

**ANALISIS Y DETERMINACION DEL VOLUMEN DE DESLIZAMIENTO DE
FLUIDO EN BOMBAS MECANICAS DE SUBSUELO CON PISTON
CONCENTRICO**

ARGEMIRO ANDRES MESA PIMIENTO

NOHORA ISABEL LOPEZ MANRIQUE

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE FISICOQUIMICAS
ESCUELA DE INGENIERIA DE PETROLEOS
BUCARAMANGA**

2010

**ANALISIS Y DETERMINACION DEL VOLUMEN DE DESLIZAMIENTO DE
FLUIDO EN BOMBAS MECANICAS DE SUBSUELO CON PISTON
CONCENTRICO**

ARGEMIRO ANDRES MESA PIMIENTO

NOHORA ISABEL LOPEZ MANRIQUE

**Trabajo de Grado presentado como requisito parcial para optar el título de
Ingeniero de Petróleos**

Director UIS

Ing. Fernando Calvete

Director ICP

Ing. Javier Duran Serrano

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE FISICOQUIMICAS
ESCUELA DE INGENIERIA DE PETROLEOS
BUCARAMANGA**

2010

DEDICATORIA

A Dios, por darme la oportunidad de existir.

A mis padres. Argemiro Mesa Mojica y Omayra Pimiento de Mesa que son los mejores padres que me pudo regalar la vida, por su apoyo incondicional, por su gran amor, por sus esfuerzos y por sus sabios consejos.

A mi Abuela Ana Josefa Rivera Vda de Pimiento, por su motivación y por encomendarme en sus oraciones al Dios todo Poderoso.

A mi hermosa Hija Isabella Mesa Torres, ya que es mi inspiración para seguir luchando en la vida.

A mi novia Lillian Andrea Torres, por su apoyo y su amor incondicional.

A mis hermanos, sobrinos y a toda mi familia por sus grandes consejos y apoyo.

A Nohorita, no solo por ser mi compañera de tesis sino una gran amiga.

A todos mis amigos por su colaboración y compañía.

ARGEMIRO ANDRES MESA PIMIENTO

DEDICATORIA

*A Dios por darme la vida y a la mejor Mamá del mundo.
A mi hermosa y amada Madre Viterbina Manrique, por darme
su amor, y apoyo incondicional, por creer en mí, por ayudarme
a realizar mis sueños y metas, por su esfuerzo y dedicación para
hacer de mí una mejor persona, por estar a mi lado cuando más
lo necesito.
Gracias Madre TE AMO.*

*A mis hermanos por estar a mi lado y darme una voz de aliento
en los momentos difíciles.*

*A Don William Torres e Hilda María porque me han brindado
su cariño y apoyo.*

*A Sonís y Andrés por su amistad sincera, apoyo incondicional y
por todos los momentos que hemos compartido.*

*A todos mis amigos que me han brindado su amistad, me han
acompañado y colaborado.*

NOHORA ISABEL LÓPEZ MANRIQUE

AGRADECIMIENTOS

Especialmente a nuestro director el Ingeniero Javier Durán Serrano por su gran colaboración y tiempo prestado durante el desarrollo nuestro proyecto, e igualmente al Ingeniero Fernando Calvete por su cooperación y orientación.

ARGEMIRO ANDRES MESA PIMIENTO

NOHORA ISABEL LOPEZ MANRIQUE

TABLA DE CONTENIDO

ABSTRACT.....	2
INTRODUCCION	1
1. BOMBEO MECANICO'	2
1.1 COMPONENTES DEL EQUIPO	3
1.1.1 DESCRIPCION DEL EQUIPO DE SUPERFICIE.....	3
1.1.1.1 MOTOR:.....	3
1.1.1.2 CAJA REDUCTORA	4
1.1.1.3 MANIVELA.....	4
1.1.1.4 PESAS O CONTRA PESO	5
1.1.1.5 PRENSA ESTOPA.....	5
1.1.1.6 CABEZA DE POZO	6
1.1.1.7 BARRA PULIDA.....	7
1.1.1.8 UNIDAD DE BOMBEO.....	7
1.1.2 DESCRIPCION DEL EQUIPO DE SUBSUELO	9
1.1.2.1 TUBERIA DE PRODUCCION	9
1.1.2.2 ANCLA DE TUBERIA.....	9
1.1.2.3 SARTA DE VARILLAS	9
1.1.2.4 CENTRALIZADORES	10
1.1.2.5 BARRAS DE PESO	11
1.1.2.6 BOMBA DE SUBSUELO.....	12
1.1.2.6.1 COMPONENTES DE LA BOMBA DE SUBSUELO	13
1.1.2.6.1.1 BARRIL O CILINDRO DE LA BOMBA	13
1.1.2.6.1.2 EMBOLO O PISTON	14
1.1.2.6.1.3 VALVULA VIAJERA	15
1.1.2.6.1.4 VALVULA FIJA.....	16
1.1.2.6.1.5 SEPARADOR DE GAS	16
1.1.2.6.2 TIPOS DE BOMBAS	17
1.1.2.6.2.1 BOMBA DE TUBERÍA.....	17
1.1.2.6.2.1.2 BOMBA TP.	19
1.1.2.6.2.2 BOMBA DE INSERTOS O DE VARILLAS	19

