G_r \cdot D_p^2 \cdot h_f$$

Dónde:

G_r	Gravedad específica del fluido	
h_f	Nivel de fluido	[ft]
D_p	Diámetro del émbolo	[in]

- Calcular el factor $\frac{1}{K_r}$ utilizando la expresión siguiente:

$$\frac{1}{K_r} = E_r \cdot L$$

Dónde:

E_r	Constante de elasticidad de la sarta	[in/lb · ft]
L	Profundidad de la bomba	[ft]

- Determinar el valor Sk_r mediante la expresión siguiente:

$$Sk_r = \frac{S}{\frac{1}{K_r}}$$

Dónde:

$$\begin{array}{ll} S & \text{Longitud del embolo} \quad [in] \\ \frac{1}{K_r} & \text{Profundidad de la bomba} \quad [lb/in] \end{array}$$

- Obtener la siguiente expresión $\frac{F_o}{Sk_r}$
- Determinar el valor de $\frac{N}{N_o}$ con la siguiente expresión:

$$\frac{N}{N_o} = \frac{NL}{245,000}$$

Dónde:

$$\begin{array}{ll} N & \text{Velocidad de bombeo} \quad [SPM] \\ L & \text{Profundidad de a bomba} \quad [ft] \end{array}$$

- Determinar el parámetro anterior corregido $\frac{N}{N_o'} = \frac{N/N_o}{F_c}$
- Determinar el parámetro $\frac{1}{K_t}$, en caso de que la tubería este anclada este factor tendrá un valor de cero.

$$\frac{1}{K_t} = E_t \cdot L$$

Dónde:

$$\begin{array}{ll} E_t & \text{Constante de elasticidad de la tubería} \quad [in/lbs \cdot ft] \\ L & \text{Profundidad de a bomba} \quad [ft] \end{array}$$

3. Definir el valor del desplazamiento de la bomba

- Obtener el valor de la relación $\frac{S_p}{S}$ de la figura A.1 del anexo A
- Determinar el valor de la carrera efectiva del embolo con la siguiente expresión:

$$S_p = \left[\frac{S_p}{S} \cdot S \right] - \left[F_o \cdot \frac{1}{K_t} \right]$$

- Determinar el desplazamiento que tendrá la bomba.

$$PD = 0.1166 \cdot S_p \cdot N \cdot D_p^2$$

Dónde:

$$S_p \quad \text{Carrera efectiva del embolo} \quad [in]$$

N	Velocidad de bombeo	[SPM]
D_p	Diámetro del émbolo	[in]

Si el desplazamiento de la bomba calculado no cumple con lo establecido desde un principio, debe repetirse los cálculos anteriores con otros datos supuestos.

- Determinar los parámetros adimensionales de los pesos de la varilla y fluidos.
 - $W = w_r \cdot L$
 - $W_{rf} = W[1 - (0.128 \cdot G)]$

Dónde:

W_r	Peso de la sarta de varilla	[lb/ft]
L	Profundidad de a bomba	[ft]
G	Gravedad específica del fluido	

- Determinar la relación $\frac{W_{rf}}{Sk_r}$
- Obtener los parámetros adimensionales de las siguientes ilustraciones del anexo A
 - En la figura A.2, anexo A obtener $\frac{F_1}{Sk_r}$
 - De la figura A.3, anexo A obtener $\frac{F_2}{Sk_r}$
 - En la figura A.4, anexo A obtener $\frac{2T}{S^2K_r}$
 - De la figura A.5, anexo A obtener $\frac{F_3}{Sk_r}$
 - De la figura A.6, anexo A obtener T_a
 - Finalmente determinar las características operativas de la unidad.
 - $PPRL = W_{rf} + \left[\frac{F_1}{Sk_r} \cdot Sk_r \right]$
 - $MPRL = W_{rf} - \left[\frac{F_2}{Sk_r} \cdot Sk_r \right]$
 - $PT = \frac{2T}{S^2K_r} \cdot Sk_r \cdot \frac{S}{2} \cdot T_a$
 - $PRHP = \frac{F_3}{Sk_r} \cdot Sk_r \cdot S \cdot N \cdot 2.53e^{-6}$
 - $CBE = 1.06 \cdot \left(W_{rf} + \frac{F_0}{2} \right)$

Dónde:

$PPRL$	Carga máxima de la varilla pulida	[lbs]
$MPRL$	Profundidad de a bomba	[lbs]
PT	Torsión pico de la manivela	[$\frac{in}{lbs}$]
$PRHP$	Potencia de la varilla pulida	[hp]
CBE	Contrabalanceo de la unidad	[lbs]

3.3.2.1. Método Craft & Holden

Debido a que el método API RP-11L tiene limitaciones, principalmente el emplear varillas de fibra de vidrio. Esto generó que surgiera el método de Craft & Holden permitiendo al ingeniero implementar varillas de fibra de vidrio en su diseño además de tener información mínima y suponer valores como se menciona en el método API; este método tiene algunas consideraciones que son mencionadas a continuación en su metodología:

1. De la producción máxima estimada del aporte del pozo y de la eficiencia volumétrica, calcule el desplazamiento teórico de la bomba. Para este cálculo, se tienen la alternativa de calcular la eficiencia volumétrica o bien cuando se desconoce la eficiencia volumétrica y no se pide calcularla, se considera una eficiencia del 80%.
2. Con la profundidad de colocación y el desplazamiento teórico de la bomba de la figura A.7 del anexo A, determinar la longitud de la carrera y el rango API de la unidad de bombeo que se selecciona. De los datos del fabricante seleccionar una unidad que maneje la longitud de carrera de la varilla pulida y el rango API deseado.
3. De la tabla A.3 del anexo A, seleccione la adecuada unidad que cumple con las características del paso anterior y una vez definido esto, determinar el diámetro de la TP, del émbolo y de las varillas de bombeo, así como su velocidad la adecuada profundidad de la bomba.
4. Determinar la longitud fraccional de cada sección de la sarta de varillas usando la información de la tabla A.2 y A.4 del anexo A.
5. Determine la longitud de cada segmento de la sarta de varillas y aproxímelo al múltiplo más cercano de 25 [ft].
6. Determine el factor de aceleración con la siguiente expresión.

$$\delta = \pm \frac{SN^2}{70,500}$$

Dónde:

δ	Factor de aceleración	
S	Longitud de la varilla pulida	[in]
N	Velocidad de bombeo	[SPM]

7. Calcule la carrera efectiva del émbolo mediante la expresión siguiente.

$$S_p = S + \frac{40.8 \cdot L^2 \cdot \delta}{E} - \frac{5.20 \cdot G \cdot D \cdot A_p \cdot L}{E} \cdot \left[\frac{1}{A_t} + \frac{1}{A_r} \right]$$

Dónde:

δ	Factor de aceleración	
S	Longitud de la varilla pulida	[in]
L	Profundidad de la bomba	[ft]
E	Constante de elasticidad	[psi]
G	Gravedad específica del fluido	[ft]

8. Utilizando la eficiencia volumétrica estimada de la expresión siguiente, determinar el gasto de producción probable y compararlo con el gasto de producción deseado. si el gasto es mayor o igual al deseado, se procede a continuar con el siguiente paso, de lo contrario, considerar otro valor de velocidad de bombeo y regresar al paso 6, si de nuevo el gasto no es satisfactorio, graficar los valores de velocidad de bombeo (N) con su respectivo gasto como se representa en la figura 8.A.

$$q = \frac{0.466 \cdot S_p \cdot N \cdot Ev}{100}$$

Dónde:

S_p	Carrera efectiva del embolo	[pg]
EV	Eficiencia volumétrica	[%]
q	Gasto de producción	[bpd]
N	Velocidad de bombeo	[SPM]

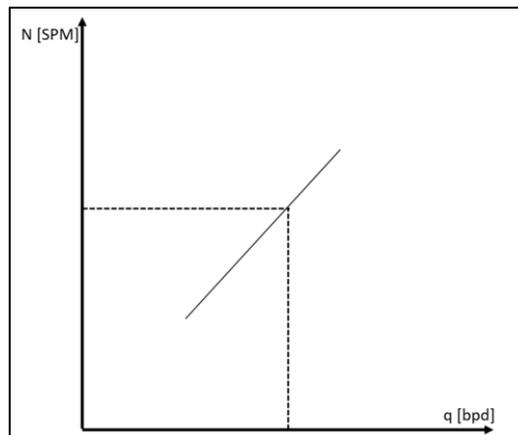


Figura 8.A Grafico de Velocidad de bombeo vs Gasto

9. Determinar el peso muerto de la sarta de varillas.

$$W_r = \sum_{i=1}^n L_i \cdot M_i$$

Dónde:

L_i	Longitud de cada sección de la sarta	[ft]
M_i	Peso unitario de cada sección de varillas	[lb/ft]

10. Determine la carga total de la sarta de varillas con el fluido.

$$W_{rf} = 0.433 \cdot G \cdot (L \cdot A_p - 0.294 \cdot W_r)$$

Dónde:

G	Gravedad específica del fluido	
L	Profundidad de la bomba	[ft]
A_p	Área del embolo	[pg ²]
W_r	Peso muerto de la sarta de varillas	[lbs]

11. Calcular la carga máxima que soporta la varilla pulida y compararla con la carga máxima que tolera la unidad de bombeo preseleccionada. Si cumple con lo necesario, se continúa con el diseño, de lo contrario se regresa al paso 1.

$$W_{max} = W_{rf} + W_r \cdot (1 + \delta)$$

12. Determinar el esfuerzo máximo en la parte superior de la sarta de varillas y compararlo con el esfuerzo máximo permisible de las varillas que se estén empleando.

$$S_{max} = \frac{W_{max}}{A_{top}}$$

Dónde:

S	Esfuerzo en la parte superior	[psi]
W_{max}	Peso máximo de la sarta	[lbs]
A_{top}	Área transversal superior	[in ²]

13. Determinar el efecto de contrabalanceo ideal y compararlo con el contrabalanceo de la unidad seleccionada.

$$C_i = 0.5 \cdot W_{rf} + W_r \cdot (1 - 0.127 \cdot G)$$

14. Considerando que la unidad este fuera de contrabalanceo por un 5% del valor ideal, se procede a calcular el torque máximo sobre la flecha del reductor de engranes y compararse con el rango API de la unidad seleccionada.
15. Determine la potencia requerida por el motor primario. (Seleccionar el motor primario).
16. En base a la información del fabricante, definir la relación del reductor de engranes, el diámetro de la polea de la unidad seleccionada y la velocidad del motor primario.

Si al finalizar esta metodología, en base a las características de la unidad seleccionada son satisfactorias, se procederá a instalarse en el pozo bajo las condiciones de operación.

3.3.3. Ecuación de onda

Mientras se desarrollaba la norma API RP-11L, el Dr. Sam Gibbs desarrollo un método más sofisticado para el diseño de la sarta de varillas del sistema de bombeo mecánico, empleando un modelo matemático basado en la ecuación de onda.

La ecuación de onda surge de la dinámica newtoniana y de la ley de elasticidad de Hook. La figura 3.7 muestra una sección longitudinal (L) de la sarta de varillas con un área (A) de sección transversal uniforme. Se muestra las fuerzas que actúan sobre la varilla de longitud Δx con la profundidad medida x aumentando hacia abajo. Suponiendo que la varilla se encuentre en movimiento hacia abajo, se presenta una fuerza de fricción con dirección hacia arriba además actúan fuerzas axiales a lo largo de la varilla.

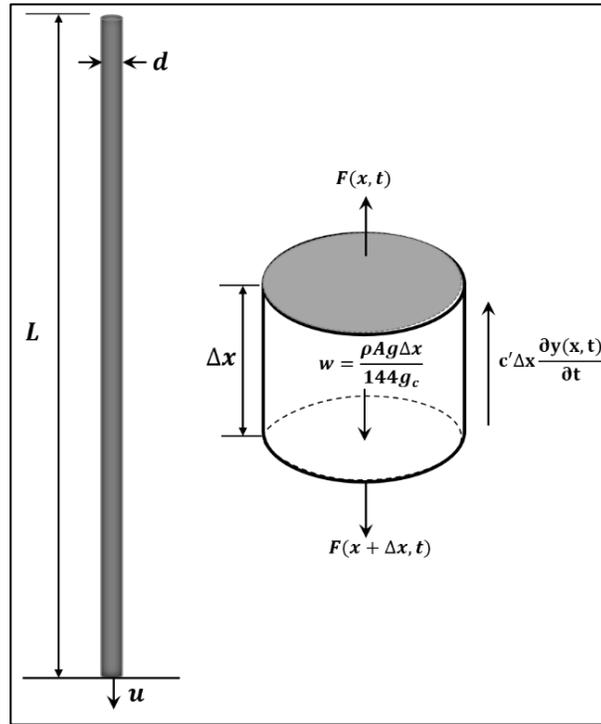


Figura 3.7 Balance de fuerzas en las varillas

Dónde:

- W** Peso de la varilla sumergida
- F(x, t)** Fuerza de tensión que representa el tirón hacia arriba
- F(x + Δx, t)** Fuerza de tensión que representa el empuje hacia abajo
- C'** Fuerza de amortiguamiento opuesta al movimiento efecto de fluido y fricción)

Generalmente la derivación de esta ecuación no contempla los efectos de la fricción, dado que la fricción en el pozo con sistema de bombeo mecánico no puede ser despreciable, por lo tanto, la siguiente expresión muestra de manera general la derivación de la ecuación de onda contemplando la fricción.

$$\frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} = V_{acero}^2 \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} - c \frac{\partial u(x, t)}{\partial t} + g$$

Dónde:

- u(z, t)** Deformación de la varilla en la posición de x
- V_{acero}** Velocidad de propagación del sonido en el acero
- C** Coeficiente de amortiguamiento / fricción
- S** Deformación a la profundidad x
- g** Componente de aceleración de gravedad

Debido a su complejidad de resolución del sistema de ecuaciones parciales que se derivan de la ecuación de onda, requiere de un simulador numérico para minimizar los tiempos de cálculo, por la misma razón no tiene la misma popularidad como el método API RP-11L. Esta simulación permite modelar el movimiento de la sarta de varillas incluyendo los efectos de elasticidad, el movimiento del fluido, el movimiento de la unidad de superficie considerando el deslizamiento del motor principal y la inercia.

Así pues, si se conoce el comportamiento de la bomba subsuelo, se pueden estimar las fuerzas a las que se encuentra sometido el sistema en cada instante e inclusive se puede determinar la carta dinamométrica de superficie, a partir de la cual se calculan los parámetros de diseño que la norma API RP-11L presenta en su metodología.

Este método está flexible que ofrece grandes ventajas sobre el de la norma API, debido a que permite simular situaciones de operación como son pozos inclinados y horizontales, implementación de las varillas de fibra de vidrio, unidades de bombeo con geometrías especiales, implementando motores con alto desplazamiento entre otros, por otro lado este método no presenta restricciones como las del método API, pero existe una limitación sobre esta metodología debida a las condiciones de frontera, para este procedimiento su condición de frontera conocida es la curva de presiones o fuerzas aplicadas sobre el émbolo, generalmente esta curva se obtiene de modelos que predicen el comportamiento de las bombas de subsuelo en especial al momento de manejar ciertos volúmenes de gas y los efectos de viscosidad.

3.4. Análisis del sistema

Debido a la necesidad por parte de los operadores de monitorear que los pozos estén produciendo a su capacidad máxima y óptima de manera económica, ha surgido a la necesidad de realizar el monitoreo de las unidades de bombeo mecánico durante el funcionamiento, esto se debe de realizar con la finalidad de detectar posibles alteraciones en la bomba, las varillas o cualquier otro elemento, requiriendo la intervención preventiva e inmediata del operador para ser analizadas y corregidas.

Un control que se debe efectuar con mayor frecuencia es “la medición de la producción” a través de los tanques de almacenamiento, permitiendo tener un informe estadístico, con el fin de observar algún comportamiento inusual en la producción del pozo. Cuando se note alguna disminución en su producción inmediatamente se realizarán medidas para restaurarla.

Comúnmente las condiciones del funcionamiento de los equipos de fondo y superficie en el sistema de bombeo mecánico pueden ser detectadas o inferidas mediante parámetros medibles en forma directa (local) o indirecta (remoto) a través de ciertos equipos de medición: manómetros, termómetros, dinamómetros, equipos acústicos (sonolog, echometer, etc.) todo dependerá de las necesidades de la unidad y del operador, pero principalmente de los costos a invertir.

Actualmente existen diferentes tipos de equipos, desde los más simples (eléctricos) hasta los sistemas completos de análisis con programas de cómputo, específicamente diseñados para el análisis de dicho comportamiento. Para verificar el desempeño de la unidad de bombeo, así como las condiciones de fondo se debe de seleccionar el tipo de medición a implementar, el cual se puede dividir en tres tipos de mediciones:

- Mediciones acústicas
- Mediciones dinamométricas
- Mediciones de corriente y potencia.

3.4.1. Mediciones acústicas

Las técnicas acústicas (echo-ranging) para realizar sondeos en pozos han ayudado, por más de cincuenta años, en los análisis de pozos con bombeo mecánico. Los principales objetivos al hacer los estudios acústicos son las medidas de la profundidad del nivel de líquido, determinación de la presión de fondo del pozo y la estimación del desempeño de afluencia del pozo, figura 3.8.

Cuyo principio de operación es un pulso acústico desde la superficie del pozo. Este pulso viaja a través del gas y va reflejando los cambios en el área seccional del espacio anular (tubería de revestimiento) o bien como se realiza en la práctica a través de la tubería de producción, estos cambios de reflejo incluyen conexiones de tubería, liners (si no cuenta con empacador), nivel de fluido, conectividad entre la camisa de circulación y el espacio anular, etc.

Inicialmente los sistemas de registro sonido se desarrollaron para detectar la ubicación de atascamiento en los tubos de los sistemas neumáticos de correo instalados en los edificios de las empresas. Con el tiempo las aplicaciones en la industria petrolera se limitaban a determinar la presencia de líquido en el espacio anular por encima de la bomba. Si se encontraba líquido por encima de la bomba, el operador podía tratar de aumentar la producción al instalar una bomba más grande, o si la bomba no estaba operando apropiadamente esta debía ser retirada y reparada. Posteriormente con el desarrollo de estos instrumentos, algunos operadores se dieron cuenta que con una interpretación adecuada de los registros se podía obtener información adicional. Los operadores también observaron que en los casos en donde el gas se venteaba por el anular, la presión de fondo del pozo calculada era excesivamente alta.

Esto se atribuía a la disminución del gradiente efectivo de líquido por la presencia de burbujas de gas en la columna del líquido por encima de las perforaciones. Los pozos que tienen baja presión son controlados por

sí mismos, con sus propios fluidos a un determinado nivel, este nivel está en función de las propiedades petrofísicas de la roca y de las propiedades fisicoquímicas de los fluidos contenidos en ella y del tiempo de producción al cual ha estado sometido el pozo, disminuyendo su presión original. Por ello es necesario conocer el nivel de fluidos dentro del pozo. Existen varios métodos para conocer el nivel de un pozo, sin embargo, el más certero, económico y fácil es a través de un Ecómetro.

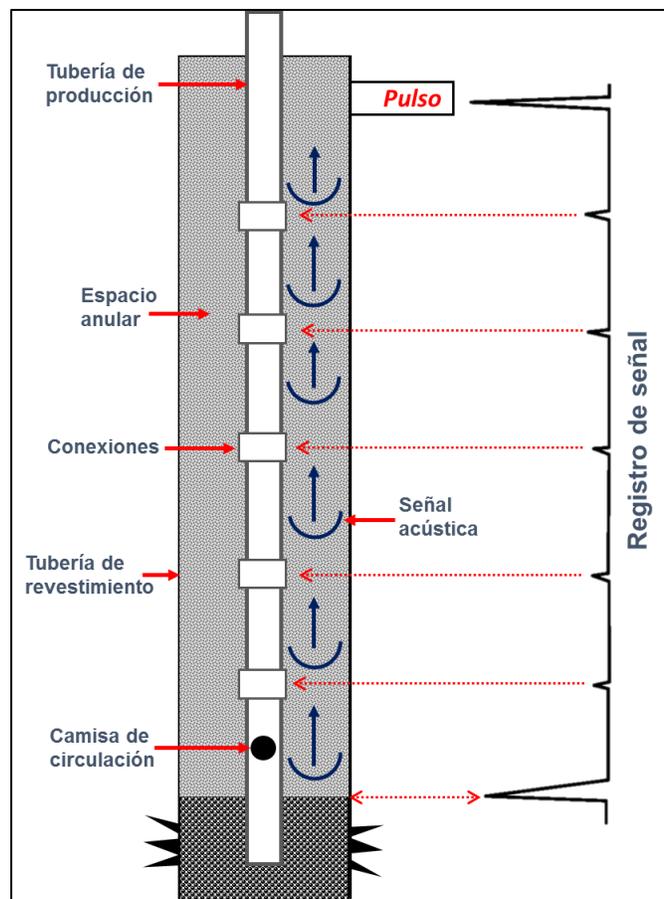


Figura 3.8 Registro de sonido (Ecómetro)

✓ Ecómetro

El ecómetro, también conocido como sonlog, es un instrumento que aprovecha la propagación del sonido en un medio elástico, comúnmente utilizados por la ingeniería de producción para reconocer el nivel de fluido en el diseño de Sistemas Artificiales de Producción. Cuyos componentes principales de esta herramienta constan de en una pistola y un receptor los cuales son enlazados a una válvula lateral del pozo. La pistola genera un pulso acústico que viaja a través del pozo, el receptor detecta los diferentes reflectores de dicho pulso hasta encontrar el nivel de fluido. Dentro de estas herramientas se definen dos tipos de ecómetros, figura 3.9:

- Ecómetros Analógicos
- Ecómetros Digitales

Básicamente, los ecómetros tanto analógicos como digitales tienen como principio de operación el generar dentro del pozo, desde la superficie, una onda sonora de alto nivel acústico y simultáneamente seguir su propagación con un micrófono. El sonido avanza dentro del pozo a una determinada velocidad y cada vez que pasa sobre una cople del tubing se produce una reflexión (eco). Esta reflexión es detectada por el micrófono. Cuando la onda sonora llega al líquido, se produce un fuerte rebote de esta, el que también es detectado por el micrófono. Figura 3.6.



Figura 3.9 Ecómetro analógico

Ahora bien, el registro analógico consiste en mover un papel a velocidad constante, la que será proporcional a la velocidad del sonido en el medio gaseoso. Un micro amperímetro se encargará de registrar cada reflexión de la onda sonora, la que previamente será “escuchada” por el micrófono y amplificada en un circuito amplificador. La aguja del micro amperímetro lleva una pluma con tinta que va rozando sobre el papel. Al producirse una reflexión de la onda, la aguja producirá una deflexión, la que quedará registrada en el papel. Cuando la onda llegue al nivel del líquido, como se produce un rebote

total de la onda, se producirá una reflexión mayor de la aguja, lo que la identificara de la reflexión de los coples.

De forma practica el ecómetro digital acústico principalmente se basa en analizar el pozo digitalmente configurado para que tenga un funcionamiento sin vigilancia a largo plazo y controlado por software, especialmente desarrollado para la grabación de datos de presión transitorio y análisis. El elemento que emite y recibe el pulso de presión y lo transforma a pulso eléctrico es un dispositivo que contiene gas el cual puede ser nitrógeno (N) o dióxido de carbono (CO₂). Este dispositivo es denominado pistola y puede ser de dos tipos:

- **Pistola a gas disparada remotamente (WG)**

La pistola a gas disparada remotamente (WG), figura 3.10, genera un pulso acústico y detecta los ecos del fondo del pozo. Esta pistola contiene una cámara la cual se llena con gas comprimido para enviar un pulso acústico al pozo. La pistola a gas tiene un micrófono que detecta el disparo, las uniones y otros ecos del pozo y el nivel del fluido. El número de serie de este tipo de pistola tiene las letras WG (en las unidades más nuevas) seguido por tres números. La unidad estándar tiene una presión de trabajo de 1,500 psi, pero el diseño se puede modificar para operar hasta 3,000 psi.



Figura 3.10 Pistola de gas compacta (WG)

- **Pistola compacta de gas**

La pistola compacta de gas tiene un micrófono y una cámara de 10 pulgadas cúbicas con una válvula de salida de 1/4 de pulgada. La válvula de salida abre rápidamente cuando el gatillo se acciona. Esto genera un pulso de presión. Si la presión de la cámara es mayor que la del anular, se genera un pulso de compresión. Si la presión en el anular es mayor que la presión en la cámara, se genera un pulso de vacío. Debe haber una diferencia de presión entre la cámara y el anular para que el pulso se genere. El usuario tiene la opción de escoger un pulso de explosión o implosión.

Se entiende por pulso de explosión cuando se usa un gas externo para generar un pulso acústico en el pozo. En esta modalidad, la cámara se carga con un suministro de gas externo que está a una presión mayor que la presión del pozo.

En el caso de que use el pulso por implosión la presión del revestimiento (casing) debe ser mayor a 200 psi. Este método utiliza la presión del gas del pozo para generar un pulso. Para liberar el gas desde la cámara se usa la válvula de alivio/llenado de la pistola a gas. En esta modalidad no se necesita un suministro de gas externo.



Figura 3.11 Pistola compacta de gas por explosión

Para determinar el nivel de fluido es necesario disponer de la longitud promedio de cada sección de la tubería, generando así la expresión siguiente:

$$L = \frac{V_f}{N_t}$$

Dónde:

V_f	Profundidad de la bomba	[ft]
N_t	Numero de tubos, hasta la bomba	[#tubos]
L	Longitud promedio de las secciones de tubería	$\frac{ft}{\# tubos}$

Por lo tanto, el nivel de fluido es determinado como:

$$NF = L \cdot N$$

Dónde:

N	Numero de deflexiones	[#deflexiones]
N_t	Numero de tubos, hasta la bomba	[#tubos]
L	Longitud promedio de las secciones de tubería	$\frac{ft}{\# tubos}$

3.4.2. Mediciones dinamométricas

Es una herramienta que evalúa las fuerzas motrices; en este caso la fuerza será igual al peso de la sarta de varillas, por lo que se evalúa cargas o pesos. Es decir, los dinamómetros registran el movimiento de la varilla pulida y la variación de la carga, durante el ciclo de bombeo; ambos registros se toman con respecto al tiempo y se dibujan en una gráfica. Los tipos más comunes son los dinamómetros mecánicos y los hidráulicos, ambos producen un gráfico continuo de cargas sobre la varilla pulida en función del desplazamiento de esta, también llamado diagrama dinamométrico o simplemente carta. Adicional a estos dinamométricos convencionales; modernos dispositivos electrónicos están tomando popularidad en la industria, estos graban las cargas y el desplazamiento de la varilla pulida en función del tiempo.

✓ **Dinamómetros mecánicos**

Estos dispositivos emplean un aro como dispositivo de medición, el cual, colocándose entre el elevador y la grampa permanente, toma por completo la carga de la varilla pulida. La deflexión del anillo es directamente proporcional a la carga aplicada, grabadas luego en una magnificación mecánica de papel colocado en un tambor rotativo. Debido a que la rotación del tambor es controlada por el movimiento vertical de la varilla pulida, el registro resultante es un trazo de cargas sobre la varilla pulida contra desplazamiento. El dinamómetro mecánico es un dispositivo resistente y se hizo muy popular en los campos petroleros. La mayor desventaja de su uso es la necesidad de parar la unidad antes que el dinamómetro pueda ser instalado en la varilla.

✓ **Dinamómetros hidráulicos**

El dinamómetro hidráulico puede ser instalado sin necesidad de detener la unidad de bombeo, por lo que consecuentemente tiene una ventaja definida sobre los del tipo mecánico. Antes de usarse en el pozo, un espaciador especial es instalado en la varilla pulida entre el elevador y la grampa permanente. El dinamómetro con dos pistones hidráulicos sensibles a las cargas puede ser instalado fácilmente, incluso mientras que la unidad está bombeando, entre el hombro espaciador y el elevador. Después de colocar el dinamómetro en su sitio, es aplicada la presión hidráulica que activa la bomba manual conectada al sistema. De esta manera los pistones levantan las cargas de fluido.

El tambor gira por un cordón, por un extremo se sujeta a un punto estacionario, el ángulo de rotación del tambor es directamente proporcional a la posición instantánea de la varilla pulida y el registro obtenido es un gráfico de cargas sobre la varilla pulida en función de la posición. Para ajustar diferentes condiciones del pozo, pueden usarse diferentes tamaños del tambor para longitudes de embolas distintas; el resorte de retardo puede cambiarse en medida que se desea cambiar el rango de carga del dinamómetro. Estos ajustes son fáciles de llevar a cabo en el campo, agregando más ventajas al uso de tales dinamómetros. Las cartas dinamométricas generadas tendrán un tamaño que es fácil de interpretar.

✓ **Dinamómetros electrónicos**

Las características básicas de los dinamómetros electrónicos es que se requieren de transductores electrónicos (a diferencia de los mecánicos o hidráulicos) para medir las cargas y el desplazamiento en los pozos. Las partes principales de estos dispositivos dinamométricos son:

- El transductor de cargas (celda de carga).
- El transductor de posición
- Sistema electrónico que produce la interface, registro de la señal, y procesamiento de la información.
- La celda de carga es colocada entre el elevador y la grampa de la varilla pulida y usualmente utiliza medidores tensión para registrar las cargas en la varilla pulida.

El diseño más antiguo que hoy se emplea, se basa en el principio de la ley de Hook que dice: “las deformaciones son proporcionales a las tensiones”. Existen varios modelos de estos instrumentos, trabajando cada uno con un principio distinto. Los principales sistemas dinamométricos electrónicos en uso en la medición de las cartas dinamométricas para determinar las cargas en la varilla pulida son:

◆ Celda de carga tipo PRT Echometer

La celda de carga PRT, figura 3.12, para la varilla pulida es un sensor muy práctico para mediciones dinamométricas rápidas y seguras. Consiste en una pequeña grapa tipo “C” que se coloca en la varilla pulida, unas 6” por debajo del elevador. Este instrumento con medidores extremadamente sensibles registra el cambio en diámetro de la varilla pulida debido a la variación de cargas durante la embolada de la bomba.

Este dispositivo contiene un transductor de posición que integra un potenciómetro u otro dispositivo que produce una señal directamente proporcional al desplazamiento de la varilla pulida. Recientemente, acelerómetros instalados a la varilla pulida que se han usado para medir la aceleración de la misma varilla. La señal de ambos transductores es conectada a un circuito de adquisición de datos que producen señales eléctricas aisladas para registro y posteriormente para ser procesadas.



Figura 3.12 Toma de carta dinamométrica con celda de carga tipo PRT

VENTAJAS

- ☑ El transductor puede ser instalado rápidamente y de manera más segura que los tipos herradura.
- ☑ No es necesario detener el pozo.
- ☑ La Posición del pistón en el barril de la bomba no se ve afectada como ocurre al espaciar. Usando celdas del tipo herradura. Este incluso puede ocultar un golpe ligero al final de la carrera descendente.

DESVENTAJAS

- ☒ Siempre se ha cuestionado la precisión de este tipo de celda de carga. Parte del problema es que la varilla pulida no fue diseñada para ser el elemento resorte de un transductor de precisión de cargas.
- ☒ Existe incertidumbre en el módulo, área transversal y más. También las varillas pulidas están típicamente muy maltratadas. Sin embargo, análisis de incertidumbre sencillos se han realizado mostrando una media de la raíz cuadrada (Error) del 7%.
- ☒ Otra incertidumbre es la carga cero "0". El transductor es colocado en la varilla pulida y está ya está soportando una carga que es desconocida. La carga medida necesita ser ajustada a una "carga conocida".

◆ Transductor tipo herradura

El transductor tipo herradura, figura 3.13, contiene registradores de tensión. Estos dispositivos cambian la resistencia eléctrica de un cable a medidas de carga. Cuando una carga es aplicada en los registradores de tensión, comprime hacia adentro a los registradores de tensión incrementándose el área seccional de un cable delgado.

El cambio en el área causa un cambio en la resistencia al flujo de electricidad. Los circuitos electrónicos en la caja dinamométrica trasladan los cambios en resistencia a cargas sobre la varilla pulida. Adicional este transductor está integrado por un acelerómetro que mide la aceleración de la varilla pulida. El programa calcula la velocidad y posición de la varilla pulida a través de integración numérica de señales de aceleración vs. Tiempo.



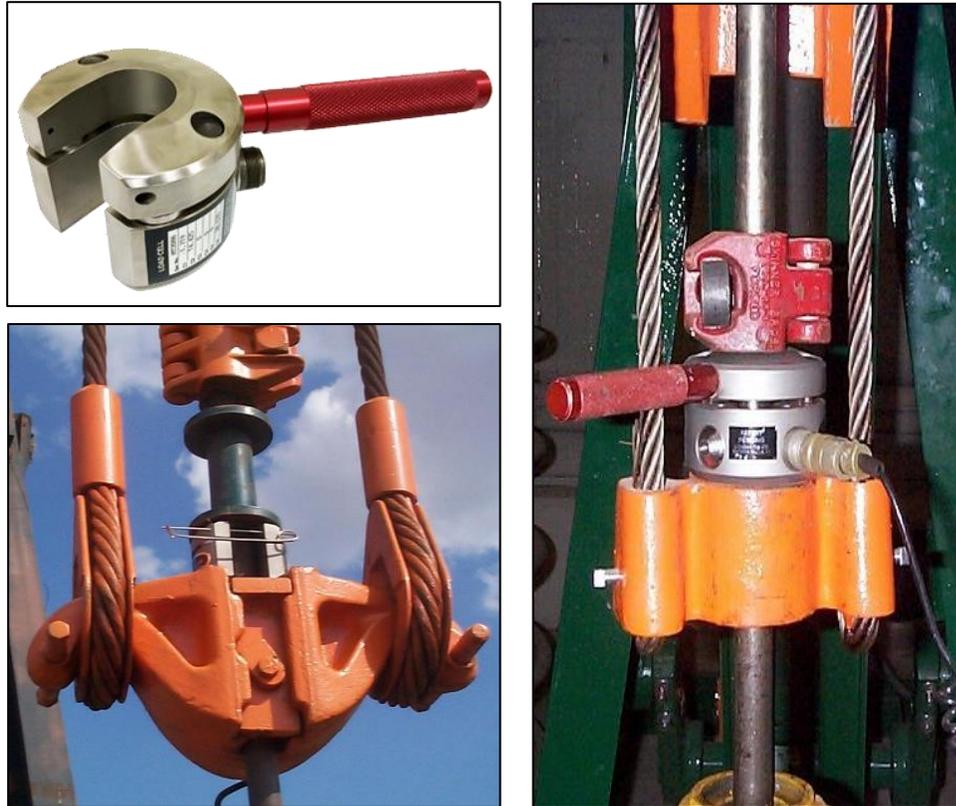


Figura 3.13 Conexión del transductor tipo herradura

VENTAJAS

- ☑ La celda de caga tipo herradura mide las cargas directamente, propiedades físicas imprecisas o desconocidas de la barra pulida no tiene ninguna influencia.
- ☑ La configuración del cero es conocida.

DESVENTAJAS

- ☒ La posición del pistón en el barril de la bomba es cambiada. Por esta razón el análisis con celdas de carga tipo PRT podría ser más representativo del desempeño real de la bomba que un análisis usando celda de carga tipo herradura.
- ☒ Al detener la bomba, toma mucho tiempo hasta que las condiciones de subsuelo estabilizadas se recobren. LEUTERT plantea que en promedio se necesita hasta una hora para que las condiciones de fondo estabilicen. Es obvio que ningún operador quiere esperar tanto tiempo. Se concluye entonces que una medición tomada inmediatamente de arrancar el pozo no representara la condición normal de operación del pozo y los resultados del análisis pueden resultar mal.

◆ **Dinamómetro Leutert-Dycomaster**

Es un instrumento que se utiliza para medir directamente las cargas de fluido que soporta la barra pulida en función del desplazamiento del embolo de la bomba. Estas cargas se registran sobre una tarjeta describiendo una curva cerrada denominada diagrama o carta dinamométrica.

El dinamómetro electrónico DYCOMASTER NYC, figura 3.14, se ha desarrollado después del estudio cuidadoso de los requisitos del campo petrolero y de las pruebas prácticas exhaustivas durante años en condiciones variadas y a menudo difíciles, tales como funcionamiento rápido, gigante e instalaciones de bombeo de multi-terminación. Este instrumento registra la carga de la varilla pulida (carga instantánea) a través del ciclo de funcionamiento de una unidad de bombeo. El dycomaster regular que registra, sin la interrupción de la bomba, tiene la ventaja agregada que los cambios en el nivel fluido pueden ser reconocidos. Con el cálculo de la PIP por medio de las cargas de la bomba.



Figura 3.14 Dinamómetro Leutert-Dycomaster

Sin embargo, debe enfatizarse que el análisis de los pozos de bombeo mecánico no consiste sólo de la medición dinamométrica, también incluye otras pruebas y mediciones. Por lo tanto, para alcanzar una comprensión final del comportamiento del sistema, toda información obtenida de diferentes métodos de análisis debe ser tomada en cuenta, las reglas básicas a seguir antes de realizar mediciones dinamométricas son:

1. Antes de la medición dinamométrica, una medición de nivel de fluido debe ser ejecutada para determinar con exactitud la profundidad del nivel.
2. Registros de pruebas de producción disponibles del pozo. Último gasto de producción de aceite, agua y gas.
3. Cualquier registro relevante del pozo y el equipo de bombeo debe ser recolectada y verificada. Esto incluye datos del equipo bajado en el pozo, detalles específicos de la tubería y la sarta de varillas, anclas y separadores de gas son una fuente primaria de información. Igualmente, importantes son los datos del equipo de superficie como por ejemplo tipo y tamaño de unidad,

caja de engranaje, motor, etc. Por último, los parámetros del modo actual de bombeo deben registrarse (tamaño de la bomba, longitud de la carrera, velocidad de bombeo).

➤ **Cartas dinamométricas**

Mediante el uso de los instrumentos descritos anteriormente; es posible obtener un registro que nos permita identificar el desempeño de la bomba, los problemas de fondo, así como el análisis de las fuerzas que actúan entre la carga instantánea de la varilla pulida y la posición en cualquier instante del ciclo de bombeo; es decir la carrera tanto efectiva como neta. Estos registros son exhibidos por el software predictivo y de diagnóstico con el fin de diseñar y diagnosticar sistemas de bombeo mecánico.

Este registro obtenido, es representado mediante un gráfico con una determinada escala de cargas y de carrera (posición). La escala de la carrera se determina a través del instrumento de medición y posteriormente se determina la longitud conforme a la escala del gráfico. La escala de carga se determina a partir de la constante del instrumento. Esta constante se obtiene a través de una máquina de ensayo, en el cual es calibrado el dinamómetro. De este calibrado resulta un número que, multiplicado por una cierta longitud del registro, medida sobre el eje de la carga, resultara una cifra conforme a las unidades empleadas. Esta grafica es definida como carta dinamométrica o bien diagrama dinamométrico y que es la base para el análisis de esfuerzos sobre la UBM y la sarta de varillas de succión.

Para un mejor análisis y diagnóstico del sistema de bombeo mecánico mediante las cartas dinamométricas se deben hacer diferencia en las cartas dinamométricas de fondo y de superficie, figura 3.15 y 3.16. La carta dinamométrica de superficie es el diagrama de las cargas medidas o predichas a través de la varilla pulida en varias posiciones durante un ciclo de bombeo completo, estas posiciones se registran en el eje de las abscisas mientras que la carga se registra en el eje de las ordenadas. Las cargas generalmente se exhiben en libras de fuerza y la posición se exhibe generalmente en pulgadas. Por lo contrario, una carta dinamométrica de fondo es un diagrama de las cargas calculadas en varias posiciones del movimiento de la bomba y representa la carga que la bomba aplica al fondo de la sarta de varillas.

Las cartas de superficie no siempre permiten diagnosticar completamente el funcionamiento del sistema de bombeo por varillas. Estas cartas dinamométricas son valiosas para diagnosticar cargas en la varilla pulida, cargas estructurales, torque en la caja de engranes y comportamiento del motor, cada uno de acuerdo con la unidad empleada. Al procurar diagnosticar problemas de fondo en la bomba, una inspección visual de la carta dinamométrica de superficie generalmente no es suficiente para determinar las condiciones existentes en la bomba, por lo tanto, se requiere del análisis de las cartas de fondo. Algunos diagnósticos se pueden realizar basándose en experiencias prácticas asociando ciertos problemas de fondo con ciertas formas de cartas dinamométricas de superficie o bien las cartas de fondo, sea el caso.

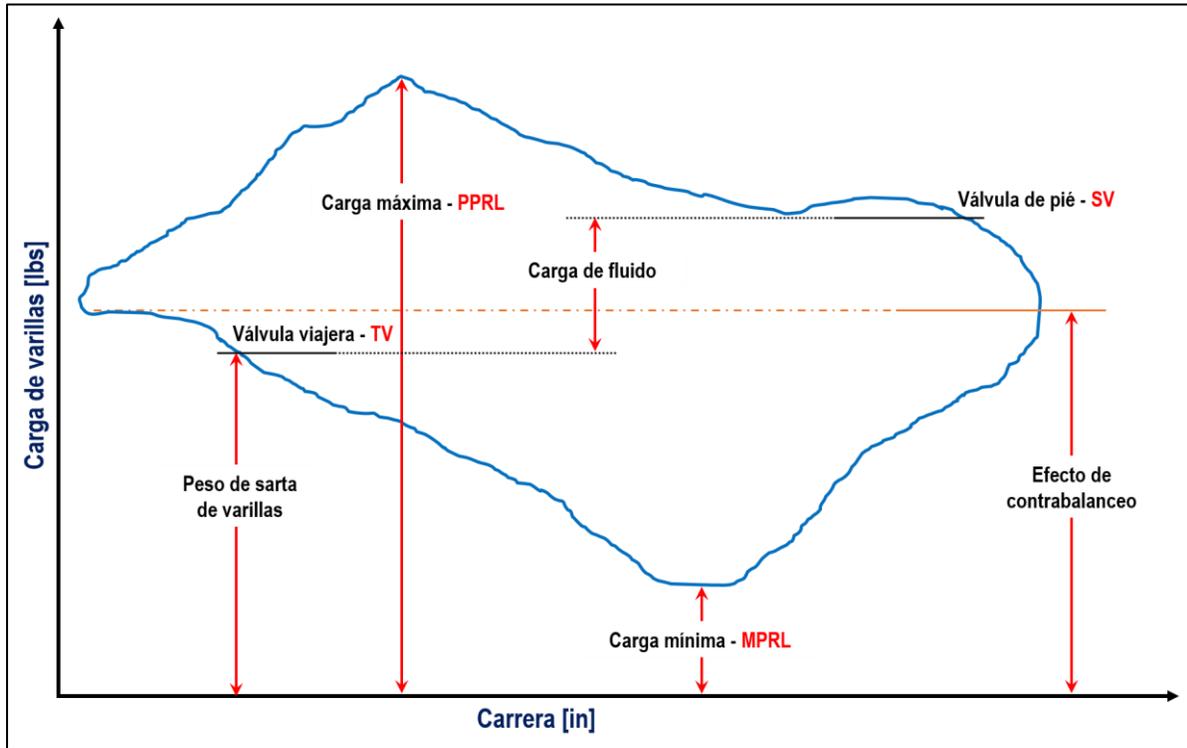


Figura 3.15 Carta dinamoétrica de superficie

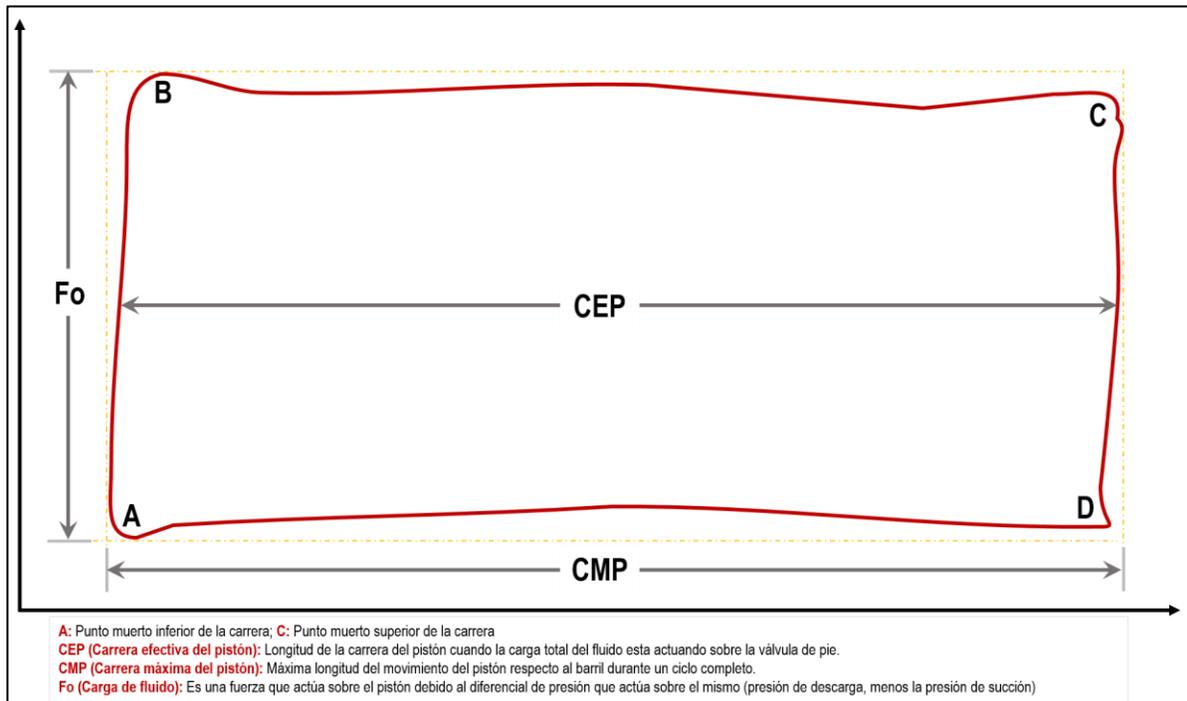


Figura 3.16 Carta dinamoétrica de fondo

Estas cartas dinamoétricas tienen tres usos principales:

1. Obtener información que se utilizará como base al hacer cambios en el equipo de bombeo, en particular para determinar los rangos de carga, el par de torsión, los caballos de fuerza, el contrabalanceo y demás condiciones de operación.
2. Para optimizar el funcionamiento del sistema a través del ajuste de la velocidad de bombeo y de la longitud de la carrera.
3. Y para verificar y probar las condiciones del pozo.

Cada vez que la bomba subsuperficial realiza un ciclo, una señal de fuerza es enviada a lo largo de la sarta de varillas de succión a una velocidad de alrededor de 15,800 (ft/seg.) hasta la superficie donde es registrada por el dinamómetro. Para cada diferente condición de operación en el fondo, se envía una señal a la superficie, con lo que el operador puede determinar el comportamiento de la bomba de fondo y a través de la interpretación visual de las cartas dinamométricas se pueden analizar lo siguientes factores:

- Determinación de las cargas soportadas por la estructura de la unidad de bombeo y de la sarta de varillas.
- Para el caso de unidades mecánicas, definir las cargas torsionales en la caja de engranes (reductor de velocidad).
- A través del área de la carta, determinar la potencia requerida para accionar las unidades de bombeo.
- Determinar el grado de balanceo de la unidad, una vez definido el efecto del contrabalanceo.
- Las Condiciones y posible mal funcionamiento de las válvulas viajera y pie.
- Existencia de golpeteo de fluido.
- Presencia de candado de gas en la bomba.
- Exceso de Fricción.
- Si el pozo está bombeando o no fluido.

Existen cartas dinamométricas ideales, que permiten comprender y analizar de manera simple el comportamiento de las unidades durante el ciclo de bombeo. La figura 3.17 presenta un sistema inelástico, considerado como carta dinamométrica ideal en el que se hacen las siguientes suposiciones:

- No hay tiempo de retraso en la transmisión de movimiento desde la superficie hasta el embolo.
- Todos los componentes del sistema funcionan con el 100% de eficiencia.
- Las varillas son completamente rígidas.
- No presentan vibración.
- Se desprecia la elongación de las varillas.
- Velocidades de bombeo suficientemente lentas para minimizar las fuerzas dinámicas.
- Existencia de líquido incompresible al 100%, sin presencia de gas.
- Se desprecia las pérdidas de energía a través de la sarta de varillas.

El ciclo de bombeo para una carta dinamométrica ideal, figura 3.17, inicia en el punto **A** donde la válvula viajera se cierra inmediatamente tras iniciar la carrera ascendente. Las cargas en la varilla pulida son iguales al peso de la sarta de varillas en flotación en el punto **A**, inmediatamente se

incrementan las cargas indicadas por el punto **B**, recordando el concepto de masa de varillas y fluido concentrado, en este punto se tiene la carga máxima (PPRL), en la medida en que las cargas de fluido son transferidas de la válvula fija a la válvula viajera. El pistón y la varilla pulida se mueven juntos hasta que el punto **C** es alcanzado, mientras se mantiene una carga constante.

El final de la carrera ascendente es alcanzado en el punto **C**, y la carrera descendente comienza con la apertura inmediata de la válvula viajera. Rápidamente las cargas de varillas caen hasta el punto **D**, donde la masa concentrada se cambia por otra más pequeña equivalente al peso de la sarta de varillas flotando en el fluido hasta llegar al fondo de la carrera, en este momento se tendría la carga mínima (MPRL), por lo que la carga de fluido no está más soportada por la válvula viajera. La sarta de varillas con la válvula viajera abierta en su extremo más bajo cae en el fluido del pozo desde el punto **D** al **A**, mientras las cargas en la varilla pulida igualan el peso de la sarta de varillas en flotación, regresando al punto **A** donde se repite de nuevo el ciclo.

Durante este recorrido del sistema de bombeo por medio de varillas de succión se ve afectado por un número de factores que impacta significativamente el comportamiento de las cargas durante este mismo ciclo de bombeo (ascendente y descendente), alejándolo de la carta dinamométrica ideal.

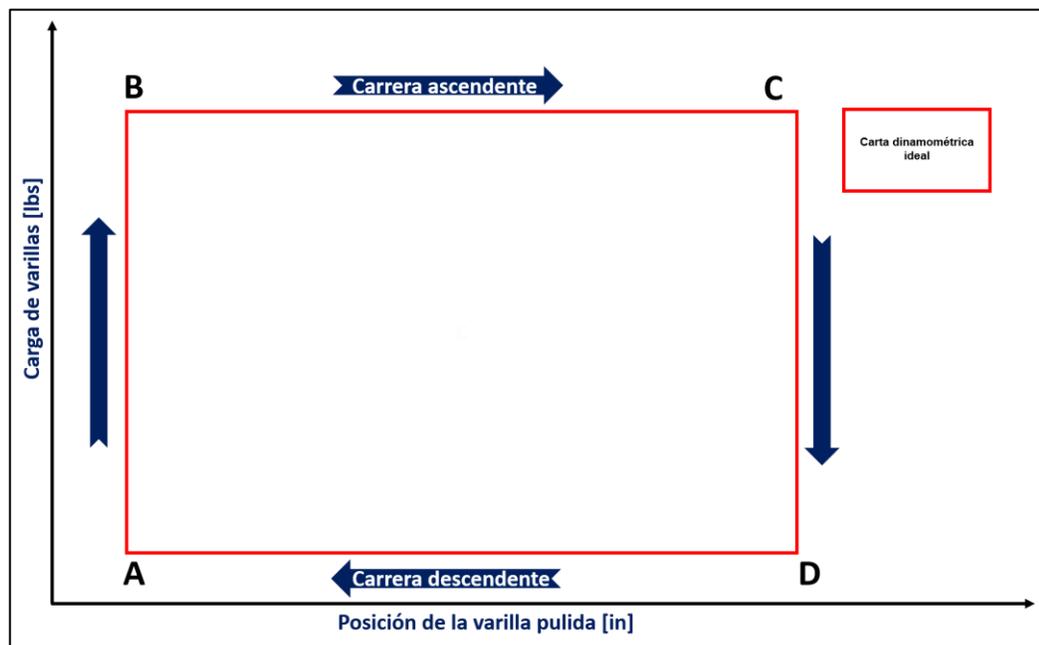


Figura 3.17 Carta dinamométrica Ideal

Estos factores se pueden describir de la siguiente forma:

- Las cargas dinámicas en las varillas ocurren debido a un patrón de aceleración del movimiento de la sarta de varillas.
- Los efectos de onda son inducidos en la sarta de varillas por el movimiento de la varilla pulida y por la operación de la varilla de subsuelo. Estas ondas son transmitidas y reflejadas en la sarta de varillas y pueden afectar la medición de cargas en la varilla pulida considerablemente.

- Las frecuencias de ondas de tensión inducidas pueden coincidir con la frecuencia de resonancia de la sarta causando considerablemente cambios en las cargas de las varillas.
- La acción de las válvulas de la bomba es afectada de manera importante por la compresibilidad de los fluidos levantados.

Por lo tanto, el patrón de cargas y posiciones registrado en la carta dinamométrica real e integrando los factores mencionados con anterioridad, se tendría un comportamiento de la siguiente manera:

El sistema de varillas es considerado de forma elástica sin cambiar las suposiciones de la carta dinamométrica ideal e integrando los factores que afectan las varillas, los cuales se mencionaron anteriormente. Por lo tanto, la forma de la carta dinamométrica cambia al diagrama **A-B'**, **C-D'** de la figura 3.18. Esto se debe a la elongación desde el punto **A**, donde las cargas de las varillas sólo alcanzan gradualmente su máximo valor en el punto **B'**, (carga máxima) mientras la bomba asciende con la válvula viajera cerrada. Similarmente, al final de la carrera descendente, las cargas de fluidos son transferidas de la válvula viajera hasta la válvula fija de forma gradual desde el punto **C** al **D'**, debido a que la sarta de varillas se contrae a su longitud original.

La combinación de los efectos descritos anteriormente cambia muy significativamente la forma de la carta dinamométrica. Como se observa en la figura 3.15, las cargas mínimas y máximas varían de los valores válidos para condiciones ideales, así como la forma general de la carta. Estas distorsiones son las que vuelven complejo los cálculos de interpretación de las cartas dinamométricas.

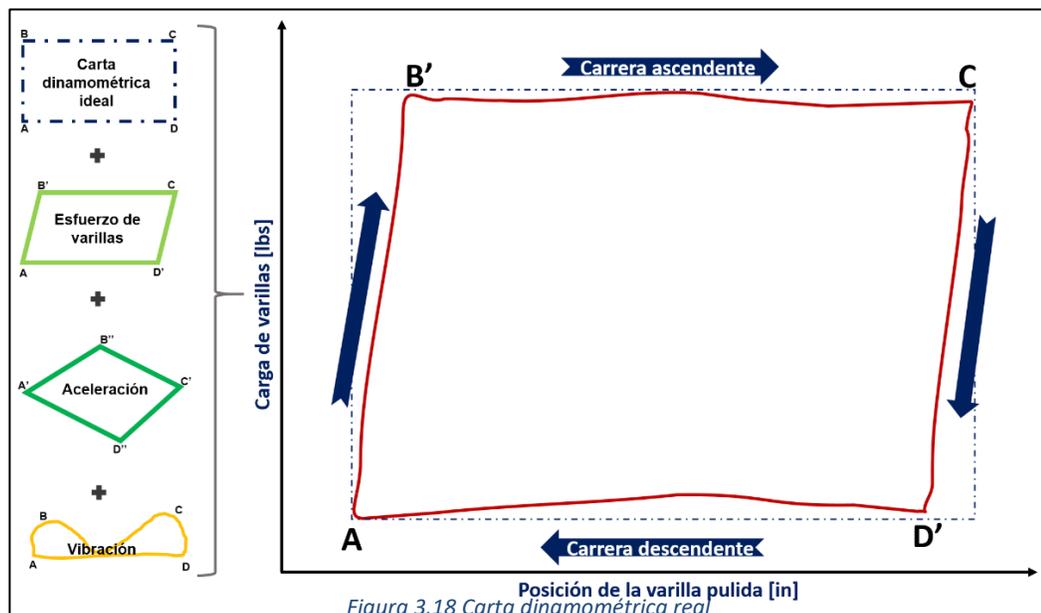


Figura 3.18 Carta dinamométrica real

De una carta dinamométrica apropiadamente grabada, se definen seis cargas básicas durante el ciclo de bombeo. Estas cargas se muestran en la figura 3.19 e incluyen:

1. La carga de línea cero a partir de la cual todas las cargas son medidas.
2. Las cargas en la válvula fija, determinadas a partir de una prueba de válvula (en un caso ideal, sin fuga en la válvula fija, las cargas en la VF igualarían el peso de las varillas en flotación).

3. Las cargas en la válvula viajera, que son medidas durante la prueba de válvula viajera. Si el pistón y las válvulas de la bomba de subsuelo están en perfectas condiciones, estas cargas serán la suma del peso de las varillas en flotación y las cargas del fluido sobre el pistón.
4. La carga máxima en la varilla pulida (PPRL) que no es más que la máxima carga durante un ciclo de bombeo y refleja las cargas en la válvula viajera más las máximas cargas dinámicas ocurridas durante la carrera ascendente.
5. La carga mínima en la varilla pulida (MPRL) que representa la carga en la válvula fija menos las máximas cargas dinámicas durante la carrera descendente y se determina en la carta dinamométrica como la mínima carga durante un ciclo de bombeo.
6. El efecto de contrabalanceo (CBE), que representa las fuerzas en la varilla pulida derivadas del máximo momento de contrabalanceo.

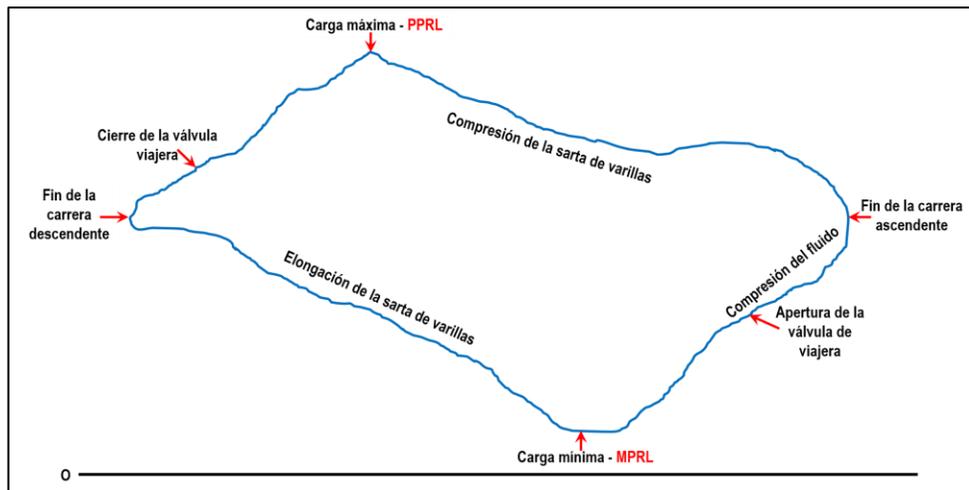


Figura 3.19 Carta dinamométrica superficial con sus cargas durante su recorrido de la bomba

La magnitud de estas cargas se determina de medir los valores ordinarios respectivos sobre la línea de carga cero en la carta dinamométrica, y tomando en consideración la constante de cada instrumento de medición (dinamómetro).

Para el caso de un pozo con profundidades someras a media, donde las cargas de las varillas y fluidos actúan como una masa concentrada, el patrón típico de cargas se considera aproximadamente ideal, es decir que la bomba presenta un buen llenado (carga), un buen recorrido tanto ascendente como descendente, no se tienen ninguna restricción considerable entre las varillas y tubería aunado a un perfecto anclaje de la TP y un comportamiento ideal de las válvulas tanto de pie como la viajera, presentando hermeticidad completa, por lo tanto la carta dinamométrica de fondo se grafica lo más parecida a un rectángulo.

En pozos profundos, aunque dicho patrón puede ser ideal en varios de los casos, las fuerzas armónicas modifican las cargas básicas de inercia y estáticas para producir un desplazamiento de fuerzas con un patrón de comportamiento muy complejo. Sin embargo, en cualquiera de los casos, el concepto de las cuatro zonas es muy importante para entender apropiadamente el desplazamiento de las fuerzas en un sistema de bombeo mecánico.

➤ Interpretación de las cartas dinamométricas

Realizar un diagnóstico de problemas de fondo con cartas de superficie es a menudo imposible; por eso se desarrollaron las cartas dinamométricas de fondo. Estas Proporcionan una representación exacta de la carga sobre la bomba y da una visión valiosa sobre la mecánica de la bomba. Sin embargo, debido al costo el uso diario en todos los pozos era impráctico. Uno de los pioneros en la interpretación de cartas dinamométricas de fondo fue W.E. Gilbert de SHELL. En 1936 él publicó una obra clásica en la interpretación de cartas dinamométricas de fondo.

Durante el período de 1961 S.G. Gibbs de investigaciones SHELL concluyó que obteniendo una carta dinamométrica exacta de superficie y conociendo la mayoría de los parámetros importantes del sistema; era matemáticamente factible "descifrar" estos parámetros, sintetizando una carta exacta y confiable de fondo. La capacidad de calcular la carta del fondo y de interpretar sus diferentes configuraciones se convirtió en la base del análisis diagnóstico del sistema de bombeo.

En un bombeo ideal, la carta será del tipo rectangular, significa que no presenta defectos en las válvulas o interferencia de gas, representando un buen llenado de la bomba. En un bombeo con problemas, la carta será de tipo rectangular regular con leve inclinación hacia la derecha. Entre los problemas típicos que se pueden detectar se tienen las siguientes formas comunes que facilitaran este conocimiento:

i. Interferencia de gas

La interferencia por gas causa perdida en la embolada efectiva del pistón en la bomba, la longitud de la embolada en la bomba se mantiene aproximadamente constante. Pero esta se llena con cantidades diferentes de líquido en cada embolada. Condiciones de pozo inestables existen cuando el llenado de la bomba cambia de una embolada a otra.

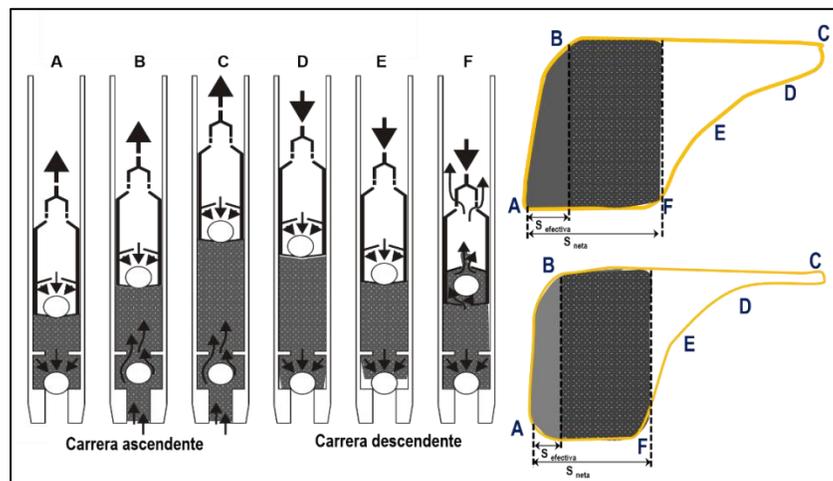


Figura 3.20 Interferencia de gas. Bomba mal espaciada

ii. Bloqueo de gas / candado de gas

En el bloqueo por gas o comúnmente llamado candado de gas esencialmente no operan las válvulas de la bomba de subsuelo producto de que no se alcanzan las presiones diferenciales

necesarias durante los procesos de compresión y expansión del gas dentro del barril para la operación del equipo.

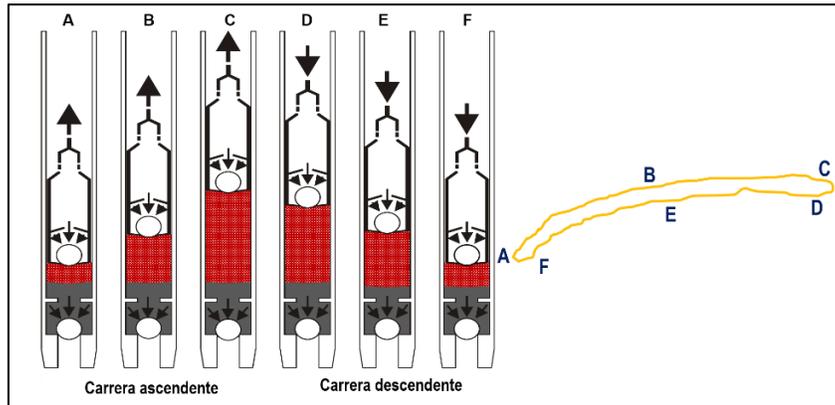


Figura 3.21 Bloqueo de gas o candado de gas

iii. Fuga en la válvula de pie

La principal característica de la forma de esta carta dinamométrica es lo redondeado en la mitad superior de la carta. Esto sucede porque la válvula viajera o el pistón no pueden tomar completamente la carga del fluido como sucede en una carta de bomba llena. Al iniciar el pistón su carrera ascendente, toma lentamente la carga del fluido. Pero, debido a que el fluido se está fugando hacia el barril de la bomba, la presión en el barril de la bomba no cae lo suficientemente rápido para que el pistón recoja la carga completa del fluido. Dependiendo de la severidad de la fuga, el pistón podrá o no recoger completamente la carga del fluido.

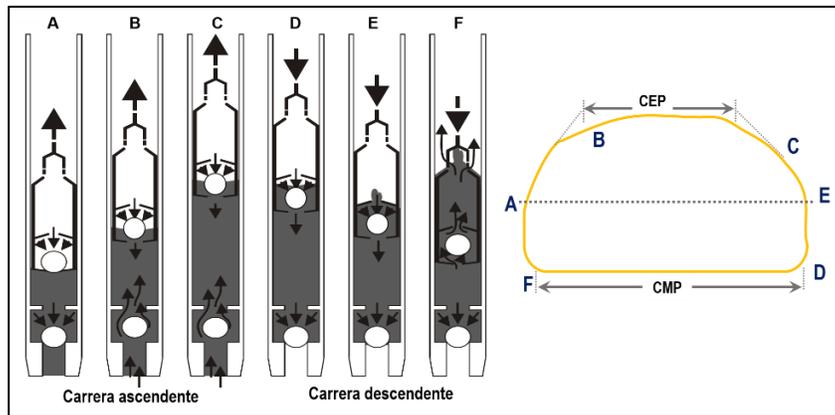


Figura 3.22 Fuga en la válvula viajera o pistón

iv. Fuga en la válvula viajera

La forma de una carta dinamométrica de fondo correspondiente a una fuga en la válvula fija es una imagen de espejo de la forma de una carta para fuga en la válvula viajera o pistón. Si la válvula fija está en buenas condiciones, al iniciar el pistón su viaje descendente comprime el fluido en el barril de la bomba. Esto hace que la presión en el barril de la bomba aumente rápidamente a una presión mayor que la presente sobre el pistón. Esto abre la válvula viajera y transfiere la carga del fluido de las cabillas a la tubería. Sin embargo, debido al desgaste de

la válvula fija, la presión en el barril de la bomba no puede aumentar con suficiente rapidez ya que el fluido se fuga a través de la válvula fija. Entonces, para que la presión en el barril de la bomba aumente con suficiente velocidad para liberar por completo la carga del fluido del pistón a la tubería, el pistón debe moverse rápido para sobreponerse a la fuga. Dependiendo de la severidad de la fuga puede no ser posible liberar completamente la carga del fluido.

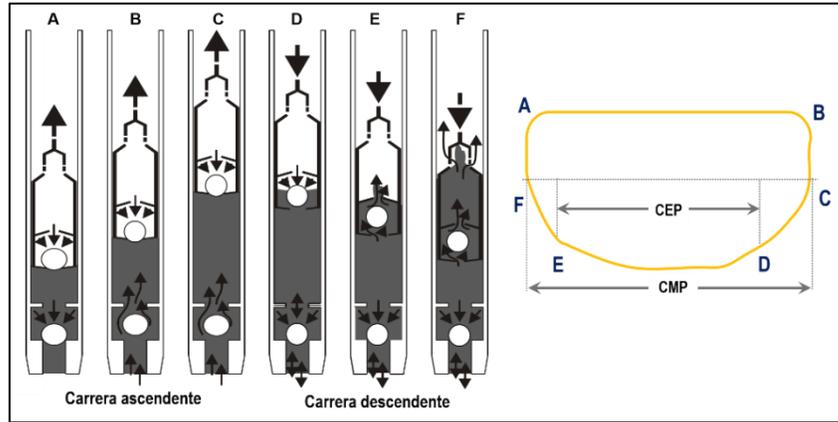


Figura 3.23 Fuga en la válvula fija

v. Golpe de fluido

Este efecto puede darse debido a la falta de fluidos en la cámara de compresión que puede ser originado por falta de nivel dinámico, en este caso las condiciones del bombeo superan a las de aportación del yacimiento, o bien por falta de tiempo para el llenado de la cámara de compresión, en este caso se tiene nivel sobre la bomba, pero no alcanza a llenarse dicha cámara.

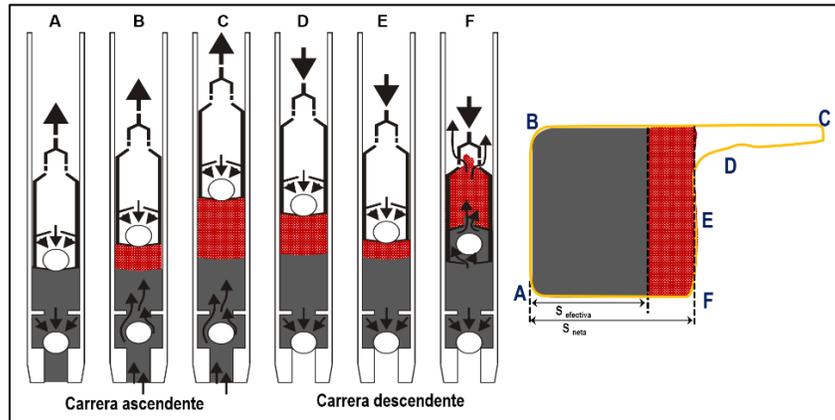


Figura 3.24 Golpe de fluido (tubería anclada)

vi. Tubería desanclada

Cuando la tubería no está anclada o si el ancla no está sujetando, la forma de la carta dinamométrica de fondo para bomba llena se inclina a la derecha. Para comprender esta forma recordemos que cuando la válvula viajera abre durante la carrera descendente, la carga del fluido es transferida del pistón a la tubería a través de la Válvula fija. Esto provoca estiramiento de la tubería. Cuando la válvula viajera cierra durante la carrera ascendente, se transfiere la carga de fluido de la tubería a las varillas. Esto hace que la tubería retorne a su posición no-estirada.

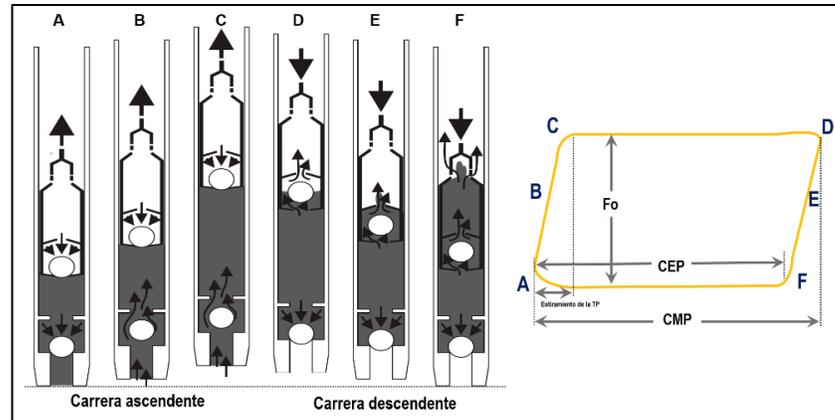


Figura 3.25 Tubería desanclada o ancla de tubería no sujetada

Prácticamente cualquier combinación de los mal funcionamientos mostrados anteriormente pueden existir en el pozo. Los efectos de estos mal funcionamientos se pueden superponer uno a otro y el efecto combinado puede estar enmascarado. Por ejemplo, la presencia de interferencia de gas y un ancla de tubería que se ha desanclado puede traducirse en una carta cuyos efectos individuales pueden no ser fácilmente interpretados.

Por lo cual se dificulta el diagnóstico de la carta tomada. Para detectar con precisión problemas en las bombas de subsuelo se deben comprender las razones detrás de las formas de las cartas dinamométricas, al igual que se debe entender cómo la condición mecánica de la bomba y la presión del fluido afectan la misma forma de la carta.

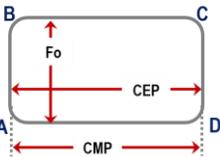
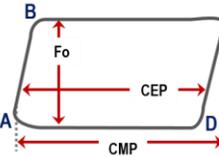
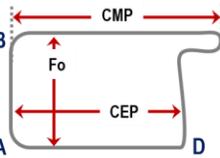
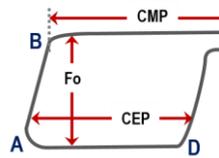
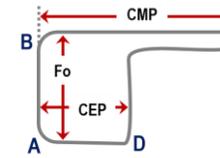
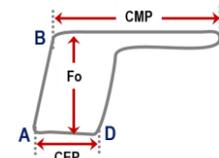
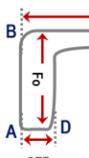
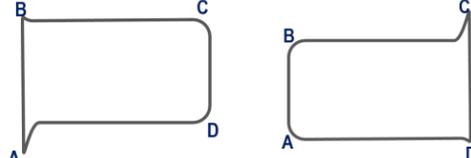
Para analizar los pozos con sistema de bombeo mecánico, se han dividido en dos grupos:

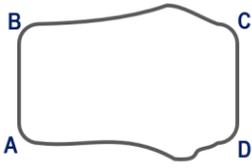
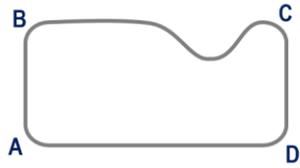
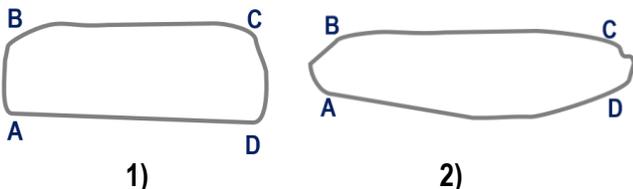
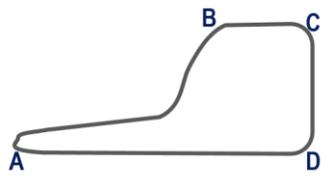
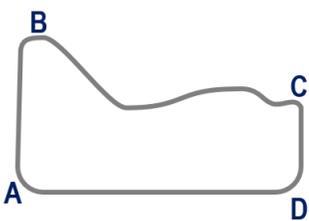
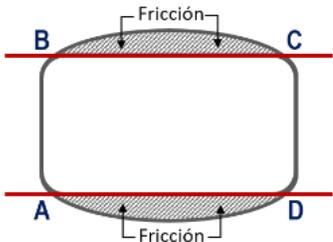
1. **Grupo 1:** Son aquellos pozos con profundidades de bomba menores a 4,000 ft con diámetros de pistón menores a 2" o bien cualquier diámetro de pistón con profundidades mayores a 4,000 ft. Para estos pozos, la carta depende de diferentes factores tales como profundidad de la bomba, diseño y material de la sarta de varillas, velocidad de bombeo, tipo de unidad, llenado de la bomba, etc. Haciendo difícil de interpretar la carta de superficie, por cual dependerá únicamente de la carta de fondo lograr diagnosticar las condiciones de la bomba.
2. **Grupo 2:** Son integrados por los pozos con profundidades menores a 4,000 ft y con pistones de diámetros de 2.25" o mayores. Estos representan un porcentaje menor del total de pozos con bombeo mecánico los cuales incluyen aquellos pozos con altos gastos de producción. La razón por la cual estos pozos son separados del grupo 1 es porque estos son afectados por fuerzas de inercia de los fluidos. Los pistones son más grandes y hacen acelerar el fluido

dentro de la TP a gastos muy altos. Los efectos de inercia dependerán del tamaño y velocidad del pistón, haciendo el diagnóstico más difícil de interpretar.

Cuando ocurren dos o más problemas de bomba de subsuelo simultáneamente, la carta dinamométrica calculada será una combinación de todos los problemas presentes, por lo que se tienen a manera practica en la siguiente tabla 3.6 algunos de los problemas simultáneos en el diagnóstico de fallas en la bomba.

Tabla 3.6 Problemas frecuentes en la bomba

Diagnostico	Carta de fondo	
Bomba llena	 <p style="text-align: center;">Anclada</p>	 <p style="text-align: center;">Desanclada</p>
Golpe de fluido ligero	 <p style="text-align: center;">Anclada</p>	 <p style="text-align: center;">Desanclada</p>
Golpe de fluido severo	 <p style="text-align: center;">Anclada</p>	 <p style="text-align: center;">Desanclada</p>
Bomba completamente sin nivel		
Mal funcionamiento del ancla de tubería		
Bomba llena con golpe de bomba		

Diagnostico	Carta de fondo
Barril abollado	
Barril de la bomba desgastado o rajado	
<p>1) Bomba desgastada 2) Bomba dañada</p>	
Llenado incompleto de la bomba por válvula de anillo superior o cierre tardío de la válvula viajera	
Alta aceleración del fluido (inercia del fluido) con bomba llena	
Bomba llena fricción de fluido alta	

3.4.3. Mediciones de corriente y potencia

La medición mediante corriente y potencia es una herramienta útil para determinar el balanceo de la unidad y el amperaje trazado por el motor. Es especialmente útil cuando se analizan unidades viejas sin registros disponibles de manivela y contrapesos.

Las pinzas amperimétricas incluyen tres cables que deben conectarse a los terminales de la fase correspondientes. Cada uno tiene una etiqueta con la posición correspondiente: IZQUIERDA, CENTRO y DERECHA. Las Conexiones deben hacerse al terminal apropiado y en el interruptor de potencia principal.



Figura 3.26 Equipo para medición de corriente y potencia

Para un correcto registro de la señal mediante un analizador de corriente y potencia (TWM) se debe tener como información primordial los siguientes datos:

- Voltaje, frecuencia y número de fases del motor
- Costo de KWH
- Marca y modelo del motor
- Potencia nominal del motor
- Producción del pozo (crudo y agua)
- Amperaje del motor a carga completa
- Velocidad nominal del motor

3.5. Diagnóstico y optimización del sistema

Existen varios indicadores que pueden emplearse en el diagnóstico de los posibles problemas asociados al sistema de bombeo del pozo o al equipo de superficie. Entre estos indicadores se encuentran:

1. La historia del pozo y el comportamiento del equipo.
2. Un análisis representativo de las condiciones del pozo.
3. Cartas dinamométricas.
4. Niveles de fluido y otros.

La mayoría de las fallas asociadas a los sistemas de bombeo mecánico, se pueden atribuir a sus tres componentes principales: la bomba de fondo, la sarta de varillas y la unidad de bombeo. Las fallas en cualquiera de sus componentes son definidas como cualquier evento imprevisto donde se requiere que el personal de servicio reemplace uno o más de los componentes o bien modifique las condiciones de operación del sistema.

Los supervisores de producción en el área de bombeo mecánico requieren la aplicación de ciertas técnicas para identificar y corregir una anomalía presente en cualquier equipo de superficie. Las pruebas de superficie que generalmente se requieren son: cartas dinamométricas, pruebas de pozo, registros sínicos, registros o medición de presión de líneas, etc.

Por lo que existen condiciones de Operación Normal o Anormales bajo las cuales puede estar operando un sistema de levantamiento por bombeo mecánico. Estas condiciones se pueden resumir en la siguiente tabla:

Tabla 3.7

OPERACIÓN NORMAL	OPERACIÓN ANORMAL
<ul style="list-style-type: none"> ✓ Ausencia de filtraciones a nivel del cabezal, línea de flujo, conexiones, caja de engranaje, sistema de lubricación, sistemas de aire comprimido. ✓ Ausencia de ruidos anormales de los componentes de algunos equipos en movimiento. ✓ Presiones de todos los sistemas de fluido (producción, gas, aire, combustible, lubricante) en rango de operaciones establecidas. 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Filtraciones a nivel del cabezal, línea de flujo, conexiones, caja de engranaje, sistema de lubricación, sistema de aire comprimido, etc. ✓ Posición de válvulas en el cabezal del pozo, en condiciones no adecuadas; fuga en válvulas. ✓ Ruidos anormales de los componentes en movimiento (roce de metales, fallas de lubricación). ✓ Presiones y temperatura de cualquier sistema de fluido fuera de rangos de operaciones establecidos.

Cuando se realiza un diagnóstico, se debe seguir ciertas indicaciones:

1. Identificar el equipo de superficie y su condición de operación.
2. Verificar si existen instrumentos de medición en línea, tales como: registradores/medidores de presión y temperatura.
3. Verificar si existe indicador de voltaje o amperaje en el sistema de acondicionamiento, que tipo de sistema de accionamiento posee y si estos están en buen estado que permitan ser leídos.
4. Tomar y registrar los valores de los instrumentos existentes y, de no tenerlos, procurarlos para obtener los datos que puedan ser indicativos de una condición de operación adecuada.
5. Verificar la existencia de posibles filtraciones a nivel del sistema de superficie o ruidos anormales (golpes) en los componentes mecánicos del sistema que pudieran igualmente, inferir una condición de mala operación del sistema de superficie.
6. Identificar la condición del sistema motriz, ruido en el motor, correas flojas, cables dañados, protector de correas suelto, vibraciones, etc.
7. Verificar si el pozo está fluyendo o no, abriendo la válvula de toma muestra. Si está fluyendo el pozo, debe manifestarse líquido o gas en la toma de muestra; de lo contrario, el pozo, aun cuando esté la unidad funcionando, puede no estar levantando algún fluido.

Cuando se realiza una inspección de un sistema de levantamiento superficial por bombeo mecánico, se deben considerar las condiciones últimas de operación del pozo, hasta antes de presentarse la anomalía que no es más que una condición de operación fuera de lo normal. Estas condiciones pudieran ser presentadas de la siguiente forma, en la **tabla 3.8**.

Tabla 3.8 Fallas y soluciones prácticas en las unidades de bombeo mecánico

Nº	FALLA	CAUSA	INDICADOR	SOLUCIÓN
1	Bomba engasada (Interferencia de gas)	<ul style="list-style-type: none"> i. Gas que entra a la bomba junto con el aceite durante el llenado la misma. ii. Liberación del gas durante la carrera ascendente de la bomba. 	Producción intermitente	<ul style="list-style-type: none"> a. Implementar algún separador de gas. b. Disminuir el espacio muerto de la bomba para evitar la liberación del gas. c. Disminuir emboladas de bombeo. d. Verificar la relación de compresión de la bomba.
2	Bloqueo de gas (Candado de gas)	Disminución de la eficiencia volumétrica de la bomba.	Producción intermitente	<ul style="list-style-type: none"> a. Implementar ancla de gas o válvula anti candado de gas. b. Disminuir la velocidad del fluido a la entrada de la bomba para evitar la liberación de gas por la baja presión.
3	Falta de nivel de fluido	<ul style="list-style-type: none"> i. Emboladas altas en la unidad de bombeo. ii. Falta de aporte del yacimiento al pozo. 	Fricción en la varilla pulida y el estopero (no están lubricados)	Disminuir emboladas para permitir mayor recuperación de hidrocarburo.
4	Fugas en las válvulas (viajera y de pie)	Asentamiento inadecuado por parte de una o ambas válvulas debido a presencia de arena o carbonatos	Producción intermitente o baja de producción	<ul style="list-style-type: none"> a. Extracción de la bomba para cambiar o limpiar válvulas. b. Utilizar bombas de barril viajero
5	Golpe de fluido	Producción baja de fluido y con alta presencia de gas.	Producción intermitente, baja de producción	Disminuir el espacio muerto de la bomba para evitar la liberación del gas en la carrera ascendente.
6	Azolvamiento de la bomba	Disminución de la eficiencia volumétrica de la bomba y desgaste de los componentes subsuperficiales.	<ul style="list-style-type: none"> • Baja producción • Mayor esfuerzo durante el ciclo de bombeo. 	<ul style="list-style-type: none"> a. Utilizar bombas de barril viajero. b. Minimizar el fit c. Utilizar pistones ranurados con anillos
7	Golpe de bomba	Disminución de la eficiencia volumétrica de la bomba.	Producción intermitente	Aumentar el espacio de las válvulas de pie y viajera.
8	Bomba desanclada	Disminución de la eficiencia volumétrica de la bomba.	Altas vibraciones en la unidad de bombeo	Detener, sacar y anclar nuevamente la bomba.
9	Flotamiento de la sarta de varillas	Pandeo de la sarta de varillas.	Menor esfuerzo durante la carrera ascendente y descendente.	Incrementar peso a la sarta de varillas.
10	Unidad sobrecargada	Peso excesivo en los componentes subsuperficiales	Forzamiento del motor durante la carrera ascendente	<ul style="list-style-type: none"> a. Cambiar la unidad de bombeo b. Ajustar componentes subsuperficiales.
11	Sarta de varillas rotas	Se excede límites de los esfuerzos de las varillas.	<ul style="list-style-type: none"> • Falta de producción. • Movimiento rápido durante la carrera ascendente y descendente. 	Recuperar sarta de varillas y diseñar nuevo arreglo de varillas.
12	Empaques rotos	Manejo de fluidos con altos contenidos de CO ₂ , H ₂ S entre otros fluidos contaminantes.	<ul style="list-style-type: none"> • Fuga de fluido a través del estopero o conexiones superficiales. • Baja producción. 	Cambias empaques defectuosos.

N°	FALLA	CAUSA	INDICADOR	SOLUCIÓN
13	Tubería de producción rota	i. Manejo de fluidos con altos contenidos de CO ₂ , H ₂ S entre otros fluidos contaminantes. ii. Alta fricción con la sarta de varillas de bombeo. iii. Mala conexión entre varillas.	Baja producción	Se puede detectar con una carta dinamométrica la cual tiene una forma particular y esto amerita un trabajo de máquina de subsuelo para corregir la falla.
14	Deflexión (varilla chueca)	Azolamiento o atoramiento de la sarta de varillas Disminución de la eficiencia volumétrica de la bomba.	Baja producción y fugas en la superficie.	a. Generar más peso a la sarta de varilla.
15	Pandeo "Buckling"	Aumento de las cargas debido al incremento en las fuerzas de fricción varilla – tubería	Incremento del torque y potencia en el motor	Utilizar ancla de tubería, preferiblemente de tensión.
16	Corrosión	Alto contenido de agua, fluidos con CO ₂ y H ₂ S	Alta producción de agua.	Implementar materiales especiales en los componentes subsuperficiales (válvulas y asientos)
17	Alta viscosidad	i. Baja eficiencia de la bomba de subsuelo. ii. Deficiencia de llenado de la bomba: altas pérdidas de carga del fluido al entrar por la válvula fija (baja capacidad de flujo)	<ul style="list-style-type: none"> • Dificultad para el arranque de pozos "unidades de bombeo". • Velocidad de bombeo limitada. • Grandes esfuerzos en la sarta de varillas y en la unidad de Bombeo 	a. Utilizar prensaestopa de Subsuelo. b. Inyección de diluyente continua. c. Ajustar el fit
18	Unidad desbalanceada	Perdida de eficiencia durante el ciclo de bombeo.	Ciclos de bombeo incompletos.	Rediseñar la unidad de bombeo para mejorar la eficiencia.
19	Desgaste de las bandas	Esto, regularmente, ocurre porque las correas se doblan y se estiran demasiado, lo cual hace que se salgan o se partan. Por efecto del exceso de deslizamiento al mojarse, las correas se queman y se rompen.	Bandas con grietas.	Colocar todas las correas que sean necesarias de acuerdo con las poleas, tensadas adecuadamente y colocar el adecuado protector de correas con respecto a la unidad.
20	Motor dañado	Fluctuaciones de voltaje en la red de alimentación, fatiga, etc.	Calentamiento en la unidad o principalmente en el motor.	a. Colocar protectores de voltaje aguas arriba del motor o estabilizando el voltaje de la red para la alimentación de los equipos; b. Proteger tanto los motores como la unidad de bombeo. c. El uso adecuado de accionamientos electrónicos tales como los variadores de frecuencia.

3.5.1. Optimización del sistema de BM

La optimización del bombeo mecánico en ocasiones se ha visto con falta de información que se requiere para analizar el pozo, y al mismo tiempo se carece de una metodología que facilite el proceso que conlleva a generar acciones para optimizar la producción de este. Por la información que se requiere, se refiere a los datos del pozo (terminación, producción, equipo de levantamiento, yacimiento, entre otras),

así como a los equipos y sistemas de información que permiten sostener los estudios y análisis correspondientes, de manera clara en la **tabla 3.9** se resumen los datos más importantes.

Por el contrario, también ocurre con frecuencia la demora en los análisis y diagnósticos, porque no se cuenta con una metodología que permita establecer por anticipado cuáles son los datos requeridos para la simulación, de manera que el tiempo de respuesta aumenta sustancialmente ante la necesidad de obtener la información faltante, como consecuencia el proceso se vuelve completamente reactivo. El análisis del funcionamiento del bombeo mecánico es de suma importancia para aumentar la eficiencia, dando como consecuencia un aumento en la producción y una disminución en los costos de este sistema.

Tabla 3.9

DIAGNÓSTICO Y OPTIMIZACIÓN	DISEÑO
Información de la unidad superficial (Fabricante, designación API, datos de contrabalanceo, sentido de rotación, y carrera)	Potencial
Estado mecánico actualizado	°API
Información de sarta de varillas	% de esfuerzos axiales y de tensión.
Bomba debe estar en buenas condiciones mecánicas	Presiones de TP y TR
Datos de yacimiento (Presión de yacimiento, presión del punto de burbuja)	Gravedad específica del agua
Datos de nivel de fluido o pwf si se conoce	Survey del Pozo
Producción actual o esperada	Datos del Motor (Tipo y tamaño)
Carta dinamométrica	Eficiencia de la bomba o porcentaje de llenado de la bomba
Condiciones de operación	

La calidad de la información es esencial en el proceso de diagnóstico y optimización o de diseño para obtener resultados representativos en la simulación, constituye el insumo principal a partir del cual se realizan los cálculos y las estimaciones. Algunos de los resultados que se pueden obtener al emplear alguna metodología e integrando con el uso de software especializados son:

- Conocer la sumergencia de la bomba
- Las cargas de trabajo a nivel de la sarta de cabillas, caja de engranajes, motor y estructura
- Condiciones de operación de la bomba
- Predicciones del funcionamiento del equipo al realizar ajustes
- Recomendaciones para mejorar la eficiencia del sistema

Sin duda un analizador de pozos es una de las herramientas fundamentales para llevar a cabo el proceso completo de optimización de pozos con bombeo mecánico, el objetivo principal del analizador de pozos es proveer al operador toda la información necesaria para analizar el desempeño de dicho pozo de aceite, gas o aceite-gas ya sea el caso. Este objetivo se logra a partir de la combinación de equipos de medición (ecómetros, dinamómetros entre otros) y programas de cómputo especializados, como por ejemplo los siguientes softwares: TWM o TAM de Echometer Company, figura 3.27. y la Suite de Theta. Utilizando el Echometer Company es fundamental, pero exige mucha dedicación y disciplina. Con el uso de computadoras portátiles y el software que emplea este analizador, permite al operador automáticamente obtener datos acústicos del nivel de líquido y medidas de presión en superficie con los cuales se calculan

las presiones de fondo del pozo. Por lo tanto, pruebas de restauración/caída de presión en pozos de bombeo se pueden hacer a bajo costo. Los datos de presiones de restauración le permiten al operador obtener propiedades del yacimiento como permeabilidad, daño de formación, presiones de yacimiento y otros parámetros a un costo relativamente bajo.

Con ayuda de analizador TWM Echometer se logra obtener cuatro importantes ventajas:

- ☑ Primero se utiliza un procesamiento digital de los datos acústicos para obtener automáticamente profundidades de niveles de líquido más exactas.
- ☑ Segundo, se obtienen automáticamente el cálculo de las presiones de fondo de pozo a partir de las medidas acústicas de nivel de líquido, la presión de superficie y las propiedades de los fluidos producidos.
- ☑ Tercero, el analizador ofrece una operación automática del equipo debido a que este se puede programar para realizar sondeos y así obtener medidas, sin la presencia del operador.
- ☑ Cuarto los datos del pozo se pueden almacenar y administrar de forma exacta y eficientemente. Esto permite: un análisis del desempeño de los pozos, análisis de presiones variantes y obtención del desempeño del bombeo, todo al mismo tiempo.



Figura 3.27 Equipo de Echometer Company

Se recomienda que la información del pozo sea introducida en el archivo tan completo como sea posible antes de ir al pozo a tomar el registro. Esto le permitirá al operador analizar los datos en el pozo y asegurarse que los resultados son de calidad.



Figura 3.28 Analizador de pozos TWM y TAM

El

seguimiento debe ser metódico y de cierta forma científica para establecer una mejor trayectoria que nos permita trabajar los pozos en severidades mayores a los 30 grados, diseño de bombas de dos o tres etapas, con vástago o sin él, con una geometría caprichosa que nos ayude a manejar el gas. Todo esto debe ser consecuencia de un seguimiento tal que se tengan datos y estos se puedan relacionar en un determinado momento en el tiempo para así generar tendencias y explicaciones.

Consecuentemente a partir de estos resultados es posible definir acciones para la optimización de la producción en el corto plazo y proponer acciones para optimizar el diseño del sistema artificial de producción en el caso de una intervención futura con equipo de servicio. La implementación de alguna metodología, orientada a las mejoras de productividad de pozos, permitirá la definición de acciones y estrategias óptimas de operación para los mismos, las cuales se traducirán en incrementos de aportes netos diarios, minimización de costos operacionales y aumento de la vida útil de los equipos de fondo y superficie. Por ejemplo, figura 3.29.

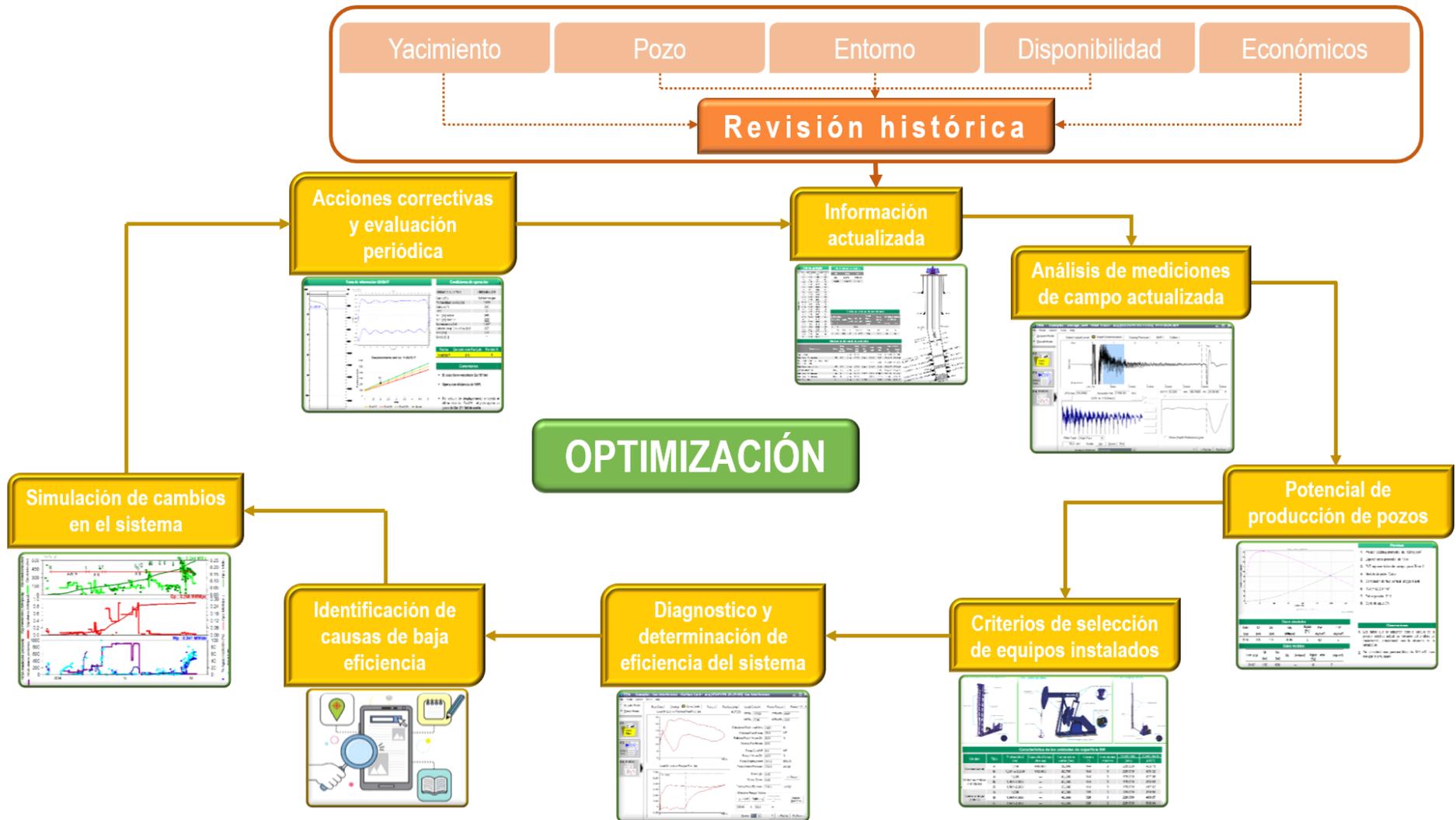


Figura 3.29 Metodología de optimización de un sistema de bombeo mecánico

4. Caso práctico

Actualmente en México, el enfoque dentro de la administración de los yacimientos que se ha enfrentado la industria de los hidrocarburos ha sido el de mantener o incrementar la producción de aceite y gas optimizando recursos tanto tecnológicos como económicos, para lo cual se pretende seguir operando de manera eficiente los pozos ya existentes, así mismo el de rehabilitar pozos cerrados a través de la implementación de los sistemas artificiales de producción.

Para el desarrollo de este capítulo se tiene como caso práctico la implementación de un SAP, para lo cual se tiene a las Unidades de Bombeo Mecánico; siendo así el segundo SAP con mayor recurrencia en nuestro país, pero principalmente este sistema ha reflejado grandes beneficios en la zona norte de Veracruz, de tal forma que sus resultados a nivel nacional han sido evidentes con el paso del tiempo, dicho sistema ha sido implementado tradicionalmente en pozos productores de formaciones someras, con profundidades no mayores a los 1,500 [mts] presentando desviaciones de hasta 15° de inclinación.

Por lo consiguiente y para fines prácticos de este capítulo, se desarrollara una metodología para la selección, realización del diseño e implementación de las Unidades Bombeo Mecánico, partiendo de la recopilación de los datos del pozo tanto de perforación, terminación y yacimiento al igual que la infraestructura del pozo, hasta concluir con la optimización y monitoreo estas unidades; es decir, definir las condiciones óptimas a las que el sistema debe operar para tener como resultado el mayor volumen posible de hidrocarburo en menor tiempo y costo, sin dañar al yacimiento y a su vez prolongar el tiempo de aporte del mismo pozo.

Ante el agotamiento de los grandes campos maduros en la región sur de México, se tiene como parte de la estrategia para mantener la producción de aceite e incrementar las reservas probadas (1P), el integrar UBM en pozos de campos de esta región, para fines prácticos se ha nombrado a dicho campo Miztli, el cual fue descubierto en el año de 1969 con la perforación del pozo M-4A al noroeste de la ciudad de Villahermosa, figura 4.1, alcanzado una producción máxima de 2.0 mbpd en enero de 1974.

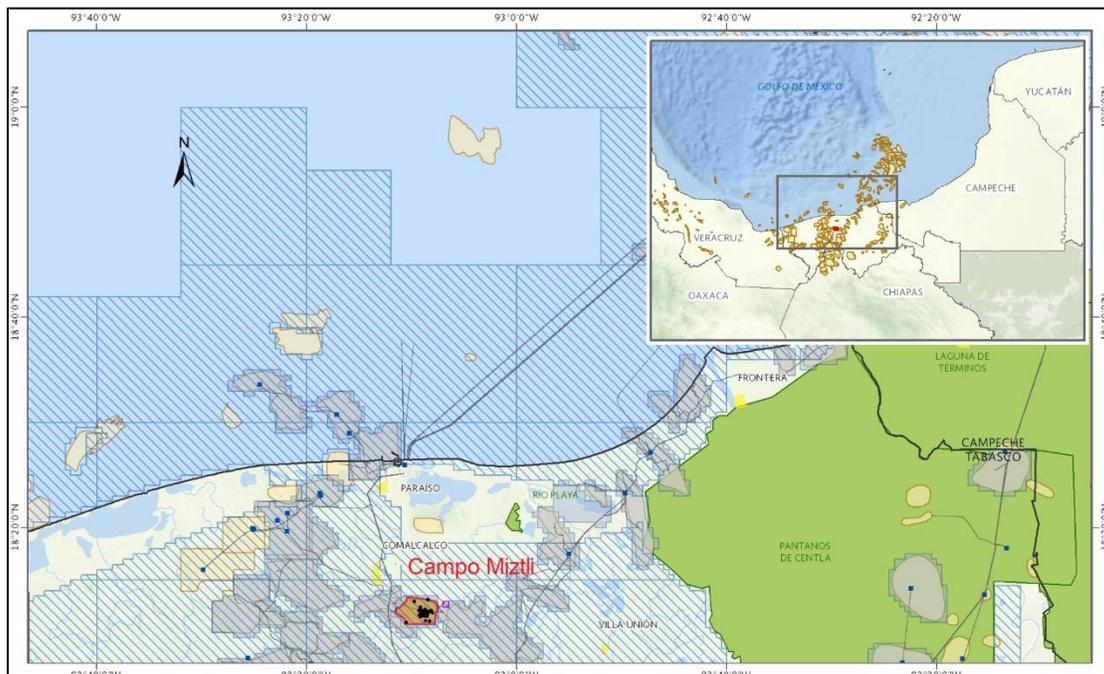


Figura 4.1 Localización del Campo Miztli

En vista de la necesidad de recuperar el ritmo de producción e incrementar el factor de recuperación, siendo este un campo maduro, se reevaluaron las condiciones de algunos pozos del campo, teniendo como resultado al pozo M-4D; dicho pozo fue perforado en enero de 2010, en la prueba de producción que se le realizó, se obtuvieron los siguientes resultados; $Q_o=120$ [bpd], $Q_g=0.009$ [MMpcd], $RGA=100$ [m^3/m^3], $PTP= 42$ [kg/m^2], $PWH=12$ [kg/cm^2] y $Q_w =0$, para marzo del mismo el pozo empezó a producir; en el gráfico 4.1 se muestra su histórico de producción de los últimos 5 años; el cual se refleja la intervención de RMA's para sus diversas zonas productoras que el mismo pozo presenta, para fines prácticos se evaluara el intervalo A-18, el cual presenta hasta el 30 de octubre de 2018 una producción acumulada (N_p) de 0.202 [MMbp].

Para este intervalo se presentaron características particulares en cuanto a porosidad de 20-28%, permeabilidad promedio de 100 md, una gravedad específica de 18 °API y un corte de agua del 30% (figura 4.2). En la siguiente tabla, se presenta información del pozo tanto petrofísica como del fluido a producir:

Tabla 4.1 Información referida al Pozo M-4D

Datos generales	Datos del yacimiento	Datos de producción	Datos de instalación
Pozo: Miztli-4D	Intervalo productor: 1938 – 1945 m	°API: 18	SAP: Ninguno
Tipo: Direccional	Porosidad: 20 – 28 %	RGA: 22 m^3/m^3	Aparejo: 2 7/8 pg
Profundidad Total: 2,404 mD	Saturación de agua: 17 -20 %	Fw: 65 %	Estrangulador: 2 pg
	Litología: Arenisca - Arcilla		Pwh: 21 Kg/cm^2
	Temperatura: 70°C		Pl: 12 Kg/cm^2
	Pws (Tendencia): 132 Kg/cm^2		

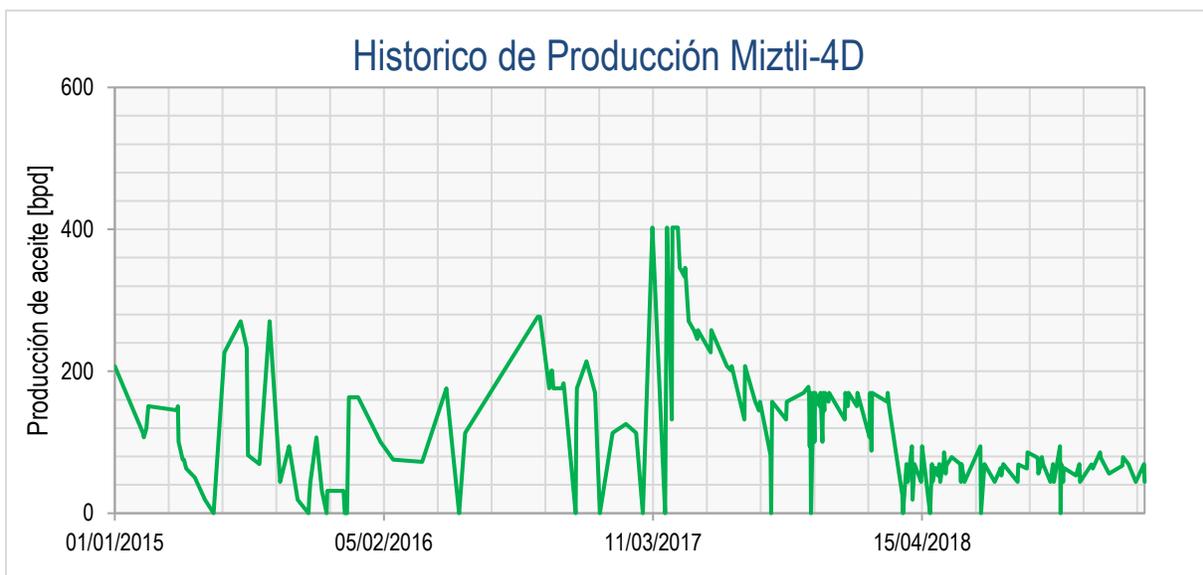


Gráfico 4.1 Historial de producción del pozo M-4D (Fuente CNH)



Figura 4.2 Corte de agua del 30% de la muestra del pozo M-4D

Una vez mencionado lo anterior, es necesario identificar la geometría del pozo, es decir definir el survey al igual que su gradiente térmico lo que nos permitirá determinar limitantes dentro y fuera del mismo pozo, figura 4.4; por ejemplo, equipo subsuperficial, diámetros internos, externos de TR's y TP's al igual que la profundidad de asentamiento de las tuberías y así mismo definir tanto el nivel medio de los disparos, profundidad total, entre otros elementos; por lo cual es de suma importancia conocer el estado mecánico actual del pozo como se muestra en la figura 4.3, al igual que en la tabla 4.2 se muestra la distribución del aparejo de producción.

Tabla 4.2 Distribución del Aparejo de Producción

Distribución del Aparejo de Producción					
Descripción	Díam. Ext. [pg]	Diam. Int. [pg]	Long. [m]	Profundidad	
				De [m]	Hasta [m]
Zapata Guía	2 7/8"	-	0.18	1,749.44	1,749.62
Tubería de Producción	2 7/8"	2.441	9.29	1,740.15	1,749.44
Empacador hidráulico recuperable Semipermanente	-	-	2.09	1,738.06	1,740.15
Tubería de producción	2 7/8"	2.441	9.31	1,728.75	1,738.06
Camisa Mecánica	2 7/8"	-	1.18	1,727.57	1,728.75
Tubería de Producción	2 7/8"	2.441	1,109.45	618.12	1,727.57
Tubería de Producción	2 7/8"	-	617.77	0.35	618.12
Bola Colgadora	11	2 7/8	0.35	0.00	618.12

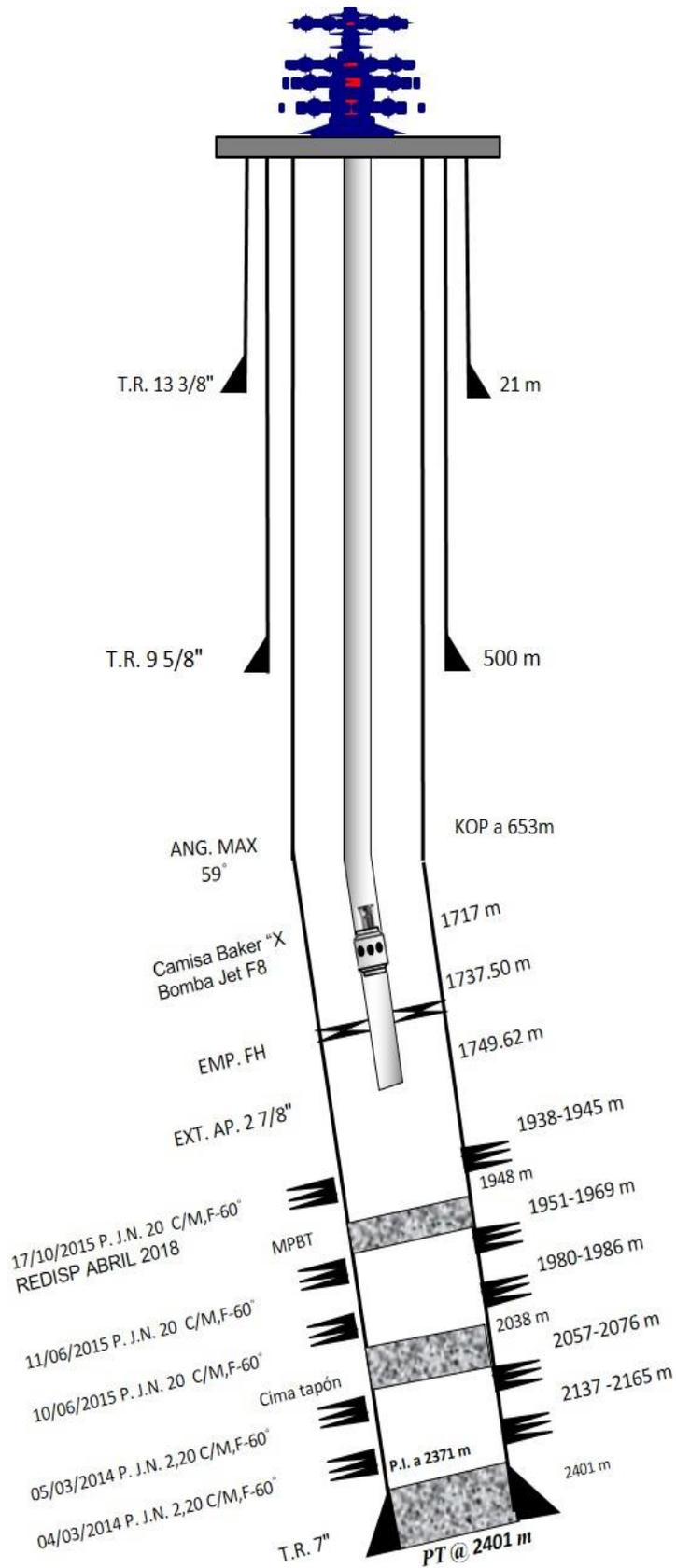


Figura 4.3 Estado mecánico actual del pozo M-4D

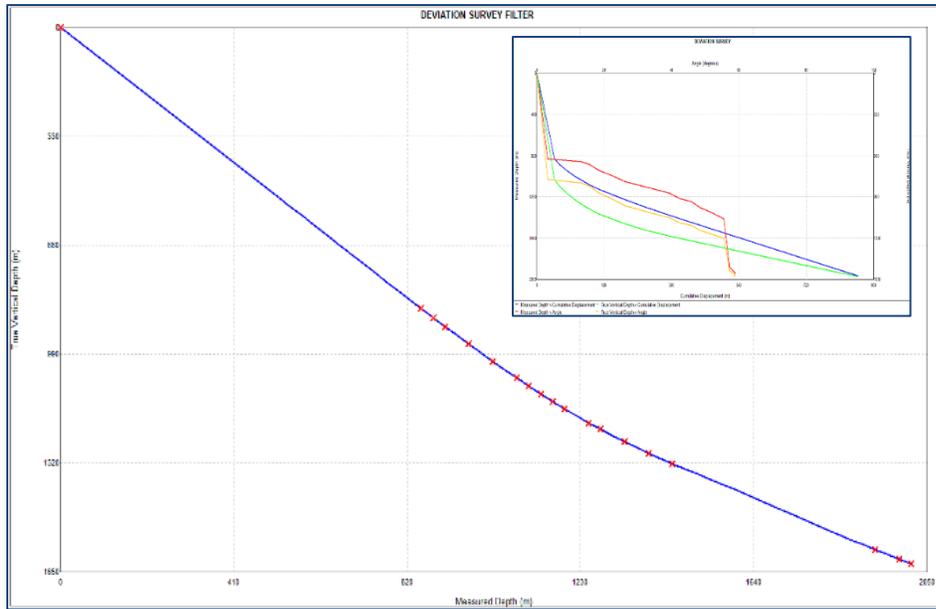


Figura 4.4 Survey del pozo M-4D simulado en PROSPER

Mediante el uso del software comercial (PROSPER) se realizaron los cálculos a partir del valor de la presión estática que presenta actualmente el pozo (135.705 kg/cm²) y para cualquier gasto de producción supuesto; lo cual permitirá generar la curva de IPR, por lo tanto, es de suma importancia tener la información adecuada y lo más actualizada, para que los resultados sean congruentes. Continuando con el proceso, se ingresan los datos al módulo del simulador correspondiente para obtener, tanto el potencial máximo del pozo (AOF) como el Índice de Productividad (IP), figura 4.5. Al realizar en el software los cálculos correspondientes, se genera la siguiente curva dónde se observa el AOF (Absolute Open Flow) o potencial máximo del pozo de 557.1 [STB/day] al igual que el IP de 0.51301 [STB/day/psi].

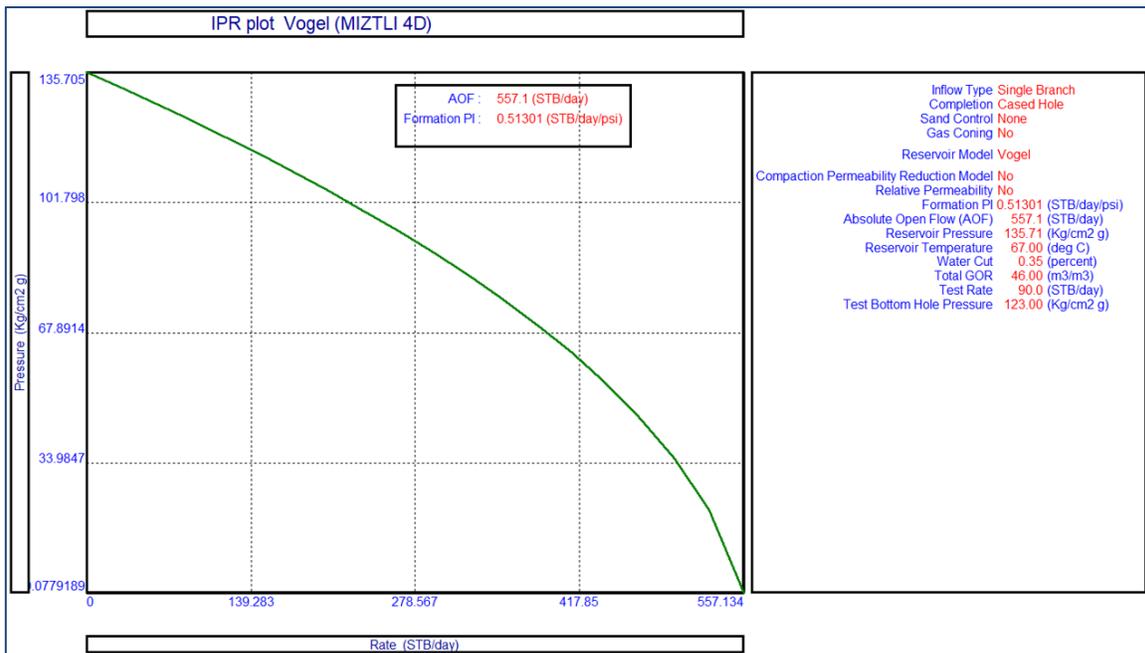


Figura 4.5 Curva de IPR mediante simulador PROSPER

Para fines prácticos como se mencionó en capítulos anteriores, el determinar la necesidad de implementar algún sistema artificial de producción con el fin de mantener o incrementar la producción en un pozo; es de suma importancia conocer el comportamiento del mismo, para lo cual una de las herramientas mejor utilizadas son las curvas VLP (Vertical Lift Pressure) o curva de flujo multifásico vertical, lo que nos permitirá observar las caídas de presión que se presentan a lo largo de la TP hasta la superficie, para lo cual en este caso práctico, primeramente se realizara el ajuste de presiones tanto en el fondo como en la cabeza del pozo; la presión que se registró en el fondo del pozo es la presión tomada al nivel medio de los disparos considerada de 123 [kg/cm²] y en la cabeza, una presión de 9 [kg/cm²]. Al introducir y ser analizados los datos mediante el software, se obtiene una tabla con resultados que dan forma a la curva VLP de las correlaciones de flujo multifásico vertical seleccionadas, para este caso la mejor correlación que ajusta para este comportamiento es la de Hagedorn Brown, el cual nos representa un 10% de error teniendo valores de (0.91 1.00). Posteriormente el simulador imprime el comportamiento del yacimiento, al igual que el comportamiento dentro del aparejo de producción, como se muestra en la figura 4.6.

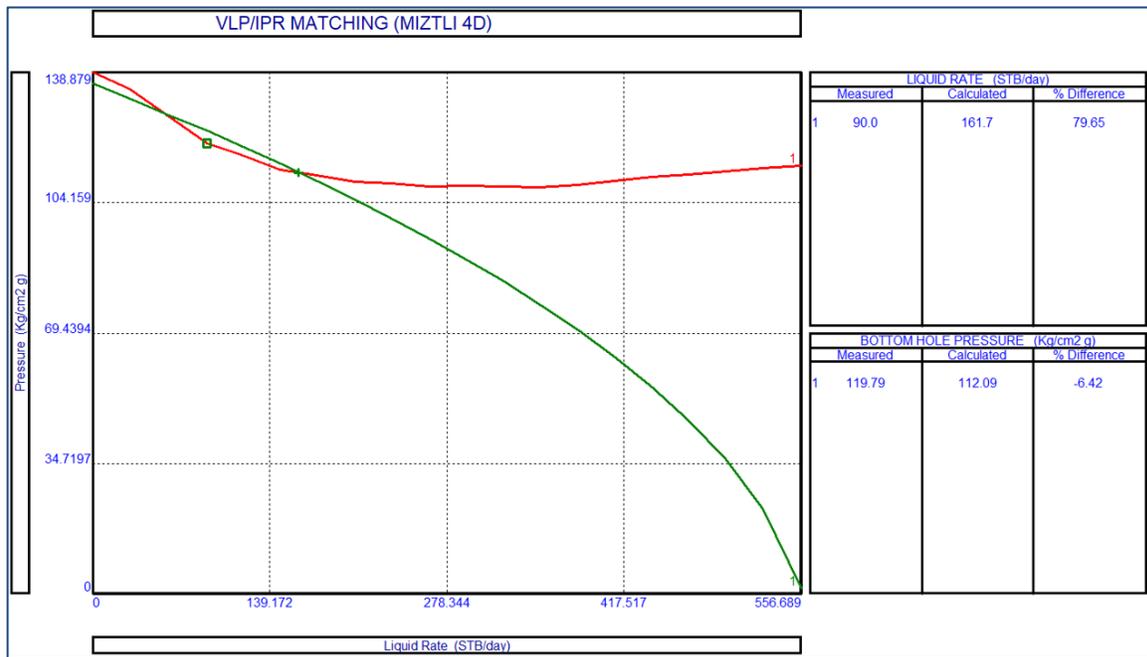


Figura 4.6 Curva de IPR y VLP

Analizando las curvas IPR y VLP se observa que existe dos puntos de intersección; demostrando así que este pozo se encuentra en condiciones de flujo inestable, a esta condición de flujo se le denomina cabeceo, el cual es interpretada en superficie con dos gastos distintos. Para mitigar esta condición de flujo es necesario recurrir a un histórico de presiones del yacimiento el cual nos permitirá predecir su comportamiento futuro y determinar alguna alternativa en un periodo corto, sin tener que llegar al punto de que el pozo deje de ser fluente. Gráfico 4.2.

Conforme al histórico de presiones que presenta el yacimiento se tiene una pérdida de presión al año de 0.859 kg/cm² por lo cual al mes se estima una pérdida de 0.072 kg/cm², grafico 4.2. Teniendo hoy en día una presión de 133.705 [kg/cm²] y continuando con esa tendencia de caída de presión, mediante el uso del software se estima que teniendo una presión de 132.265 [kg/cm²], figura 4.7, y graficando ese comportamiento de presión se estima que en un periodo de 20 meses el pozo dejara de fluir, grafico 4.3.

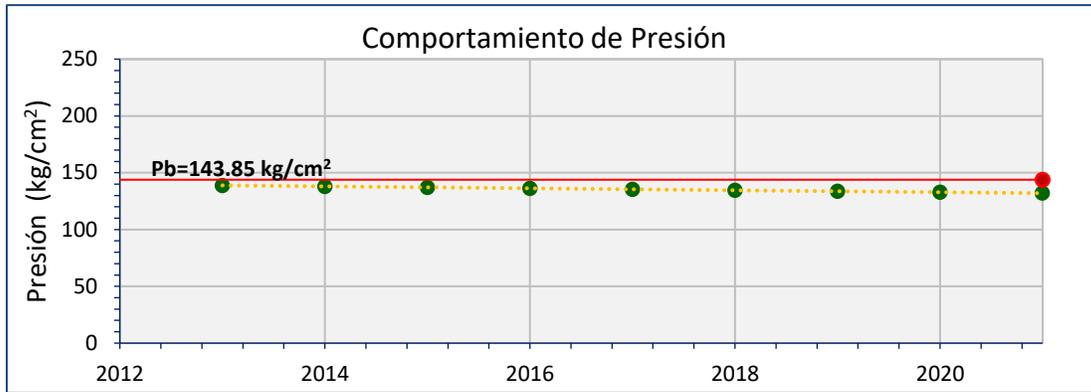


Gráfico 4.1 Comportamiento de la presión del yacimiento en los últimos 10 años

Por lo que en base a las características ya mencionadas del pozo y en el periodo pronosticado se debe realizar la intervención al pozo, el cual nos permita mantener o aumentar su producción. Por ende y para fines prácticos de esta tesis se debe considera el realizar la evaluación tanto técnica como económica para la selección de algún SAP.

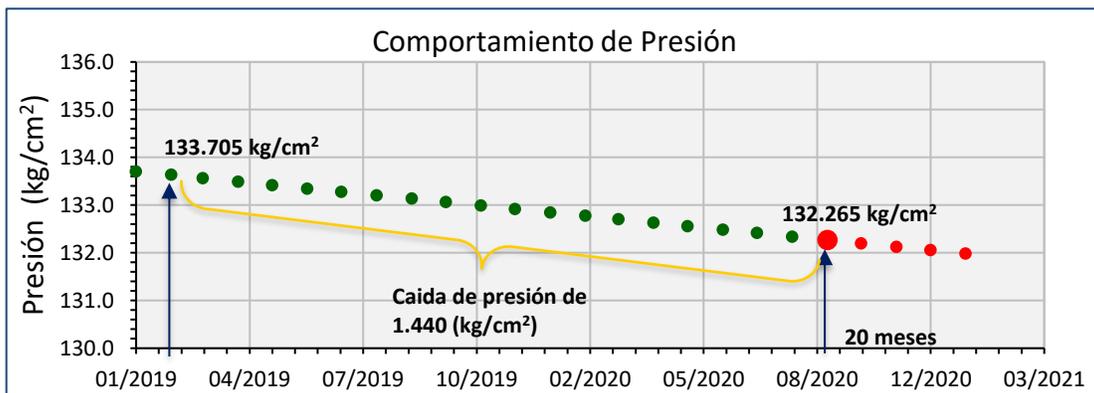
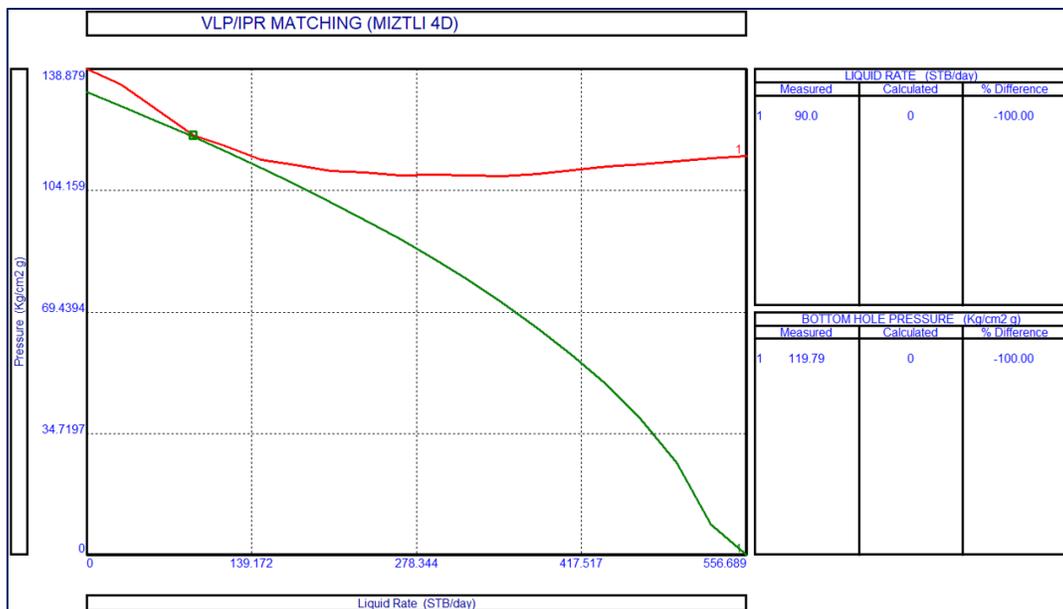


Gráfico 4.3 Comportamiento de presión del yacimiento en meses



Con respecto a lo anterior surge la necesidad de determinar cuál o cuáles son los SAP's adecuados para las condiciones del pozo; por lo cual se requiere una preselección de los SAP's utilizando mapas de selección en función del gasto de producción vs profundidad considerando condiciones favorables para los sistemas a implementar, al igual que se requiere un análisis cualitativo en base a las características del pozo, donde se requieren las matrices o tablas de atributos de cada SAP. Desde el punto de vista estrictamente energético (gastos deseados desde una profundidad establecida), existe una variedad de sistemas artificiales de producción disponibles para continuar la explotación del pozo M-4D.

En la figura 4.8 se resume la experiencia en aplicaciones de sistemas artificiales de producción, bajo condiciones moderadas, es decir, condiciones favorables de RGA, % de agua y otros (arena, densidad, etc.), para cada método, sin la necesidad de una evaluación económica. El rombo rojo indica el área de operación para el pozo M-4D, a profundidades aproximadas de 1,710 [m] y con gastos de 1,000 [bpd], por lo que en esta zona se aprecian que son aplicables casi todos los sistemas artificiales de producción existentes desde el punto de vista netamente técnico, sin embargo, no significa que todos sean aplicados en la práctica, debido a sus limitantes tanto técnicas como económicas del sistema.

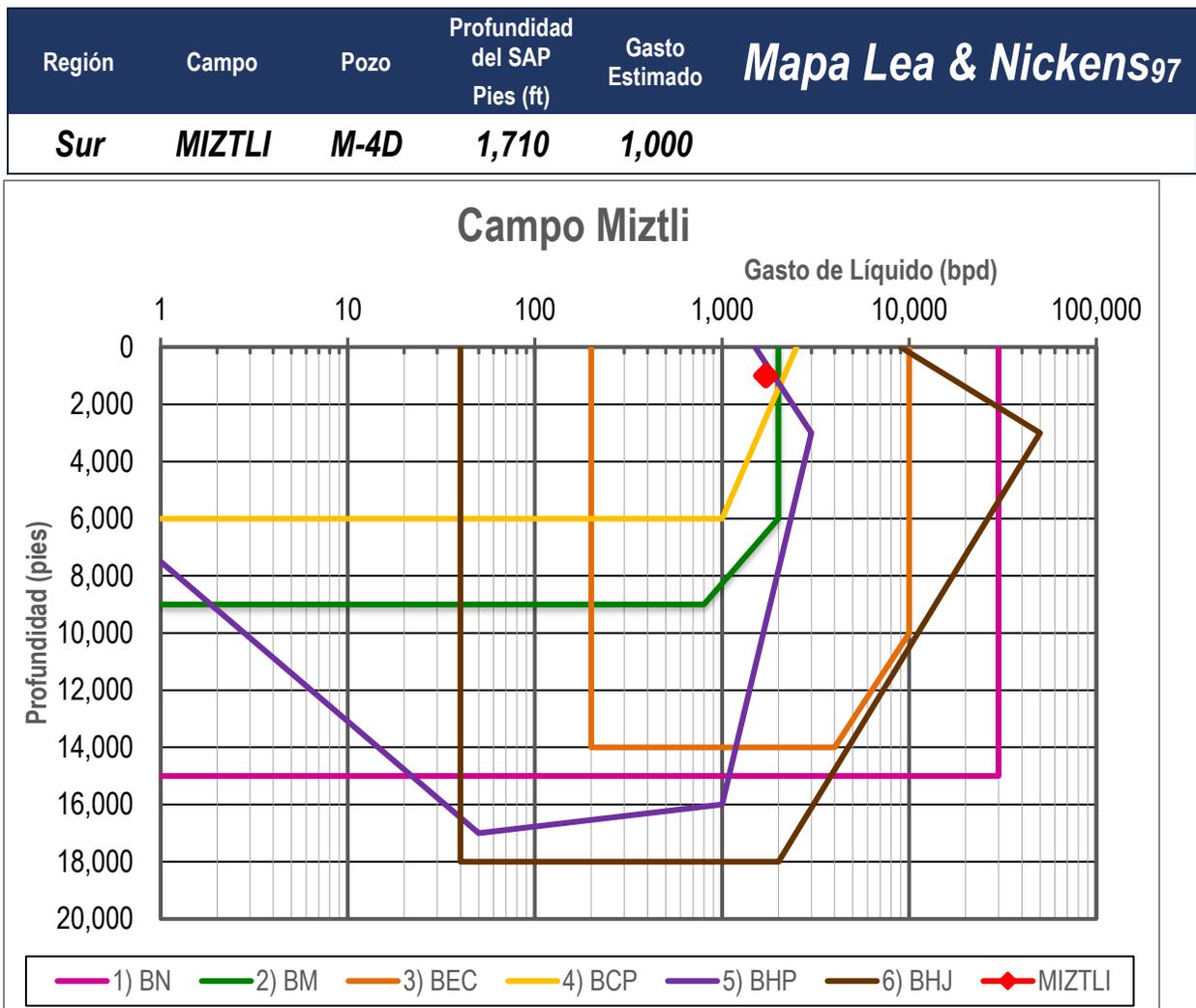


Figura 4.8 Mapa de selección en función de la profundidad y gasto (Mapa Lea & Nickens)

Ahora bien, para la realización del análisis cualitativo, como ya se mencionó se recurrirá a una matriz de atributos de cada SAP con base a la experiencia de campo en la región sur, por lo que se empleará una tabla dinámica que contempla tanto características del pozo de esa área, así como características técnicas de los sistemas actualmente implementados, al igual que se introducirá las condiciones de operación del pozo, como se visualiza en la figura 4.8.

Después de haber introducido los datos en la tabla dinámica se definen las alternativas de selección en base a los datos obtenidos del pozo; se puede observar en la tabla dinámica los resultados de selección, por lo que conlleva a definir 2 Sistemas Artificiales como candidatos a implementarse en el pozo M-4D; Bombeo Mecánico (BM) y Bombeo Hidráulico tipo Jet (BHJ).

Aun así, una vez de haber definido cuales son los SAP's que se adecuan a las condiciones de este pozo, aun no es posible determinar cuál de ellos tendrá el mejor comportamiento y principalmente cual sistema tendría la mejor rentabilidad tanto del pozo como del activo.

Parametros	BN ✖	BNA ✖	MTC ✖	BM ✔	BEC ✖	BHJ ✔	BCP ✖	Características del pozo	
Profundidad del SAP (m)	< 4,000 ●	< 5,600 ●	≤ 5,700 ●	< 2,800 ●	< 4,000 ●	< 5,400 ●	< 1,500 ●	1,710	mts
Desviación (°)	< 60 ●	< 60 ●	< 60 ●	< 42 ●	< 20 ●	< 65 ●	< 35 ●	50	1638 mD
DL máx. (pase herramienta) (°/30 m)	N/A	N/A	N/A	< 5 ●	< 6 ●	< 5 ●	< 5 ●	2	1,462 mD
DL máx. (asentamiento) (°/30 m)	< 5 ●	< 5 ●	< 5 ●	< 3 ●	< 1 ●	< 6 ●	< 3 ●	0.42	1635 mD
Manejo de gas	Alto ●	Alto ●	Alto ●	Bajo ●	Medio ●	Medio ●	Bajo ●		Bajo
Manejo de sólidos	Alto ●	Bajo ●	Alto ●	Bajo ●	Bajo ●	Bajo ●	Medio ●		Bajo
Temperatura de fondo máx. (°C)	Amplio rango ●	Amplio rango ●	Amplio rango ●	< 120 ●	< 150 ●	< 170 ●	< 120 ●		65
° API	> 22 ●	> 22 ●	> 22 ●	> 15 ●	>20 ●	> 18 ●	> 8 ●		18
Fw (%)	< 75 ●	< 75 ●	≤ 90 ●	N/A	N/A	N/A	N/A		20
Viscosidad Dinámica (cp)	< 100 ●	< 100 ●	< 100 ●	< 200 ●	< 200 ●	< 800 ●	< 80,000 ●		45
Relación gas - aceite (m ³ /m ³)	< 300 ●	< 350 ●	< 300 ●	< 120 ●	< 200 ●	< 350 ●	< 100 ●		60
Gasto de Producción (bd)	30 - 800 ●	250 - 3,000 ●	50 - 2,500 ●	30 - 400 2 7/8" ●	200 - 40,000 ●	150 - 2,000 ●	50 - 1,000 ●	Bruto	250 bd
Geometría del pozo	N/A	N/A	N/A	Tipo J ●	N/A	N/A	Tipo J ●	Neto	250 bd
Disponibilidad de fluido motriz	Requiere ●	Requiere ●	Requiere ●	N/A	N/A	N/A	N/A		Tipo J
Cuota mínima D.I. (bd)	N/A	172 ●	15 ●	28 ●	247 ●	141 ●	22 ●		No
								Incremento (bd)	200

Figura 4.8 Matriz de selección de SAP

Dentro de los costos de inversión, se contemplan los costos de los equipos, refiriéndose a las unidades que con base al análisis cualitativo que se planteó anteriormente se tiene como alternativa el sistema BHJ y BM. La siguiente tabla 4.3 se muestra la comparación de los costos promedios de diseño, instalación y operación de la renta de los sistemas ya mencionados tomando en cuenta las premisas actuales que está reflejando la industria petrolera, teniendo una paridad de 18.55 pesos/dólar y un precio del barril de petróleo de 55 dólares.

Tabla 4.3 Análisis de costos de sistemas BHJ y UHCL

Unidad	Bombeo Hidráulico Jet			UB. Hidroneumática de Carrera Larga		
	M.N	USD	Total (USD)	M.N	USD	Total (USD)
Ingeniería y Diseño	\$ -	\$ 12,412.57	\$ 12,412.57	\$ 23,487.25	\$ 1,266.16	\$ 1,266.16
Instalación del equipo superficial y subsuperficial	\$ 117,163.85	\$ 6,316.11	\$ 6,316.11	\$ 179,000.00	\$ 9,649.60	\$ 9,649.60
Servicio de operación continua (Dia)	\$ -	\$ 1,159.29	\$ 1,159.29	\$ -	\$ 325.67	\$ 325.67
Total			\$ 19,887.97			\$ 11,241.42
Producción requerida		26.19 [bls]			7.36 [bls]	

Analizando la información anterior se puede establecer que las Unidades de Bombeo Hidroneumáticas de Carrera Larga (UBHCL) son un 56% aproximadamente más económicas en comparación con el BHJ, por lo cual requieren producir un menor volumen de barriles, para solventar el gasto de servicio de operación de la unidad, y además los costos de ingeniería, diseño e instalación para las UBHCL reflejan aproximadamente un 26% más económicas que los sistemas de BHJ.

Por lo cual se sabe que el sistema BHJ para su aplicación, debe ser considerado ser implementado solo en pozos con altos gasto, debido al costo que implica la rentabilidad del equipo, por lo tanto y para fines prácticos; el sistema que tanto técnica como económicamente es favorable bajo estas condiciones de flujo del pozo son las Unidades de Bombeo Hidroneumáticas de Carrera Larga.

4.1. Diseño de Unidad Hidroneumática de Carrera Larga (UHCL)

El principal objetivo que persigue esta metodología es implementar y administrar las técnicas de levantamiento artificial existentes en las UBM logrando maximizar el beneficio o rentabilidad obtenida. Cuando se habla de maximizar el beneficio, lo que se busca es que los SAP's sean lo suficientemente flexibles para adaptarse a los continuos cambios en las condiciones de producción y rendimiento de las reservas, así como también adaptarse a las limitaciones físicas y económicas, más allá de la obtención de mayores gastos o menores costos de inversión u operación, considerando además de una menor cantidad de fallas y/o tiempos muertos.

Por lo tanto, en la realidad, diseñar sistemas de UBM, se consideran como procesos de ensayo y error que usualmente resulta en un sistema que podría estar muy distante del ideal. Debido a que obtener un diseño ideal requeriría de equipos y/o datos que bien no podrían estar disponibles, por lo tanto, solo los parámetros del sistema más relevantes y que se tienen al momento son:

- ✓ Aporte del pozo
- ✓ Cargas en las varillas
- ✓ Tipo de unidad
- ✓ Eficiencia de sistema
- ✓ Conexiones superficiales

Para prevenir el sobre diseño severo de la unidad, se recomienda contar con un programa de computo predictivo tal como es el RODSTAR; el cual es un programa desarrollado por Theta Enterprise, este representa el estado del arte en diseño de pozos por bombeo mecánico. Usa un modelo de la ecuación de onda para la sarta de varillas y el modelo cinemático exacto de la geometría de la unidad de bombeo. Por lo cual, utilizando RODSTAR nos permite simularse cualquier unidad de bombeo y predecir su comportamiento con exactitud. Además, nos permite simular pozos someros gracias a que incluye los efectos inerciales en el fluido y así predecir las cargas dinamométricas.

Además de su modelamiento de algoritmos, RODSTAR tiene un conocimiento único, características que permite diseñar sistemas de BM con mayor rapidez y exactitud. Dentro del modelo de lote RODSTAR se puede correr varios casos sin tener que empezar cada uno aparte, para utilizar el modo de lote deben tenerse previamente almacenados los casos que se desean correr en el disco. Esto puede hacerse, primeramente, iniciando con un caso base, se puede cambiar el componente que se quiere comparar (por ejemplo, tipo de unidad, arreglo de varillas, diámetro de la bomba, profundidad de la bomba) y desde la barra de menú guardar los cambios y así evaluar varios escenarios.

Por otro lado, para el diseño del BM mediante el RODSTAR se debe tener en cuenta los siguientes parámetros: estado mecánico actualizado, tipo de pozo, desviación del pozo (survey), profundidad de los disparos, densidad del aceite, porcentaje de agua, RGA y producción esperada. Ahora bien, los pasos a seguir en el diseño de la instalación del BM con dicho software se ejemplifican para el pozo M-4D.

- ✓ Dentro de la información del pozo, figura 4.9, se propone en base a reportes de ecómetros realizados previamente, que la bomba se ubique a una profundidad de 1,710 [m] (5,610.236 [ft]), el equipo trabajara las 24 hrs del día, con una presión en TR y TP de 100 [psi] (7.030 kg/cm²), considerando un llenado del 100% de la bomba y una eficiencia del 85%.

Figura 4.9 Ventana para información del pozo

- ✓ En base a la información del ecómetro, figura 4.11, el nivel de fluido a la superficie se localiza a la profundidad de 245 [m] (803.803 [ft]), con una producción esperada de 200 [bpd], figura 4.10.

Figura 4.10 Información de producción

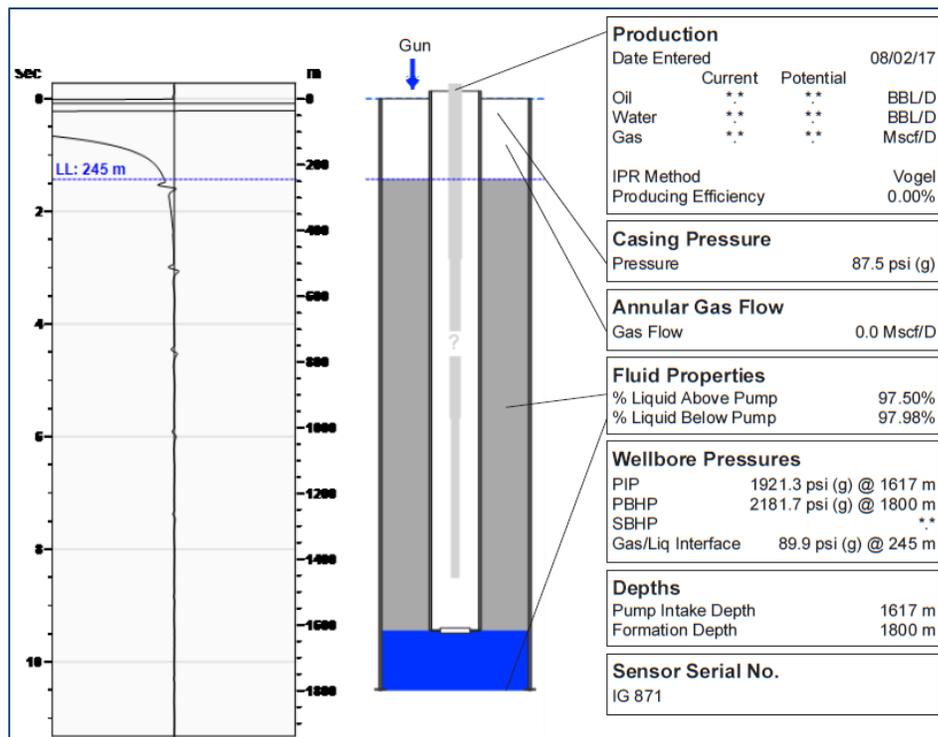


Figura 4.11 Informe de resultados del ecómetro del pozo M-4D

- ✓ Siguiendo con el diseño de la UBM se debe definir la información de la bomba en correlación al de la tubería de producción, para las condiciones del pozo M-4D, se considerará una bomba de tubería anclada, esta misma es anclada a la profundidad de la bomba e integrada por un embolo de 1.25 [in].

Figura 4.12 Información de Tubería y Bomba

- ✓ Para el diseño de la sarta de varillas se especifica el tipo de varilla (acero o fibra de vidrio), el grado y diámetro tanto máximo como mínimo a utilizar. Para esta sección posiblemente se tenga que regresar varias veces a realizar modificaciones, dependiendo de los esfuerzos a los que esté sometida la sarta de varillas, teniendo la vida útil de la sarta de varillas.

Figura 4.13 Información de la sarta de varillas

- ✓ Actualmente se tiene dos versiones de RODSTAR, uno para pozos verticales y otro para pozos desviados. Con base a la configuración del pozo M-4D de ser un pozo desviado, se requiere la información de la trayectoria de desviación del pozo, proporcionada del survey de perforación, el software reconoce la profundidad medida en metros, la inclinación y el azimuth. Una vez introducido dicha información el programa automáticamente calcularía la severidad de la desviación (Dog-Leg) y la profundidad vertical verdadera (TVD).

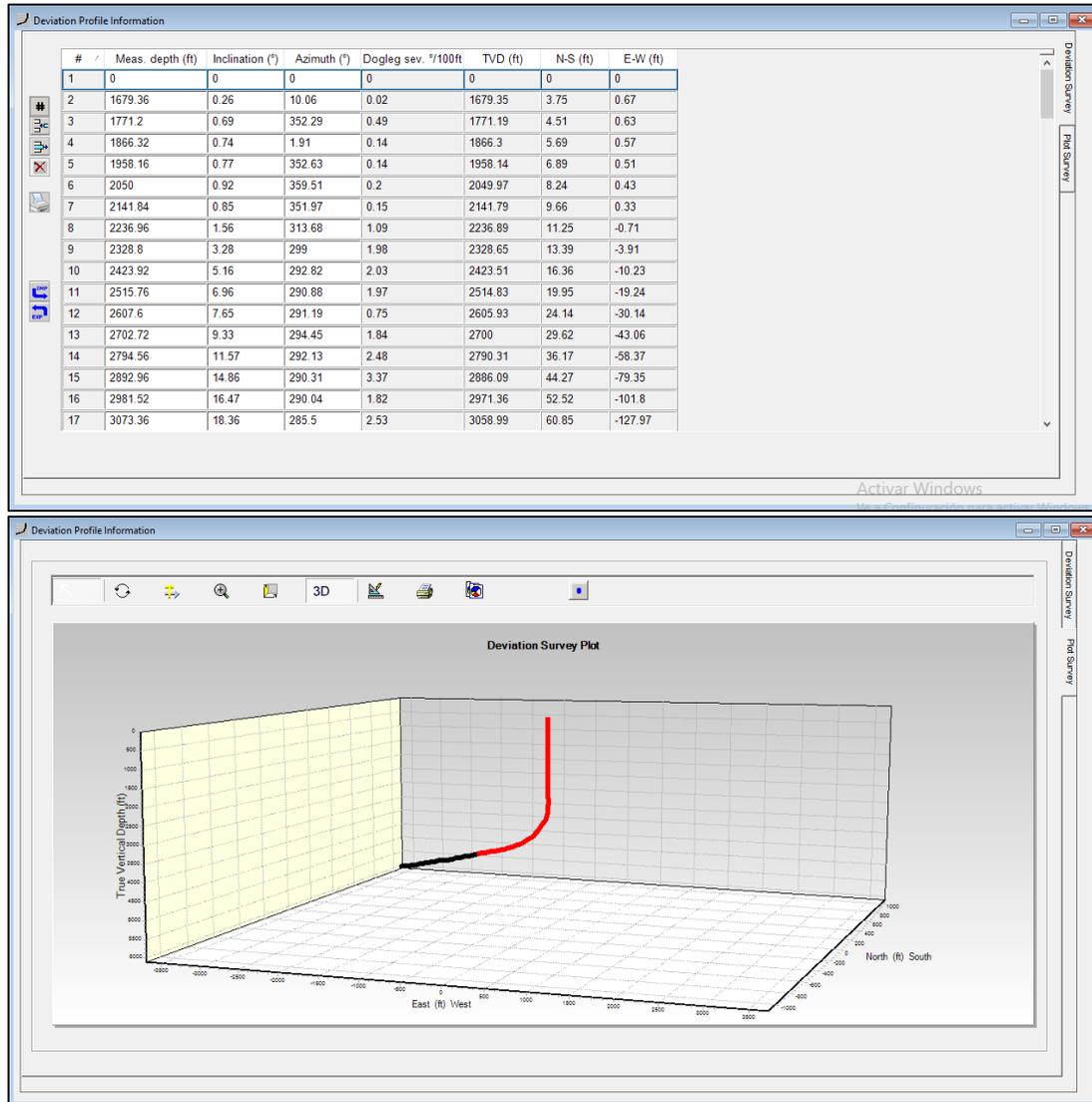


Figura 4.14 Survey del pozo M-4D

- ✓ El siguiente paso es la selección de la unidad de bombeo a implementar, existe una gran variedad de proveedores y de unidades de bombeo con características similares, que para fines prácticos y como objetivo de esta tesis es representar el uso de Unidades de Bombeo Hidroneumáticas de Carrera Larga definidas con las siguientes características de la tabla 4.4, el cual se utilizara como longitud de la carrera de 144 [pg] y una carga máxima de 400 [lbs], dentro del programa nos permite agregar unidades nuevas, las cuales debe tenerse la información por parte del proveedor, lo cual permitirá analizar con mayor

exactitud el comportamiento de la unidad con respecto a las cargas sometidas por parte de la sarta de varillas y el mismo fluido.

Tabla 4.4 Configuración de las UBHCL

	HNCL	400	114
Tipo de Unidad HNCL: Hidroneumática de Carrera Larga			
Carga máxima que soporta la varilla pulida [lbs].			
Máxima longitud de la carrera [pg].			

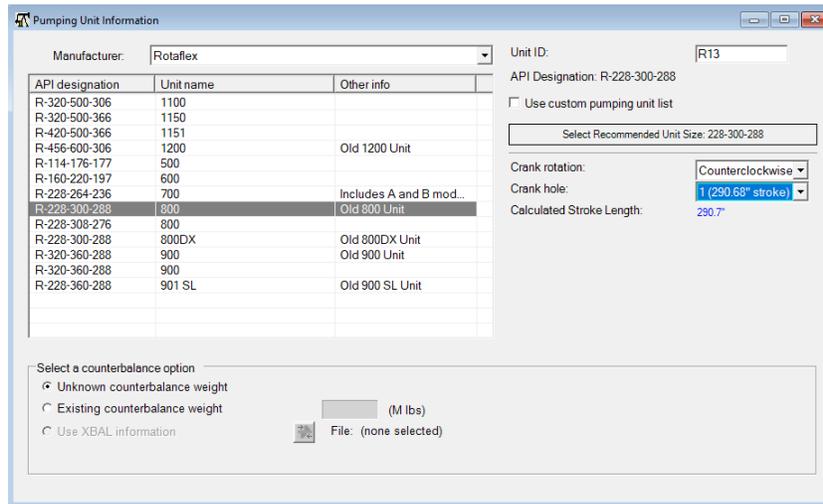


Figura 4.15 Selección de unidad HCL

- ✓ Para la implementación del fluido motriz, el programa simula con base a motores eléctricos, esto con el fin de determinar los costos que tendrá la unidad al ser operada; por default el software recomienda motores NEMA D, lo que nos permite trabajar como si fueran motores de combustión interna. Esto sucede cuando no se cuenta con una toma de corriente eléctrica.

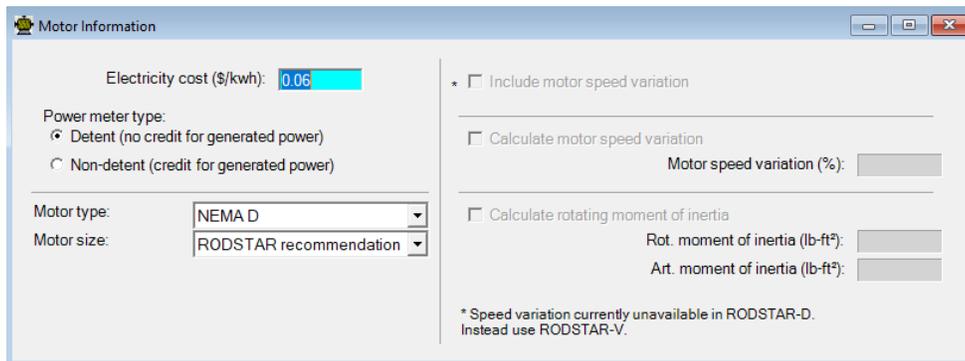


Figura 4.16 Selección de motor

- ✓ Finalmente, una vez de haber introducido los datos correctos, se realiza la corrida del programa, al finalizar dicha corrida el software imprimirá las condiciones de operación y comportamiento de la unidad así mismo

se tendrá los resultados tanto positivos como negativos. En la figura 4.17 se muestra los resultados a los cuales está operando actualmente la unidad HCL del pozo M-4D que se planteó este caso práctico.

INPUT DATA					CALCULATED RESULTS (TOTAL SCORE: 83% Grade: B)				
Strokes per minute:	3	Fluid level			Production rate (bfpd):	207	Peak pol. rod load (lbs):	20789	
Run time (hrs/day):	24.0	(ft from surface):	4921		Oil production (BOPD):	207	Min. pol. rod load (lbs):	7713	
Tubing pres. (psi):	140	(ft over pump):	328		Strokes per minute:	3	MPRL/PPRL	0.371	
Casing pres. (psi):	120	Stuf.box fr. (lbs):	100		System eff. (Motor->Pump):	48%	Unit struct. loading:	52%	
		Pol. Rod Diam: 1.5"			Permissible load HP:	43.6	PRHP / PLHP	0.22	
Fluid properties		Motor & power meter			Fluid load on pump (lbs):	7205	Buoyant rod weight (lbs):	11059	
Water cut:	.1%	Power Meter	Detent		Fluid level TVD (ft from surface):	4431	N/No: .057 , Fo/SKr: .169		
Water sp. gravity:	1	Electr. cost:	\$.06/KWH		PRHP:	9.7			
Oil API gravity:	20.0	Type:	NEMA D		Required prime mover size	BALANCED			
Fluid sp. gravity:	0.9341				(speed var. not included)				
Pumping Unit:					NEMA D motor:	15 HP			
Unit size: H-400-144 (unit ID: CUSTOM)					Single/double cyl. engine:	15 HP			
Crank hole number	N/A				Multicylinder engine:	15 HP			
Calculated stroke length (in):	144				Torque analysis and electricity consumption				
Crank Rotation:	N/A				BALANCED				
Max. CB weight	N/A				Peak g'box torq.	N/A			
Adjusted stroke length (in):	144				Gearbox loading:	N/A			
Tubing and pump information					Cyclic load factor:	N/A			
Tubing O.D. (ins):	2.875	Upstr. rod-fl. damp. coeff:	0.100		Counterbalance weight	N/A			
Tubing I.D. (ins):	2.441	Dnstr. rod-fl. damp. coeff:	0.100		Daily electr.use (KWH/day):	225			
Pump depth (ft):	5249.3	Tub.anch.depth (ft):	5249.3		Monthly electric bill:	\$412			
Pump condition:	Full				Electr.cost per bbl. fluid:	\$0.077			
Pump type:	Tubing	Pump vol. efficiency :	85%		Electr.cost per bbl. oil:	\$0.077			
Plunger size (ins):	2.25	Pump friction (lbs):	200.0		Tubing, pump and plunger calculations				
Rod string design (rod tapers calculated)					Tubing stretch (ins):	.0			
Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)	Fric. Coeff	Prod. loss due to tubing stretch (bfpd):	0.0			
+ 1	D (API)	2375	115000	0.22	Gross pump stroke (ins):	117.3			
0.875	D (API)	1600	115000	0.22	Pump spacing (in. from bottom):	15.7			
0.75	D (API)	1274	115000	0.22	Minimum pump length (ft):	21.0			
					Recommended plunger length (ft):	4.0			
					Rod string stress analysis (service factor: 0.9)				
					Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
					78.2%	26342	9948	2983	API MG
					78.1%	22295	3393	239	API MG
					77.8%	19891	-407	-453	API MG

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

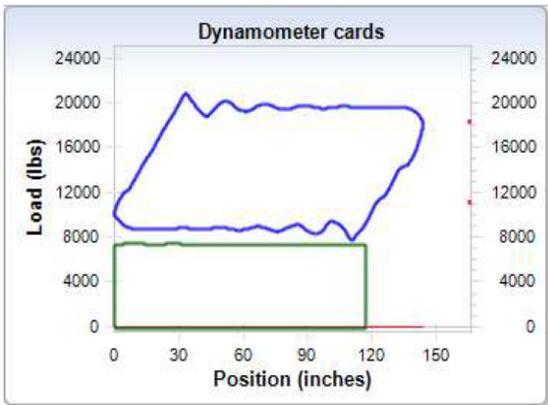


Figura 4.17 Resultados del simulador RODSTAR

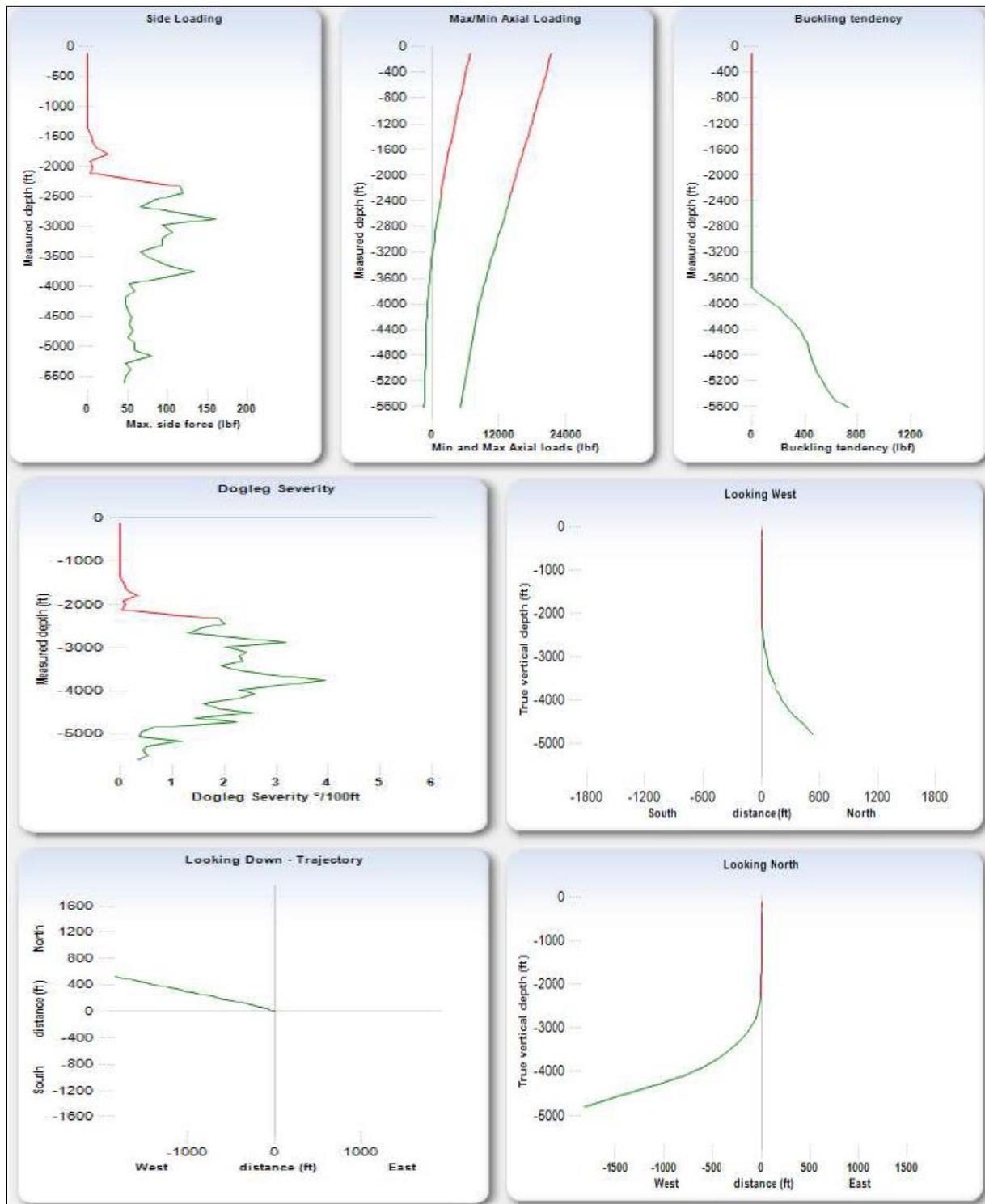


Figura 4.18 Resultados del simulador RODSTAR

Para la instalación de la unidad se requirió previamente el apoyo del camión HIAB para el desmantelo del medio árbol de producción 2 9/16" X 2 1/16" X 2 1/16" 5K, una vez llegado el camio varillero y pipa de agua de 40 m³, se instala mástil y preventor HSU, se verifica presión en TP y TR ambas con 350 [psi] y se procede a despresurizar a presa metálica.



Figura 4.19 Despresurización de TP y TR

Se baja al pozo el aparejo de la UBHCL; 85 varillas de 3/4" (lizas-alta resistencia), 27 varillas de 3/4" (centralizada alta resistencia), 98 varillas de 7/8" (liza de alta resistencia) y una barra pulida de 1 1/4". Se realiza anclaje de Tubin ing además de la prueba de integridad para válvula viajera y de pie.



Figura 4.20 Prueba de Integridad para válvula viajera y de pie





Figura 4.19 Equipo de la Unidad Hidroneumática de Carrera Larga en el pozo M-4D operando

El equipo entro en operación a finales de 2019 a una velocidad de 3 SPM. Figura 4.19, a partir de ese momento, la unidad ha sido monitoreada constantemente, tomando ecómetros y registros dinamométricos, con la finalidad de determinar el nivel de fluido y la sumergencia de la bomba, así como para determinar las cargas en la sarta de varillas y verificar el funcionamiento de la bomba.

A continuación, se muestra las condiciones de operación de la unidad después de 4 meses de haber iniciado su operación de la unidad HNCL, así mismo se muestra el ritmo de producción del pozo P-4D:

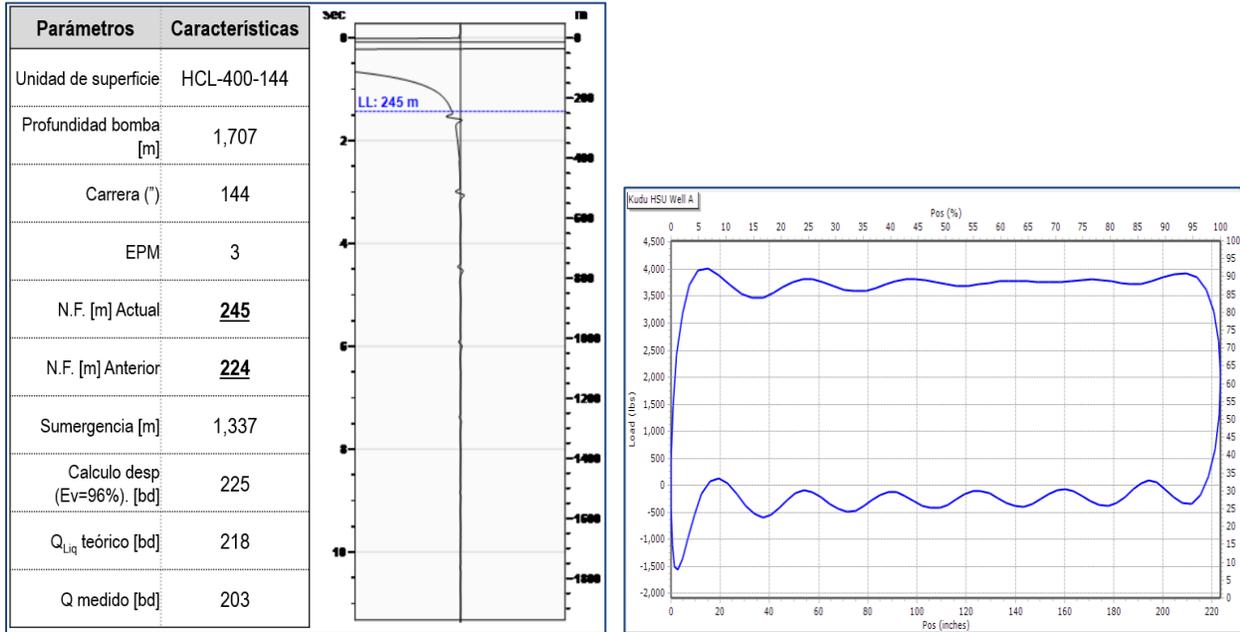


Figura 4.20 Carta dinamométrica y ecómetro del pozo M-4D

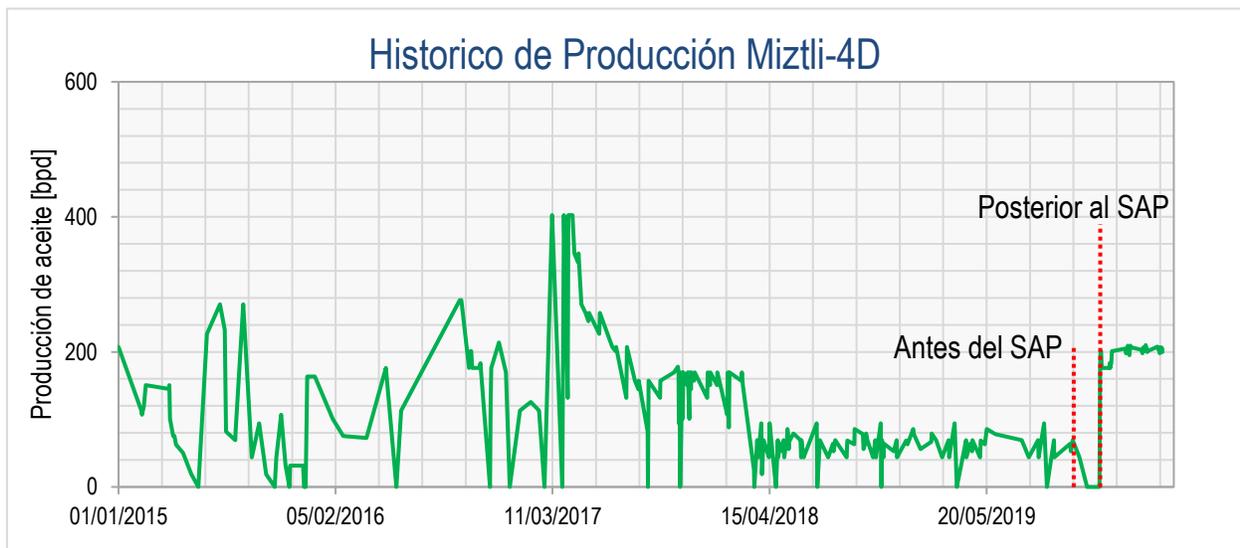


Gráfico 4.4 Histórico de producción antes y posterior al SAP

El comportamiento del pozo mostrado corresponde a los primeros cuatro meses, pero continúa operando con la Unidad Hidroneumática de Carrera Larga.

CONCLUSIONES

La selección e implementación de un sistema artificial de producción en cualquier pozo comprende el trabajo en conjunto con todas las disciplinas, desde el comportamiento del yacimiento, propiedades de los fluidos, problemática del campo para la producción de sus pozos o infraestructura, restricciones mecánicas de cada pozo y expertos de los parámetros de operación de los SAP's; son algunos de los complementos de una matriz de diagnóstico que permiten la facilidad de selección del sistema. Dentro del diseño y proceso de selección de los SAP's se debe considerar un proceso continuo, es decir, un proceso de optimización que garantice la rentabilidad del sistema.

- ✓ La implementación de un sistema artificial de producción tiene como objetivo principal mantener o incrementar la producción de los pozos, además de alargar la vida productiva de los mismos, cuya energía ha disminuido.
- ✓ Las unidades de bombeo mecánico integra innovaciones tecnológicas y de diagnóstico de desempeño que permite adquirir instalaciones eficientes tanto en pozos en producción como en de desarrollo.
- ✓ El bombeo mecánico es un sistema artificial de producción que cumple la función de extraer fluidos mediante un movimiento ascendente – descendente, que se trasmite por medio de una sarta de varillas hacia la bomba de fondo. Comúnmente es usado para pozos someros a intermedios (500 a 2,500 [mts]), de baja productividad (desde 5 hasta máximo 3,000 [bpd]) y aceites pesados (>8 °API).
- ✓ La implementación de nuevas unidades de bombeo mecánico a través de bandas y fluidos motrices como las Unidades Hidroneumáticas de Súper Carrera (HNSC), permiten un mejor llenado del barril de la bomba, mayor versatilidad al operar con fluidos viscosos (de hasta 5.4 °API), bajos gastos (100 [bpd]) y con profundidades de hasta 3,500 [mts].
- ✓ El sistema de Bombeo Mecánico es altamente recomendado debido a que su principio de funcionamiento es sencillo, no requiere de una amplia capacitación, el constante monitoreo, el análisis e interpretación de la toma de información la cual brinda u mejor entendimiento de como optimizar de manera eficiente el sistema.
- ✓ Con programas de simulación especializados en el Bombeo Mecánico, se pretende prevenir futuros problemas en el diseño. Actualmente se realizan los diseños del Bombeo Mecánico con las situaciones más críticas que pueden presentarse en su condición de operación normal.
- ✓ Un constante monitorio con tecnología en “tiempo real” nos permite prevenir y observar el comportamiento que se presenta en el sistema a través de cartas dinamométricas.
- ✓ Evaluar las condiciones de funcionamiento e identificar oportunidades de mejora en futuras intervenciones del pozo, tales como: rediseño de la sarta de varillas, en caso de que las mismas operan a máxima carga y aún no se ha alcanzado el potencial del pozo, proponer un diseño de bomba cuya eficiencia oscile entre un 75% a 85%.

RECOMENDACIONES

- ✓ Para evitar problemas futuros, la optimización y prevención de fallas debe iniciar desde el diseño del Bombeo Mecánico.
- ✓ Una adecuada interpretación de los niveles acústicos y las cartas dinámicas, aseguran el buen desempeño del sistema.
- ✓ Realizar la toma de información de manera continua y con un historial previo, permitirá definir el comportamiento del yacimiento en cada pozo y evitar contingencias que comprometan la producción de los pozos.
- ✓ Existen formas de cartas dinámicas bien definidas y conocidas que muestran una determinada falla sub-superficial, sin embargo, es aconsejable no determinar acciones con una simple grafica o figura, sino considerar todas las variables y datos con los que se cuente.
- ✓ Se recomienda utilizar otro software de simulación en conjunto con el RODSTAR para asegurar un mejor diseño.
- ✓ En los casos en donde se tenga un aparejo preparado y no se pueda colocar la boba o el extremo de la TP por debajo de la base de los intervalos se recomienda un diseño con un separador de gas "Poor Boy".
- ✓ Para evitar la restricción al gas que se libera por el espacio anular se sugiere colocar el ancla mecánica 50 [m] arriba de la cima de los disparos o realizar disparos puncher al aparejo para fluir el gas por TR.
- ✓ Cuando los pozos producen demasiado gas se recomienda colocar válvulas de retención para el manejo de gas.
- ✓ Para disminuir el efecto de varilla flotante se recomienda utilizar arreglo 86 o 76 con varillas de grado "D".
- ✓ Al presentarse severidades de 3°/100 [ft], se recomienda utilizar varillas con 3 centralizadores por sección, con el fin de evitar el contacto con la TP.
- ✓ El seguimiento debe ser metódico y de cierta forma científica para establecer una mejor trayectoria que nos permita trabajar los pozos en severidades mayores a los 30 grados, diseño de bombas de dos o tres etapas, con vástago o sin él, con una geometría caprichosa que nos ayude a manejar el gas.
- ✓ Considerar sartas de varillas fabricadas con fibra de vidrio para pozos altamente corrosivos.
- ✓ La profundidad de colocación de la bomba está supeditada al nivel del fluido, al contenido de gas, al ángulo de inclinación y al grado de arenamiento que existe en el pozo. En el caso en que el intervalo productor aporte una cantidad considerable de arena, la bomba puede ser colocada 50 m (164 pie) por arriba de éste. Por otro lado, si la formación no aporta arena, pero su contenido de gas es alto, se propone que la bomba se coloque a 15 m (49 pie) por debajo del intervalo productor. En el peor de los casos, cuando se da una combinación de los dos fenómenos se sugiere hacer uso de un separador de gas de fondo. Estas recomendaciones aumentarán la eficiencia de desplazamiento de líquido y evitarán los taponamientos de arena.

Con todas estas herramientas el ingeniero de producción puede controlar, definir y diagnosticar fallas, optimizando el sistema de BM con el fin de obtener la mejor recuperación de hidrocarburos y mantener la producción de aceite de manera rentable. El BM sigue siendo el sistema con mayor implementación debido a su eficiencia flexible al ser aplicada en zonas remotas, acoplarse a las características del yacimiento de forma rentable en operación y mantenimiento además por el amplio campo de mejora que tiene tanto en tecnología como en ingeniería.

Hoja de datos de la API RP-11L

DESIGN CALCULATIONS
for
CONVENTIONAL SUCKER ROD PUMPING SYSTEMS

Refer to API RP 11L for the explanation of this form and the necessary tables and figures required for this calculation.

Company _____ Well Name _____ Date _____
 Field _____ County _____ State _____
 Required pump displacement, PD _____ bbls./day Maximum allowable rod stress _____ psi
 Fluid level, D = _____ ft. Pumping speed, N = _____ SPM Plunger diameter, D_p = _____ in.
 Pump depth, L = _____ ft. Length of stroke, S = _____ in. Spec. grav. of fluid, G = _____
 Tubing size _____ in. Is it anchored? Yes, No Sucker rods _____

Record factors

1. W_r = _____ lb/ft
 2. E_r = _____
 3. F_c = _____
 4. E_t = _____

Calculate non-dimensional variables:

5. F_o = .340 × G × D_p² × D = .340 × _____ × _____ × _____ = _____ lbs.
 6. 1/k_r = E_r × L = _____ × _____ = _____ in/lb.
 7. Sk_r = S ÷ 1/k_r = _____ ÷ _____ = _____ lbs.
 8. F_o/Sk_r = _____ ÷ _____ = _____
 9. N/N_o = NL ÷ 245,000 = _____ × _____ ÷ 245,000 = _____
 10. N/N_o' = N/N_o ÷ F_c = _____ ÷ _____ = _____
 11. 1/k_t = E_t × L = _____ × _____ = _____ in/lb.

Solve for S_p and PD:

12. S_p/S = _____
 13. S_p = [(S_p/S) × S] - [F_o × 1/k_t] = [_____ × _____] - [_____ × _____] = _____ in.
 14. PD = 0.1166 × S_p × N × D_p² = 0.1166 × _____ × _____ × _____ = _____ barrels per day

If calculated pump displacement is unsatisfactory make appropriate adjustments in assumed data and repeat steps 1 through 14.

Determine non-dimensional parameters:

15. W = W_r × L = _____ × _____ = _____ lbs.
 16. W_r = W/[1 - (.128G)] = _____ [1 - (.128 × _____)] = _____ lbs.
 17. W_r/Sk_r = _____ ÷ _____ = _____

Record non-dimensional factors

18. F₁/Sk_r = _____
 19. F₂/Sk_r = _____
 20. 2T/S²k_r = _____
 21. F₃/Sk_r = _____
 22. T_a = _____

Solve for operating characteristics:

23. PPRL = W_r + [(F₁/Sk_r) × Sk_r] = _____ + [_____ × _____] = _____ lbs.
 24. MPRL = W_r - [(F₂/Sk_r) × Sk_r] = _____ - [_____ × _____] = _____ lbs.
 25. PT = (2T/S²k_r) × Sk_r × S/2 × T_a = _____ × _____ × _____ × _____ = _____ in.-lbs.
 26. PRHP = (F₃/Sk_r) × Sk_r × S × N × 2.53 × 10⁻⁶ = _____ × _____ × _____ × _____ × 2.53 × 10⁻⁶ = _____
 27. CBE = 1.06 (W_r + ½ F_o) = 1.06 × (_____ + _____) = _____ lbs.

Remarks _____



Tabla A.1

N° de varilla	Diámetro del embolo [in], D	Peso de la varilla [lb/ft], W _r	Constante de elasticidad de la varilla [in/lb-ft] E _r	Factor de frecuencia F _c	% DE SARTA DE VARILLAS DE CADA TAMAÑO					
					1 1/8	1	7/8	3/4	5/8	1/2
44	All	0.726	1.990E-06	1.000	-	-	-	-	-	100.0
54	1.06	0.908	1.668E-06	1.138	-	-	-	-	44.6	55.4
54	1.25	0.908	1.633E-06	1.140	-	-	-	-	49.5	50.5
54	1.50	0.957	1.584E-06	1.137	-	-	-	-	56.4	43.6
54	1.75	0.99	1.525E-03	1.122	-	-	-	-	64.6	35.4
54	2.00	1.027	1.460E-06	1.095	-	-	-	-	73.7	26.3
54	2.25	1.067	1.391E-06	1.061	-	-	-	-	83.4	16.6
54	2.50	1.108	1.318E-06	1.023	-	-	-	-	93.5	6.5
55	All	1.135	1.270E-06	1.000	-	-	-	-	100.0	-
64	1.06	1.164	1.382E-06	1.229	-	-	-	33.3	33.1	33.5
64	1.25	1.211	1.319E-06	1.215	-	-	-	37.2	35.9	26.9
64	1.50	1.275	1.232E-06	1.184	-	-	-	42.3	40.4	17.3
64	1.75	1.341	1.141E-06	1.145	-	-	-	47.4	45.2	7.4
65	1.06	1.307	1.138E-06	1.098	-	-	-	34.4	65.6	-
65	1.25	1.321	1.127E-06	1.104	-	-	-	37.3	62.7	-
65	1.50	1.343	1.110E-06	1.110	-	-	-	41.8	58.2	-
65	1.75	1.369	1.090E-06	1.114	-	-	-	46.9	53.1	-
65	2.00	1.394	1.070E-06	1.114	-	-	-	52	48	-
65	2.25	1.426	1.045E-06	1.110	-	-	-	58.4	41.6	-
65	2.50	1.46	1.018E-06	1.099	-	-	-	65.2	34.8	-
65	2.75	1.497	9.900E-07	1.082	-	-	-	72.5	27.5	-
65	3.25	1.574	9.300E-07	1.037	-	-	-	88.1	11.9	-
66	All	1.634	8.830E-07	1.000	-	-	-	100	-	-
75	1.06	1.566	9.970E-07	1.191	-	-	27	27.4	45.6	-
75	1.25	1.604	9.730E-07	1.193	-	-	29.4	29.8	40.8	-
75	1.50	1.664	9.350E-07	1.189	-	-	33.3	33.3	33.3	-
75	1.75	1.732	8.920E-07	1.174	-	-	37.8	37	25.1	-
75	2.00	1.803	8.470E-07	1.151	-	-	42.4	41.3	16.3	-
75	2.25	1.875	8.010E-07	1.121	-	-	46.9	45.8	7.2	-
76	1.06	11.8	8.160E-07	1.072	-	-	28.5	71.5	-	-
76	1.25	1.814	8.120E-07	1.077	-	-	30.6	69.4	-	-
76	1.50	1.833	8.040E-07	1.082	-	-	33.8	66.2	-	-
76	1.75	1.855	7.950E-07	1.088	-	-	37.5	62.5	-	-
76	2.00	1.88	7.850E-07	1.093	-	-	41.7	58.3	-	-
76	2.25	1.908	7.740E-07	1.096	-	-	46.5	23.5	-	-
76	2.50	1.934	7.640E-07	1.097	-	-	50.8	49.2	-	-



N° de varilla	Diámetro del embolo [in], D	Peso de la varilla [lb/ft], W _r	Constante de elasticidad de la varilla [in/lb-ft] E _r	Factor de frecuencia F _c	% DE SARTA DE VARILLAS DE CADA TAMAÑO					
					1 1/8	1	7/8	3/4	5/8	1/2
76	2.75	1.967	7.510E-07	1.094	-	-	56.5	43.5	-	-
76	3.25	2.039	7.220E-07	1.078	-	-	68.7	31.3	-	-
76	3.75	2.119	6.900E-07	1.047	-	-	82.3	17.7	-	-
77	All	2.224	6.490E-07	1.000	-	-	100	-	-	-
85	1.06	1.883	8.730E-07	1.261	-	22.2	22.4	22.4	33	-
85	1.25	1.943	8.40E-07	1.253	-	23.9	24.2	24.3	27.6	-
85	1.50	2.039	7.91E-07	1.232	-	26.7	27.4	26.8	19.2	-
85	1.75	2.138	7.38E-07	1.201	-	29.6	30.4	29.5	10.5	-
86	1.06	2.058	7.42E-07	1.151	-	22.6	23.0	54.3	-	-
86	1.25	2.087	7.32E-07	1.156	-	24.3	24.5	51.2	-	-
86	1.50	2.133	7.17E-07	1.162	-	26.8	27.0	46.3	-	-
86	1.75	2.185	6.99E-07	1.164	-	29.4	30.0	40.6	-	-
86	2.00	2.247	6.79E-07	1.161	-	32.8	33.2	33.9	-	-
86	2.25	2.315	6.56E-07	1.153	-	36.9	36.0	27.1	-	-
86	2.50	2.385	6.33E-07	1.138	-	40.6	39.7	19.7	-	-
86	2.75	2.455	6.10E-07	1.119	-	44.5	43.3	12.2	-	-
87	1.06	2.39	6.12E-07	1.055	-	24.3	75.7	-	-	-
87	1.25	2.399	6.10E-07	1.058	-	25.7	74.3	-	-	-
87	1.50	2.413	6.07E-07	1.062	-	27.7	72.3	-	-	-
87	1.75	2.43	6.03E-07	1.066	-	30.3	69.7	-	-	-
87	2.00	2.45	5.98E-07	1.071	-	33.2	66.8	-	-	-
87	2.25	2.472	5.94E-07	1.075	-	36.4	63.6	-	-	-
87	2.50	2.496	5.88E-07	1.079	-	39.9	60.1	-	-	-
87	2.75	2.523	5.82E-07	1.082	-	43.9	56.1	-	-	-
87	3.25	2.575	5.70E-07	1.084	-	51.6	48.4	-	-	-
87	3.75	2.641	5.56E-07	1.078	-	61.2	38.8	-	-	-
87	4.75	2.793	5.22E-07	1.038	-	83.6	16.4	-	-	-
88	All	2.904	4.97E-07	1.000	-	100.0	-	-	-	-
96	1.06	2.382	6.70E-07	1.222	19.1	19.2	19.5	42.3	-	-
96	1.25	2.435	6.55E-07	1.224	20.5	20.5	20.7	38.3	-	-
96	1.50	2.511	6.33E-07	1.223	22.4	22.5	22.8	32.3	-	-
96	1.75	2.607	6.06E-07	1.213	24.8	25.1	25.1	25.1	-	-
96	2.00	2.703	5.78E-07	1.196	27.1	27.9	27.4	17.6	-	-
96	2.25	2.806	5.49E-07	1.172	29.6	30.7	29.8	9.8	-	-
97	1.06	2.645	5.68E-07	1.120	19.6	20.0	60.3	-	-	-
97	1.25	2.67	5.63E-07	1.124	20.8	21.2	58.0	-	-	-
97	1.50	2.707	5.56E-07	1.131	22.5	23.0	54.5	-	-	-



N° de varilla	Diámetro del embolo [in], D	Peso de la varilla [lb/ft], W _r	Constante de elasticidad de la varilla [in/lb-ft] E _r	Factor de frecuencia F _c	% DE SARTA DE VARILLAS DE CADA TAMAÑO					
					1 1/8	1	7/8	3/4	5/8	1/2
97	1.75	2.751	5.48E-07	1.137	24.5	25.0	50.4	-	-	-
97	2.00	2.801	5.38E-07	1.141	26.8	27.4	45.7	-	-	-
97	2.25	2.856	5.28E-07	1.143	29.4	30.2	40.4	-	-	-
97	2.50	2.921	5.15E-07	1.141	32.5	33.1	34.4	-	-	-
97	2.75	2.989	5.03E-07	1.135	36.1	35.3	28.6	-	-	-
97	3.25	3.132	4.75E-07	1.111	42.9	41.9	15.2	-	-	-
98	1.06	3.068	4.75E-07	1.043	21.2	78.8	-	-	-	-
98	1.25	3.076	4.74E-07	1.045	22.2	77.8	-	-	-	-
98	1.50	3.089	4.72E-07	1.048	23.8	76.2	-	-	-	-
98	1.75	3.103	4.70E-07	1.051	25.7	74.3	-	-	-	-
98	2.00	3.118	4.68E-07	1.055	27.7	72.3	-	-	-	-
98	2.25	3.137	4.65E-07	1.058	30.1	69.9	-	-	-	-
98	2.50	3.157	4.63E-07	1.062	32.7	67.3	-	-	-	-
98	2.75	3.18	4.60E-07	1.066	35.6	64.4	-	-	-	-
98	3.25	3.231	4.53E-07	1.071	42.2	57.8	-	-	-	-
98	3.75	3.289	4.45E-07	1.074	49.7	50.3	-	-	-	-
98	4.75	3.412	4.28E-07	1.064	65.7	34.3	-	-	-	-
99	All	3.676	3.93E-07	1.000	100.0	-	-	-	-	-
107	1.06	2.977	5.24E-07	1.184	16.9	16.8	17.1	49.1	-	-
107	1.25	3.019	5.17E-07	1.189	17.9	17.8	18.0	46.3	-	-
107	1.50	3.085	5.06E-07	1.195	19.4	19.2	19.5	41.9	-	-
107	1.75	3.158	4.94E-07	1.197	21.0	21.0	21.2	36.9	-	-
107	2.00	3.238	4.80E-07	1.195	22.7	22.8	23.1	31.4	-	-
107	2.25	3.336	4.64E-07	1.187	25.0	25.0	25.0	25.0	-	-
107	2.50	3.435	4.47E-07	1.174	26.9	27.7	27.1	18.2	-	-
107	2.75	3.537	4.30E-07	1.156	29.1	30.2	29.3	11.3	-	-
108	1.06	3.325	4.47E-07	1.097	17.3	17.8	64.9	-	-	-
108	1.25	3.345	4.45E-07	1.101	18.1	18.6	63.2	-	-	-
108	1.50	3.376	4.41E-07	1.106	19.4	19.9	60.7	-	-	-
108	1.75	3.411	4.37E-07	1.111	20.9	21.4	57.7	-	-	-
108	2.00	3.452	4.32E-07	1.117	22.6	23.0	54.3	-	-	-
108	2.25	3.498	4.27E-07	1.121	24.5	25.0	50.5	-	-	-
108	2.50	3.548	4.21E-07	1.124	26.5	27.2	46.3	-	-	-
108	2.75	3.603	4.15E-07	1.126	28.7	29.6	41.6	-	-	-
108	3.25	3.731	4.00E-07	1.123	34.6	33.9	31.6	-	-	-
108	3.75	3.873	3.83E-07	1.108	40.6	39.5	19.9	-	-	-
109	1.06	3.839	3.78E-07	1.035	18.9	81.1	-	-	-	-

N° de varilla	Diámetro del embolo [in], D	Peso de la varilla [lb/ft], W.	Constante de elasticidad de la varilla [in/lb-ft] Er	Factor de frecuencia Fc	% DE SARTA DE VARILLAS DE CADA TAMAÑO					
					1 1/8	1	7/8	3/4	5/8	1/2
109	1.25	3.845	3.78E-07	1.036	19.6	80.4	-	-	-	-
109	1.50	3.855	3.77E-07	1.038	20.7	79.3	-	-	-	-
109	1.75	3.867	3.76E-07	1.040	22.1	77.9	-	-	-	-
109	2.00	3.88	3.75E-07	1.043	23.7	76.3	-	-	-	-
109	2.25	3.896	3.74E-07	1.046	25.4	74.6	-	-	-	-
109	2.50	3.911	3.72E-07	1.048	27.2	72.8	-	-	-	-
109	2.75	3.93	3.71E-07	1.051	29.4	70.6	-	-	-	-
109	3.25	3.971	3.67E-07	1.057	34.2	65.8	-	-	-	-
109	3.75	4.02	3.63E-07	1.063	39.9	60.1	-	-	-	-
109	4.75	4.12	3.54E-07	1.066	51.5	48.5	-	-	-	-
110	All	4.538	3.18E-07	1.000	100.0	-	-	-	-	-

Tabla A.2 Datos del émbolo

Diámetro del pistón [in]	Área del pistón [in ²]	Constante de la bomba [bpd/in/spm]
1 1/16	0.887	0.1316
1 1/4	1.227	0.1821
1 1/2	1.767	0.2622
1 5/8	2.074	0.3078
1 3/4	2.405	0.3569
1 25/32	2.490	0.3699
2	3.142	0.4662
2 1/4	3.976	0.5901
2 1/2	4.909	0.7285
2 3/4	5.940	0.8814
3 1/4	8.296	1.2310
3 3/4	11.045	1.6390
4 3/4	17.721	2.6297

Tabla A.3

Unidades API tamaño 40 con 34 [pg] de carrera				
Profundidad de la bomba [ft]	Diámetro del émbolo [in]	Diámetro de la TP [in]	Diámetro de las varillas [in]	Velocidad de bombeo [SPM]
1,000 – 1,100	2 3/4	3	7/8	24 – 19
1,100 – 1,250	2 1/2	3	7/8	24 – 19
1,250 – 1,650	2 1/4	2 1/2	3/4	24 – 19
1,650 – 1,900	2	2 1/2	3/4	24 – 19
1,900 – 2,150	1 3/4	2 1/2	3/4	24 – 19
2,150 – 3,000	1 1/2	2	5/8 – 3/4	24 – 19
3,000 – 3,700	1 1/4	2	5/8 – 3/4	22 – 18
3,700 – 4,000	1	2	5/8 – 3/4	21 – 18
Unidades API tamaño 57 con 42 [pg] de carrera				
Profundidad de la bomba [ft]	Diámetro del émbolo [in]	Diámetro de la TP [in]	Diámetro de las varillas [in]	Velocidad de bombeo [SPM]
1,150 – 1,300	2 3/4	3	7/8	24 – 19
1,300 – 1,450	2 1/2	3	7/8	24 – 19
1,450 – 1,850	2 1/4	2 1/2	3/4	24 – 19
1,850 – 2,200	2	2 1/2	3/4	24 – 19
2,200 – 2,500	1 3/4	2 1/2	3/4	24 – 19
2,500 – 3,400	1 1/2	2	5/8 – 3/4	24 – 19
3,400 – 4,200	1 1/4	2	5/8 – 3/4	22 – 18
4,200 – 5,000	1	2	5/8 – 3/4	21 – 18
Unidades API tamaño 80 con 48 [pg] de carrera				
Profundidad de la bomba [ft]	Diámetro del émbolo [in]	Diámetro de la TP [in]	Diámetro de las varillas [in]	Velocidad de bombeo [SPM]
1,400 – 1,550	2 3/4	3	7/8	24 – 19
1,550 – 1,700	2 1/2	3	7/8	24 – 19
1,700 – 2,200	2 1/4	2 1/2	3/4	24 – 19
2,200 – 2,600	2	2 1/2	3/4	24 – 19
2,600 – 3,000	1 3/4	2 1/2	3/4	24 – 19
3,000 – 4,100	1 1/2	2	5/8 – 3/4	24 – 19
4,100 – 5,000	1 1/4	2	5/8 – 3/4	22 – 18
5,000 – 6,000	1	2	5/8 – 3/4	21 – 18
Unidades API tamaño 114 con 54 [pg] de carrera				
Profundidad de la bomba [ft]	Diámetro del émbolo [in]	Diámetro de la TP [in]	Diámetro de las varillas [in]	Velocidad de bombeo [SPM]
1,700 – 1,900	2 3/4	3	7/8	24 – 19
1,900 – 2,100	2 1/2	3	7/8	24 – 19
2,100 – 2,700	2 1/4	2 1/2	3/4	24 – 19
2,700 – 3,300	2	2 1/2	3/4	24 – 19
3,300 – 3,900	1 3/4	2 1/2	3/4	24 – 19

3,900 – 5,100	1 1/2	2	5/8 – 3/4	24 – 19
5,100 – 6,300	1 1/4	2	5/8 – 3/4	22 – 18
6,300 – 7,000	1	2	5/8 – 3/4	21 – 18
Unidades API tamaño 160 con 64 [pg] de carrera				
Profundidad de la bomba [ft]	Diámetro del émbolo [in]	Diámetro de la TP [in]	Diámetro de las varillas [in]	Velocidad de bombeo [SPM]
2,000 – 2,200	2 3/4	3	7/8	24 – 19
2,200 – 2,400	2 1/2	3	7/8	24 – 19
2,400 – 3,000	2 1/4	2 1/2	3/4	24 – 19
3,000 – 3,600	2	2 1/2	3/4	24 – 19
3,600 – 4,200	1 3/4	2 1/2	3/4	24 – 19
4,200 – 5,400	1 1/2	2	5/8 – 3/4	24 – 19
5,400 – 6,700	1 1/4	2	5/8 – 3/4	22 – 18
6,700 – 7,750	1	2	5/8 – 3/4	21 – 18
Unidades API tamaño 228 con 74 [pg] de carrera				
Profundidad de la bomba [ft]	Diámetro del émbolo [in]	Diámetro de la TP [in]	Diámetro de las varillas [in]	Velocidad de bombeo [SPM]
2,400 – 2,600	2 3/4	3	7/8	24 – 19
2,600 – 3,000	2 1/2	3	7/8	24 – 19
3,000 – 3,700	2 1/4	2 1/2	3/4	24 – 19
3,700 – 4,500	2	2 1/2	3/4	24 – 19
4,500 – 5,200	1 3/4	2 1/2	3/4	24 – 19
5,200 – 6,800	1 1/2	2	5/8 – 3/4	24 – 19
6,800 – 8,000	1 1/4	2	5/8 – 3/4	22 – 18
8,000 – 8,500	1	2	5/8 – 3/4	21 – 18
Unidades API tamaño 320 con 84 [pg] de carrera				
Profundidad de la bomba [ft]	Diámetro del émbolo [in]	Diámetro de la TP [in]	Diámetro de las varillas [in]	Velocidad de bombeo [SPM]
2,800 – 3,200	2 3/4	3	7/8	24 – 19
3,200 – 3,600	2 1/2	3	7/8	24 – 19
3,600 – 4,100	2 1/4	2 1/2	3/4	24 – 19
4,100 – 4,800	2	2 1/2	3/4	24 – 19
4,800 – 5,600	1 3/4	2 1/2	3/4	24 – 19
5,600 – 6,700	1 1/2	2	5/8 – 3/4	24 – 19
6,700 – 8,000	1 1/4	2	5/8 – 3/4	22 – 18
8,000 – 9,500	1	2	5/8 – 3/4	21 – 18
Unidades API tamaño 640 con 144 [pg] de carrera				
Profundidad de la bomba [ft]	Diámetro del émbolo [in]	Diámetro de la TP [in]	Diámetro de las varillas [in]	Velocidad de bombeo [SPM]
3,200 – 3,500	2 3/4	3	7/8	24 – 19
3,500 – 4,000	2 1/2	3	7/8	24 – 19
4,000 – 4,700	2 1/4	2 1/2	3/4	24 – 19

4,700 – 5,700	2	2 1/2	3/4	24 – 19
5,700 – 6,600	1 3/4	2 1/2	3/4	24 – 19
6,600 – 8,000	1 1/2	2	5/8 – 3/4	24 – 19
8,000 – 9,600	1 1/4	2	5/8 – 3/4	22 – 18
9,600 – 11,000	1	2	5/8 – 3/4	21 – 18

Tabla A.4

Diámetro de la sarta de varillas [in]	Valores de R
5/8 – 3/4	$R_1 = 0.759 - 0.0896 \cdot A_p$ $R_2 = 0.241 + 0.0896 \cdot A_p$
3/4 – 7/8	$R_1 = 0.786 - 0.0566 \cdot A_p$ $R_2 = 0.214 + 0.0566 \cdot A_p$
7/8 – 1	$R_1 = 0.814 - 0.0375 \cdot A_p$ $R_2 = 0.186 + 0.0375 \cdot A_p$
5/8 – 3/4 – 7/8	$R_1 = 0.627 - 0.1393 \cdot A_p$ $R_2 = 0.199 + 0.0737 \cdot A_p$ $R_3 = 0.175 + 0.0655 \cdot A_p$
3/4 – 7/8 – 1	$R_1 = 0.664 - 0.0894 \cdot A_p$ $R_2 = 0.181 + 0.0478 \cdot A_p$ $R_3 = 0.155 + 0.0416 \cdot A_p$
3/4 – 7/8 – 1 – 1 1/8	$R_1 = 0.582 - 0.1110 \cdot A_p$ $R_2 = 0.158 + 0.0421 \cdot A_p$ $R_3 = 0.137 + 0.0364 \cdot A_p$ $R_4 = 0.123 + 0.0325 \cdot A_p$

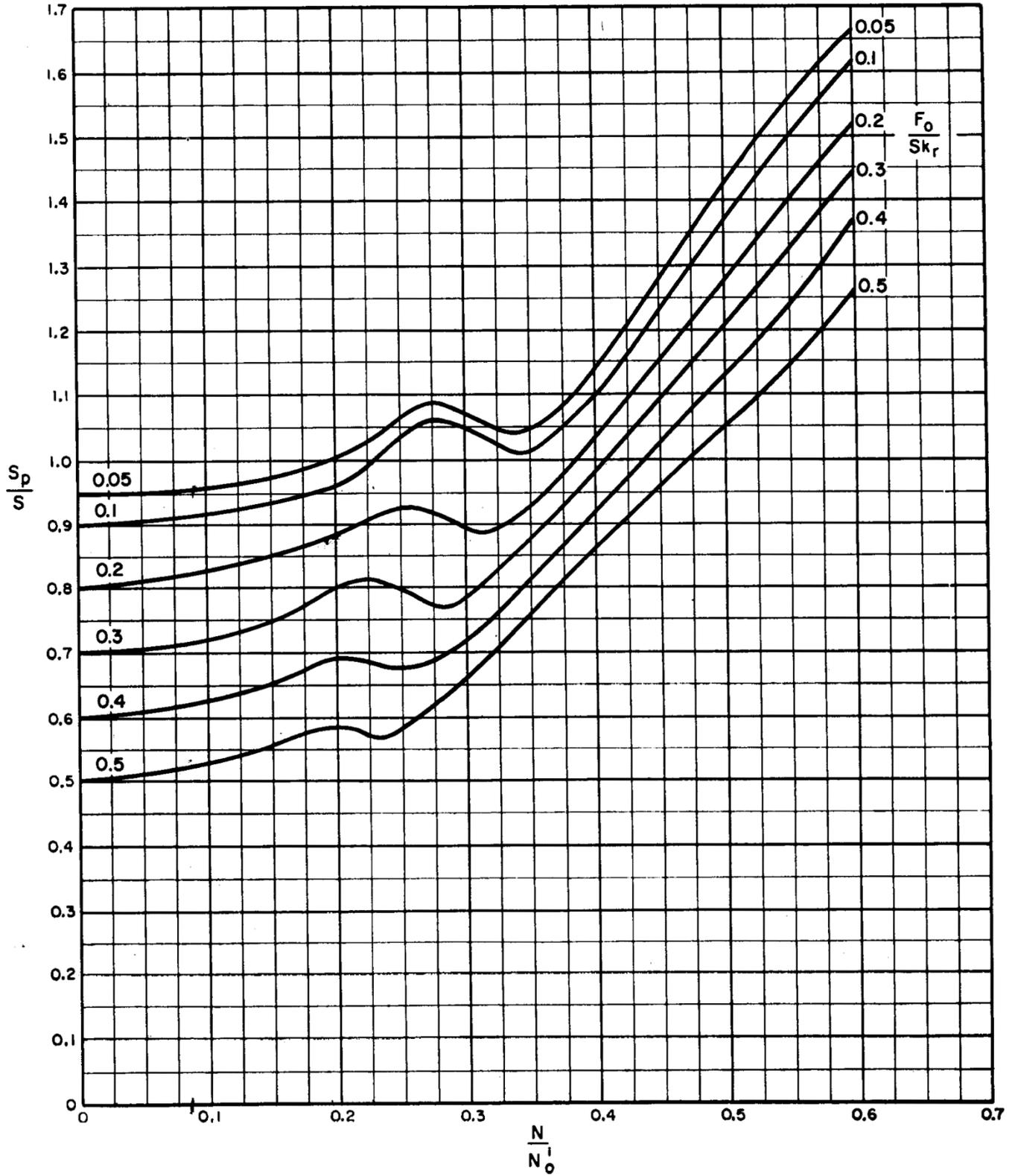


Figura A.1 $\frac{S_p}{S}$ Factor de la carrera del embolo

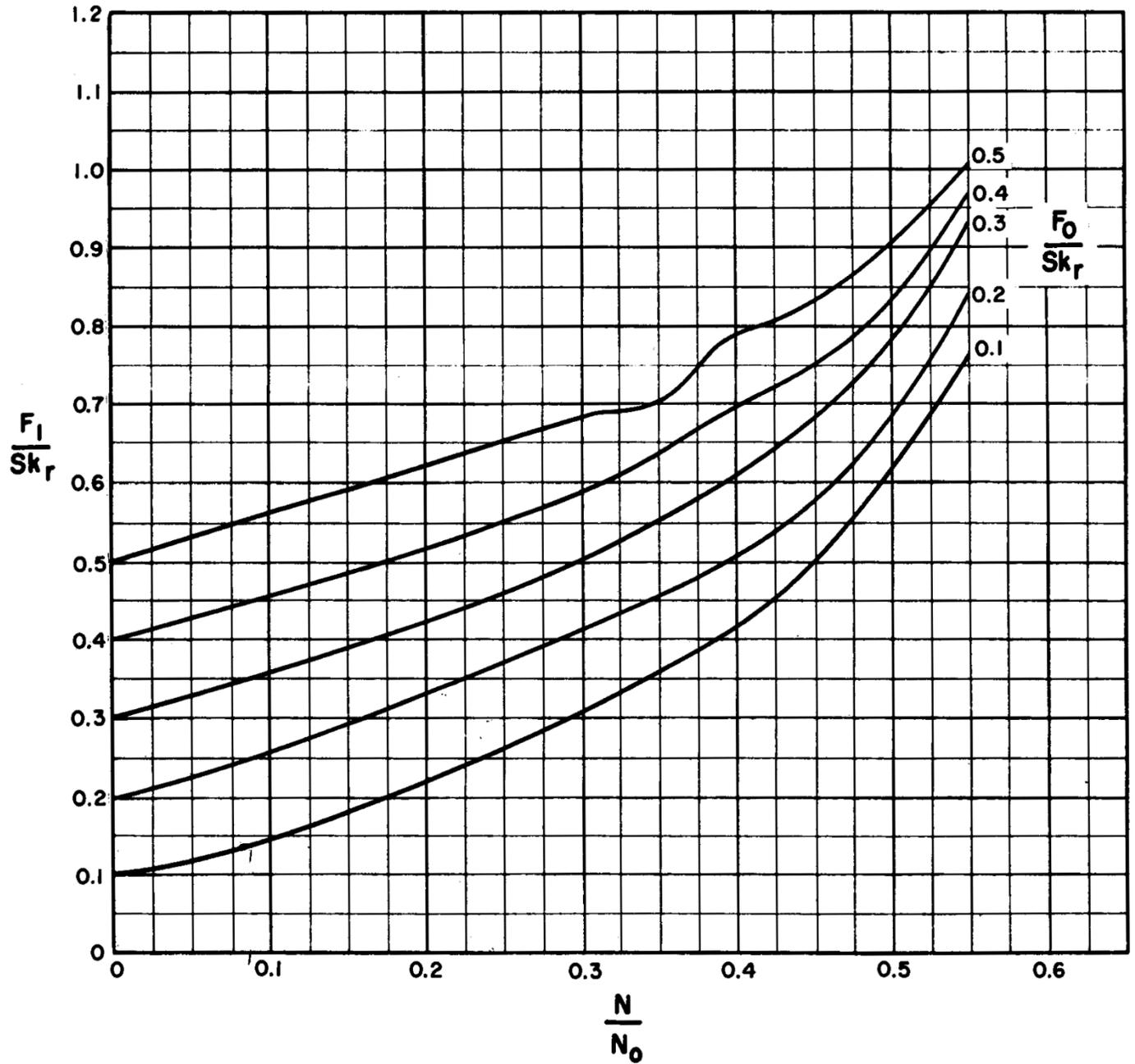


Figura A.2 $\frac{F_1}{Sk_r}$ Carga pico de la varilla pulida

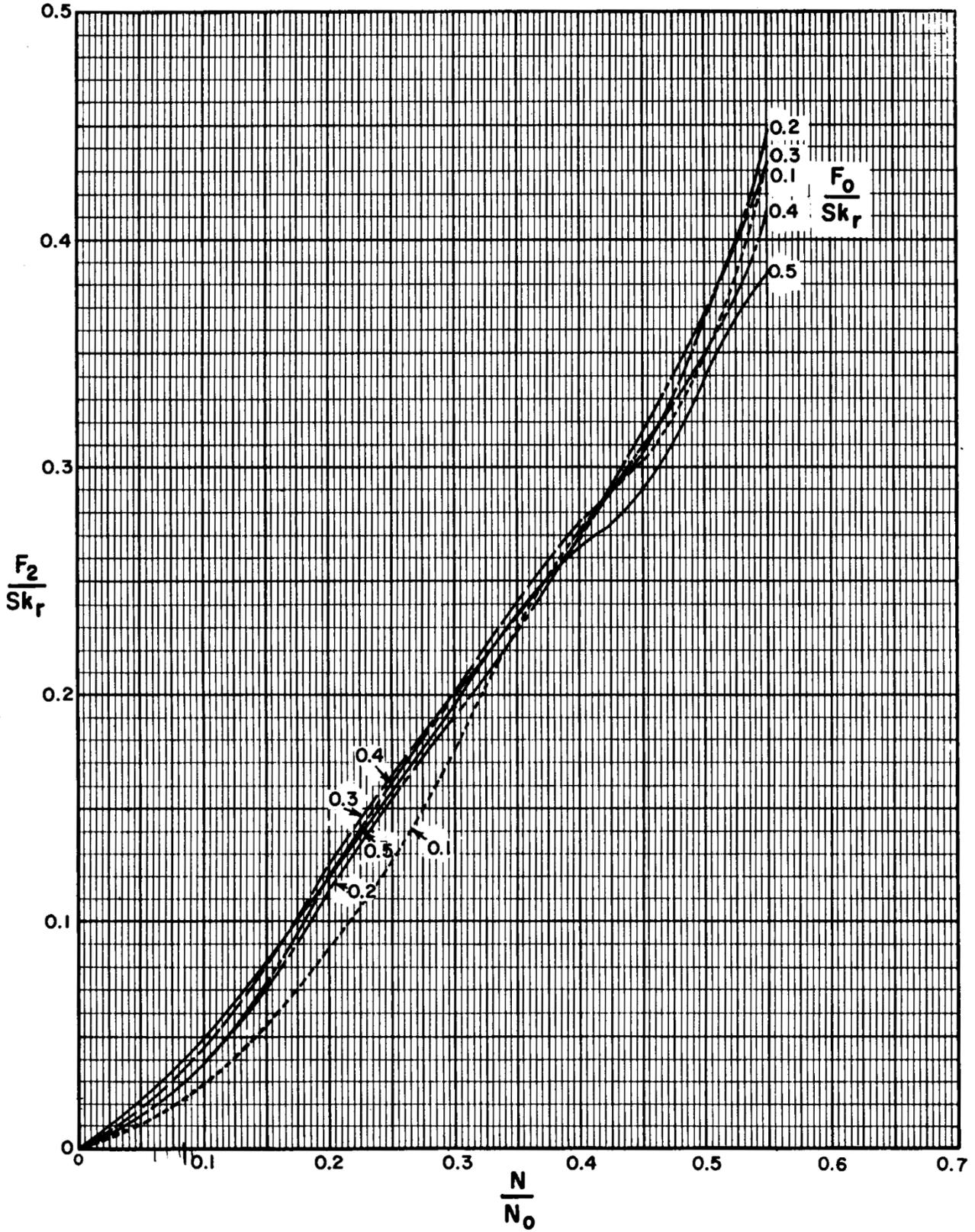


Figura A.3 $\frac{F_2}{Sk_r}$ Carga pico de la varilla pulida



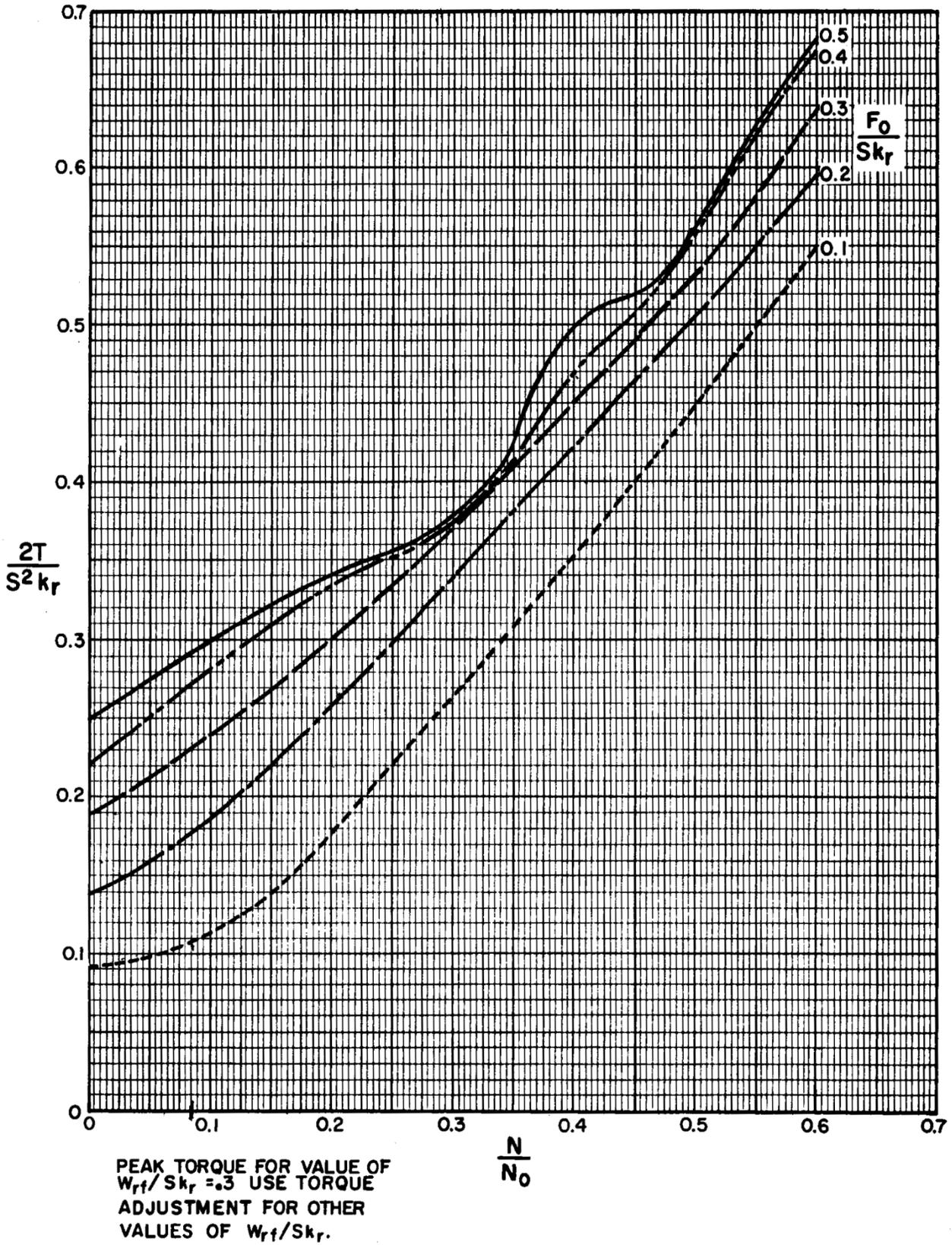


Figura A.4 $\frac{2T}{S^2 K_r}$ Torsión pico



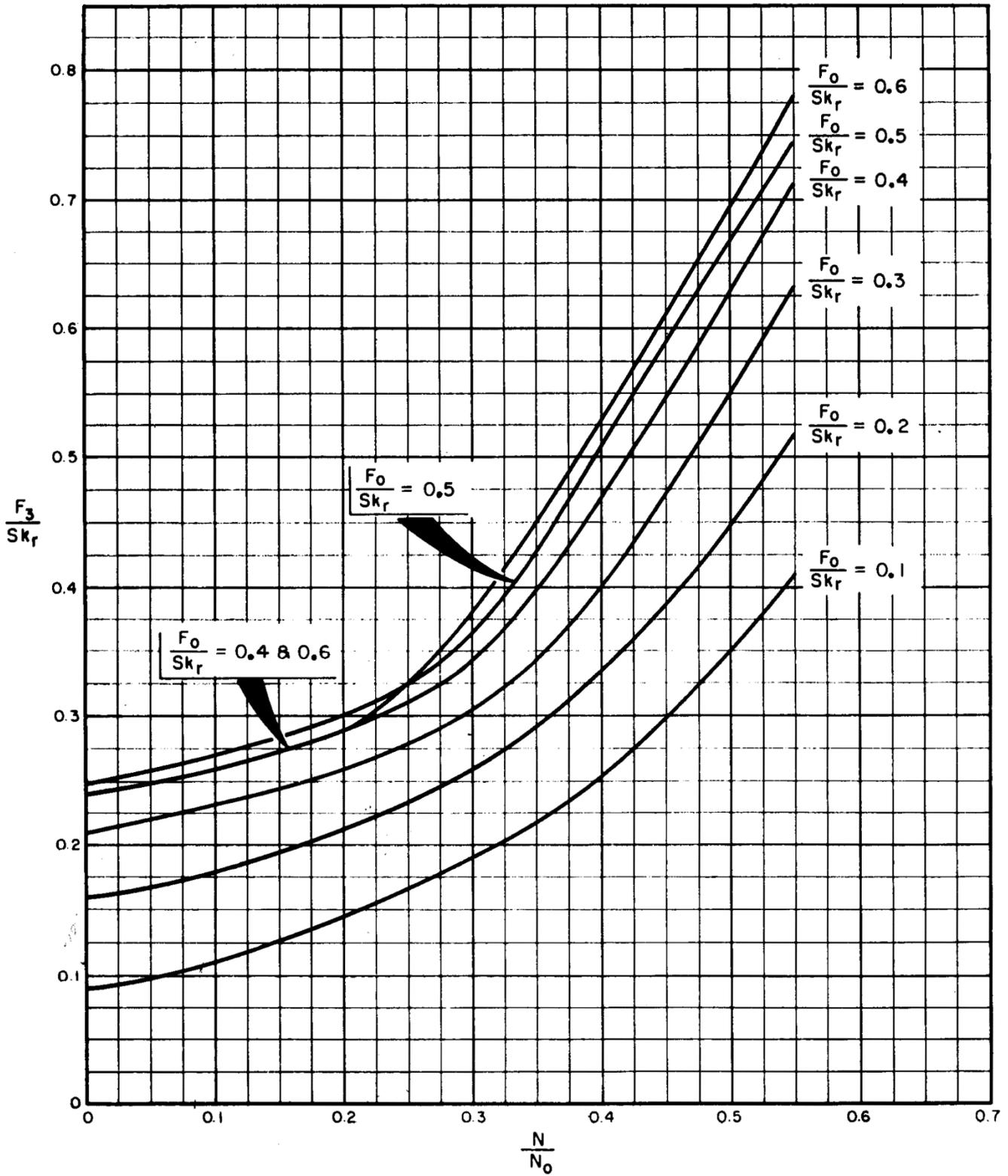


Figura A.5 $\frac{F_3}{Sk_r}$ Potencia de la varilla pulida

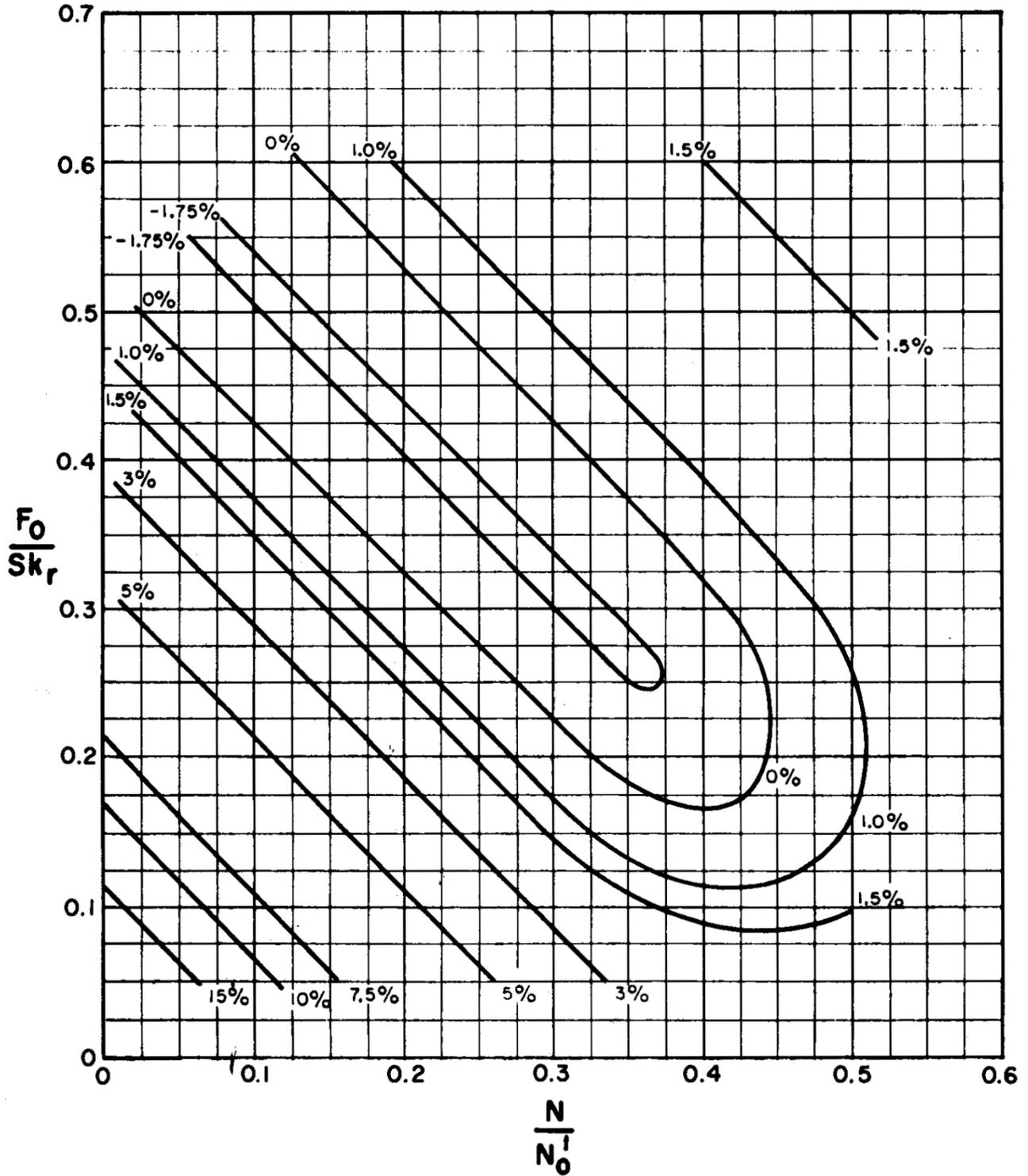


Figura A.6 T_a Ajuste de la torsión pico

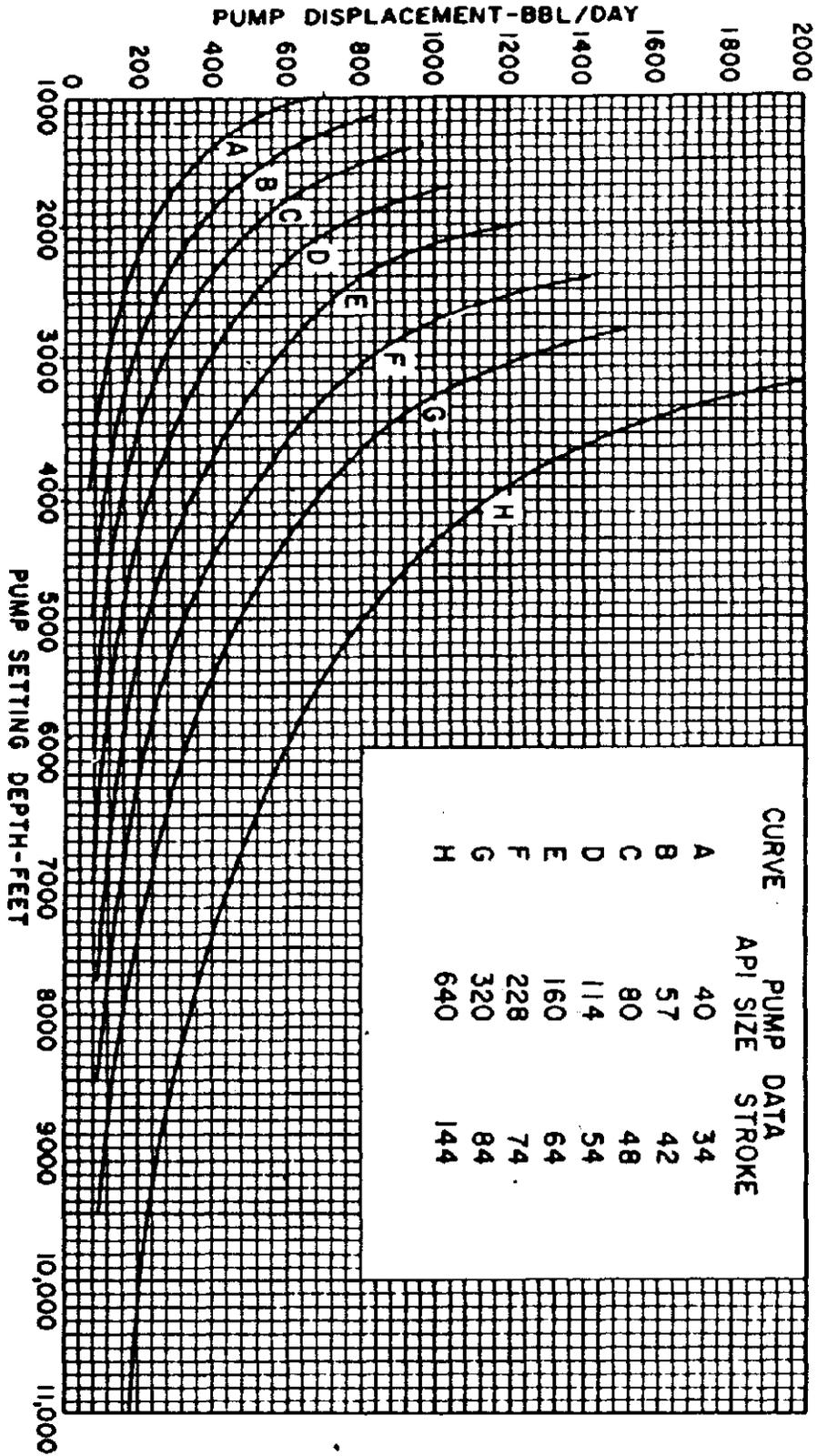


Figura A.7 Desplazamiento teórico de la bomba

INDUCCIÓN DE UN POZO DESPUES DE SU INTERVENCIÓN

La operación de inducción mecánica se realiza a pozos fluentes con baja presión, intermitentes, con producción de agua y sistemas artificial de bombeo continuo. Con la finalidad de reducir la presión hidrostática del pozo y/o eliminar las obstrucciones para mejorar las condiciones del flujo prolongando la etapa fluvente de los pozos que producen de forma natural pero que han declinado su producción paulatinamente. Los detalles de la operación se relacionan con las condiciones del pozo y su aporte. Es una técnica que consiste en levantar una columna de fluido (petróleo, agua,) a través del interior de la tubería de producción (tubing) o tubería de revestimiento (casing), una profundidad determinada hasta superficie, utilizando un cable de acero enrollado a un tambor de servicios de pozos, y un conjunto de copas y cada vez que se efectúa este servicio de inducción mecánica se tiene la responsabilidad de retribuir la inversión en el más breve plazo y estos se logra con el conocimiento exacto de los parámetros que intervienen en la realización de esta operación de inducción mecánica.

Procedimiento para inducción de un pozo con Unidad BM

1. El personal de T.R.P., debe entregar el pozo con bomba debidamente probada a 30 kg/cm² y en seno de diésel o agua.
2. El personal de T.R.P., debe dejar recuperado el peso de la sarta de varillas y con un espaciamento en la bomba de 5" a 10".
3. El personal de T.R.P., debe entregar el área limpia y despejada del pozo.
4. La sección de mantenimiento cuadrillas, debe dejar conectado el pozo con sus conexiones definitivas a la batería, debidamente probadas y cerciorarse de que los checks estén bien colocados, (que no estén al revés).
5. La sección de mantenimiento (BIMBAS), debe instalar la UBM en condiciones óptimas de operación, de acuerdo con el diseño.
6. Analizar el estado mecánico del pozo.
7. Verificar que la batería de separación donde llega el pozo, este abierta la válvula de producción general.
8. Verificar que la T.R. del lado libre del pozo esté cerrada, al igual que la válvula 1/2" de las conexiones superficiales.
9. Abrir la válvula de flote, T.P. y T.R. lado by-pass.
10. Verificar que estén abiertos los RAMS del preventor y del estopero preventor (si están cerrados, abrirlos) utilizando una llave perica #12.

Inducción del pozo

1. Colocar UBM en punto muerto inferior (asegurar con freno manual el paro de la unidad), verificando previamente que no esté ningún personal cerca de los contrapesos de la unidad de bombeo mecánico.
2. Colocar la grampa a la altura del elevador (darle el apriete adecuado y asegurar nuevamente UBM con el freno), utilizando una grampa de dos tornillos para la varilla de 1 1/2" y una llave de 1 5/8" estriada de cola o de golpe.
3. Hacer que la UBM cargue la sarta (si no da soltando el freno, auxiliarse con el motor a modo que levante la grampa que dejo T.R.P. de 5 a 10" del estopero preventor).
4. Aflojar y retirar la grampa que dejo T.R.P. utilizando una llave de 1 5/8" estriada de cola o de golpe.
5. Operar la UBM y probar con 2 o 3 emboladas para verificar que no haya golpe ascendente o descendente.



6. Si todos los puntos anteriores están correctos y sin anomalías, mantenimiento dará el balanceo adecuado a la UBM
7. Una vez balanceada y operando en condiciones normales la UBM, se procederá a efectuar la prueba de producción.

A

Aceite: Porción de petróleo que existe en fase líquida en yacimientos y permanece así en condiciones originales de presión y temperatura. Puede incluir pequeñas cantidades de sustancias que no son hidrocarburos.

Aceite extra-pesado: aceite crudo en fracciones relativamente altas de componentes pesados, alta densidad específica y alta viscosidad, a condiciones de yacimientos.

Activo: División interna de Pemex Exploración y Producción dirigida por un subdirector regional, cuyo objetivo es el de explorar y producir petróleo crudo y gas natural.

America Petroleum Institute (API): organización norteamericana petrolera, comercial fundada en 1920 que fija las normas que deben satisfacer los equipos de perforación y producción; es reconocida como las más importantes en esta labor. Tiene departamentos de transportación, refinación y mercados en Washington D.C. y el departamento de producción en Dallas.

Ancla: Cualquier dispositivo que asegura o fija un equipo.

API: Siglas en inglés del Instituto Americano del Petróleo. Una institución compuesta por las empresas petroleras privadas estadounidenses.

Azimuth: Es la dirección del pozo sobre el plano horizontal, medido como un ángulo en sentido de las manecillas del reloj, a partir del norte de referencia. Esta referencia puede ser el norte verdadero, el magnético o el del mapa.

B

Barriles por día: En términos de producción, es el número de barriles de aceite que produce un pozo petrolero en un período de 24 horas, normalmente se toma una cifra promedio de un período de tiempo largo.

C

Cabeceo: Flujo intermitente o inestable de un pozo. En pozos con sistemas por gas suele ocurrir por insuficiencia de gas para producir un flujo constante. Esto hace que la tubería se llene con fluido hasta que se acumula suficiente gas debajo para forzarlo a salir.

Campo: Área geográfica delimitada donde se lleva a cabo la perforación de pozos para la explotación de yacimientos petrolíferos.

Campo maduro: es aquel que ha alcanzado el pico de su producción y comienza su etapa de declinación.

Candado de gas: Es la interrupción del funcionamiento eficiente de la bomba, causado por la existencia excesiva de gas en la misma.

Carga máxima: Es la máxima carga en libras, que puede soportar la varilla pulida, compuesta por el peso de las varillas y el peso del fluido debido a la aceleración en su carrera ascendente.

Carga mínima: Es la mínima carga en libras que soporta la varilla pulida y consiste en el peso de las carillas flotando en el líquido, debido a la fuerza de gravedad y a la aceleración en su carrera descendente.

Condensados: Hidrocarburos líquidos del gas natural que se recuperan en las instalaciones de separación en los campos productores de gas asociado. Incluyen hidrocarburos líquidos recuperados de gasoductos, los cuales se forman por condensación durante el transporte del gas natural.

Cople: Unión corta de un tubo con ambos extremos roscados internamente usados para unir dos varillas o tuberías.

D

Dinamómetro: Instrumento que permite evaluar las cargas o pesos de la sarta de varillas a través del esfuerzo de la varilla pulida representado en una carta superficial y el comportamiento de la bomba en una carta de fondo.

Dog-leg: Es la curvatura total del pozo (la combinación de cambios de inclinación y dirección) entre dos estaciones de registros direccionales. Se mide en grados y es conveniente mantener valores tan bajos como sea posible.

E

Ecómetro: Es un instrumento, cuyo principio está basado en la acústica y nos permite determinar la profundidad del nivel del líquido en un pozo.

Eficiencia del sistema: Es la relación de la mínima energía requerida para obtener producción dividida entre la energía real consumida por el motor.

Elastómero: Son la base del sistema de bombeo de cavidades progresivas en el que está moldeado el perfil de doble hélice del estator. Es un elemento que puede ser estirado un mínimo de dos veces su longitud y recuperar inmediatamente su dimensión original.

Elongación: Estiramiento de las varillas.

Equipo subsuperficial: Conjunto de mecanismos que se alojan en el interior del pozo y que, al ser puestos en operación, contribuyen para que el pozo logre elevar su producción a la superficie, y continúe de esta manera con su explotación.

Equipo superficial: Conjunto de mecanismos que se instalan en la superficie del pozo con la finalidad de controlar y regular el suministro necesario de gas para poner en operación el sistema, así como para conducir y controlar la producción extraída hacia lugares de almacenamiento.

Esfuerzo de tensión: Fuerza que, al aplicarla a un objeto, lo distorsiona o lo deforma.

Espesor neto: Resulta de restar al espesor total las porciones que no tienen posibilidades de producir hidrocarburos.

Espesor total: Espesor desde la cima de la formación de interés hasta un límite vertical determinado por un nivel de agua o por un cambio de formación.

Eficiencia volumétrica: Expresa porcentualmente la comparación entre la producción real de un pozo y la producción teórica esperada por la bomba.

F

Falla: Superficie de ruptura de las capas geológicas a lo largo de la cual ha habido movimiento diferencial.

Frecuencia natural de las varillas: Es la frecuencia mediante la cual, la sarta de varillas vibrará sin fricción, y si estuviera fija en tope y libre en el fondo.

Fricción: Resistencia al movimiento creado cuando dos superficies se ponen en contacto. Cuando la fricción se presenta, el movimiento entre las superficies produce calor.

G

Golpe de fluido: Es el impacto errático del pistón de la bomba contra el fluido cuando ésta opera con un vacío parcial en el cilindro, con gas atrapado o cuando el pozo no está produciendo.

Gravedad API: Escala de medición creada por el Instituto Americano del Petróleo y utilizada para hidrocarburos basándose en su peso específico, es decir, con relación al agua (10 °API). Puede ser calculado en función a la siguiente fórmula:

$$\frac{141.5}{\text{densidad relativa}} - 131.5$$

H

Hidrocarburo: Compuesto químico constituido completamente de hidrógeno y carbono.

I

Índice de Productividad: Es una medida de la capacidad productiva de los pozos, el gasto de producción de líquidos por unidad de abatimiento de presión.

M

Movimiento recíprocante: Es el movimiento ascendente-descendente, que realizan las bombas de desplazamiento positivo, con la finalidad de bombear el fluido.

N

Niple de asentamiento: Es un acople de tubería especialmente diseñado que es internamente estrecho y permite asentar la bomba con un fuerte sello.

Nivel dinámico: Es la altura de los fluidos en el espacio anular del pozo una vez que el gasto de producción se ha estabilizado.

P

Pony Rod: Son varillas cortas de una pulgada de diámetro, existentes de 2, 4, 6 y 8 pies de longitud, que se utilizan para completar la sarta de varillas. Se conectan al final de la sarta, justo bajo la varilla pulida.

Pozo: Perforación efectuada a diversas profundidades que se realiza a través de la roca hasta llegar al yacimiento, con la finalidad de definir las condiciones geológico-estructurales de la corteza terrestre, para la explotación de los yacimientos petrolíferos.

Profundidad Medida (MD): Es la distancia medida a lo largo de la trayectoria real del pozo, desde el punto de referencia en la superficie, hasta el punto de registros direccionales.

Profundidad Vertical Verdadera (TVD): Es la distancia vertical desde el nivel de referencia en superficie, hasta un punto en la trayectoria del pozo.

S

Sarta: Longitud total de la tubería de revestimiento, producción o perforación, o varillas de succión que se corren en un pozo.

Sarta Telescopiada: Tubería de perforación, de producción o de varillas de succión, formadas por secciones de diámetros distintos: el diámetro mayor se encuentra en la parte superior y disminuyen hacia abajo.

Sumergencia: Altura de la columna de fluidos en el espacio anular cuya base es la profundidad de asentamiento de la bomba y el tope es el nivel dinámico.

Surfactante: Son moléculas que contiene un segmento liposoluble (soluble en aceite) y otro hidrosoluble (soluble en agua). La solubilidad parcial tanto en agua como en aceite permite al surfactante ocupar la interface. Son sustancias químicas que reducen la tensión superficial de los líquidos.

T

Tee de Producción: Conexión superficial que permite conectar las líneas al cabezal.

Torque: Fuerza de rotación que se aplica a un eje u otro mecanismo rotatorio para hacer que gire o tienda a hacerlo. La torsión se mide en unidades de longitud por fuerza.

V

Velocidad crítica: velocidad mínima de gas requerida en la tubería de producción para mover las gotas de líquidos (condensados y agua) en suspensión.

Y

Yacimiento: Porción de una trampa geológica que contiene hidrocarburos, la cual se comporta como un sistema intercomunicado hidráulicamente. Es la acumulación de aceite y/o gas en una roca porosa tal como arenisca. Un yacimiento petrolero normalmente contiene tres fluidos (aceite, gas y agua) que se separan en secciones distintas debido a sus gravedades variantes. El gas siendo el más ligero ocupa la parte superior del yacimiento, el aceite la parte intermedia y el agua la parte inferior.

REFERENCIAS

1. Gábor Takács, PH.D: "Sucker Rod Pumping Manual", Penn Well Corporation 1421 South Sheridan Road Tulsa, Oklahoma USA. 2003.
2. Gábor Takács, PH.D: "Gas Lift Manual", Penn Well Corporation 1421 South Sheridan Road Tulsa, Oklahoma USA. 2005.
3. Gábor Takács, PH.D: "Electrical Submersible Pumps Manual", Penn Well Corporation 1421 South Sheridan Road Tulsa, Oklahoma USA. 2009.
4. Gábor Takács, "Use of conventional dynamometer cards in the analysis of sucker-rod pumped installations", Petroleum Engineering Department University of Miskolc.
5. "Recommended Practice for Design Calculations for Sucker Rod Pumping" Systems (Conventional Units)". API Recommended Practice 11L (RP-11L). Edition 4th, 2000.
6. Partidas, Héctor, "Bombeo Mecánico: Optimización, Diagnóstico y Operación". ESP Oil International Training Group, PDVSA, Venezuela, San Tomé Edo. Anzoátegui, 2003.
7. Marcelo Hirschfeldt. OilProduction.net: "Manual de Bombeo de Cavidades Progresivas", Version 2008 V1.
8. Clegg J.D., Bucaram S.M. and Hein Jr. N.W. "Recommendations and Comparisons for Selecting Artificial Lift Methods", JPT, December 1993.
9. Kermit E. Brown, "The Technology of Artificial Lift Methods", Vol. 2a, Editorial Pennwell Publishing Company, Tulsa, Oklahoma, 1980.
10. Ing. Antonioli Mauricio. Unidades de Bombeo de Carrera Larga Mejoran la Eficiencia de la Extracción, Weatherford, Mendoza-septiembre 2006.
11. Larry W. Lake "Petroleum Engineering Handbook, Volume IV Production Operations Engineering", Society of Petroleum Engineers, U. of Texas at Austin, 2007.
12. Murtha, T.P. et. Al. 1987. "New High-Performance Field-Installed Sucker Rod Guides." SPE 16921. Dallas, Texas: 62nd Annual Technical Conference and Exhibition of SPE.
13. Hua. L, C. (2015). Sucker rod string design of the pumping systems. *Ingeniería e Investigación*, 35(2), 6-14. <https://dx.doi.org/10.15446/ing.investig.v35n2.48667>
14. "A Rod Pumping System to Reduce Lifting Costs", Howard C. Tait, SPE, Natl. Supply Co., Robert M. Hamilton, Natl. Supply Co.
15. M.I. Lucero Aranda, Felipe de Jesús "Apuntes de sistemas artificiales de producción" Facultad de Ingeniería, UNAM, Mexico, 2010.
16. PROSPER (Versión 11.5) [Software]. (2010) Edinburgh, United Kingdom: Petroleum Experts Limited.
17. ECHOMETER COMPANY, Echometer QRod 2.4. Texas, Echometer, 2003.
18. RODSTAR-D/V, Modern Design and Simulation of Rod Pumping Systems for Deviated or Vertical Wells. Theta Oilfield Services, Inc., USA, 2006.