1.1.2.6.2.2 BOMBA INSERTA CON BARRIL ESTACIONARIO ANCLADO EN LA BASE	20
1.1.2.6.3 ESPECIFICACIONES API PARA LAS BOMBAS DE SUBSUELO	21
1.2 UNIDADES DE BOMBEO.....	22
1.2.1 GEOMETRÍA DE LAS UNIDADES DE BOMBEO.....	22
1.2.3 UNIDAD DE BOMBEO BALANCEADA POR AIRE.	23
1.3 VENTAJAS DEL BOMBEO MECANICO.....	25
1.4 DESVENTAJAS Y LIMITACIONES DEL BOMBEO MECANICO.....	26
1.5 RANGO DE APLICACIÓN DEL BOMBEO MECANICO	26
2. EFICIENCIA DEL SISTEMA DEL BOMBEO MECANICO”	27
2.6 EFICIENCIA MECÁNICA DE SUPERFICIE.....	40
3 DESLIZAMIENTO DE FLUIDO	44
3.5 TEMPERATURA Y EFECTOS DE LA PRESIÓN EN LA SEPARACIÓN DE LAS BOMBAS.....	47
4 IMPLEMENTACION Y COMPARACIÓN DE LA NUEVA FÓRMULA CON LAS FÓRMULAS HISTÓRICAS	65
4.3 PERFIL DE VELOCIDAD DEL FLUIDO.....	68
4.4 PERFIL DE VELOCIDAD DEL DESLIZAMIENTO DE LA BOMBA.....	70
5 HERRAMIENTA SOFTWARE	75
5.1 INSTALACION Y EJECUCIÓN DE LA HERRAMIENTA.....	75
5.2 ENTRADA DE DATOS	76
5.2.1 INFORMACION REQUERIDA	76
5.2.1.1 DESLIZAMIENTO DE FLUIDO	77
5.2.1.1.1 NOMBRE DEL CAMPO	77
5.2.1.1.2 GRAVEDAD API	77
5.2.1.1.3 DIÁMETRO DEL PISTÓN.....	77
5.2.1.1.4 LONGITUD DEL PISTÓN	77
5.2.1.1.5 PROFUNDIDAD DE LA BOMBA	78
5.2.1.1.6 NIVEL DEL FLUIDO.....	78
5.2.1.1.7 DENSIDAD DEL FLUIDO Y DEL AGUA	78
5.2.1.1.8 PRESIÓN EN CABEZA DE POZO	78
5.2.1.1.9 VISCOSIDAD	78
5.2.1.1.10 PRODUCCIÓN DEL POZO	78
5.2.1.1.11 SEPARACIÓN ENTRE EL PISTÓN Y EL BARRIL	78

5.2.1.2 EFICIENCIA DE LA BOMBA.....	79
5.2.1.2.1 LONGITUD EFECTIVA DE LA CARRERA DEL PISTÓN	79
5.2.1.2.2 STROKES POR MINUTO	79
5.2.2 INGRESO MANUAL DE DATOS	79
5.3 CONSULTAS	84
5.4 VALIDACION DE LA HERRAMIENTA.....	85
5.3.1 POZOS SELECCIONADOS.....	85
CONCLUSIONES	93
RECOMENDACIONES	95
BIBLIOGRAFIA.....	96
ANEXOS	98
ANEXO A: DEDUCCIÓN DE LA ECUACIÓN DEL AJUSTE DE LOS DATOS DE ROBINSON.....	99
ANEXO B: DEDUCCION DE LA ECUACION PARA EL PERFIL DE VELOCIDAD DEL FLUJO ANULAR CON LOS LIMITES INTERIORES MOVIENDOSE PARALELAMENTE CON EL FLUJO DEL FLUIDO	101
ANEXO C: DEDUCCION DE LA ECUACION DE LA VELOCIDAD MEDIA CON FLUJO DE FLUIDO EN EL ANULAR CON LÍMITES INTERNOS MOVIENDOSE PARALELAMENTE CON FLUJO DE FLUIDO.....	104

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1: MOTOR.....	3
FIGURA 2: CAJA REDUCTORA.....	4
FIGURA 3: CONTRAPESO.....	5
FIGURA 4: PRENSA ESTOPA.....	6
FIGURA 5: CABEZA DE POZO.....	6
FIGURA 6: BARRA PULIDA.....	7
FIGURA 7: UNIDAD DE BOMBEO MECANICO CONVENCIONAL.....	8
FIGURA 8: ANCLA DE TUBERIA.....	9
FIGURA 9: SARTA DE VARILLAS.....	10
FIGURA 10 : CENTRALIZADORES.....	11
FIGURA 11: BARRAS DE PESO.....	12
FIGURA 12: COMPONENTES DE LA BOMBA DE SUBSUELO.....	13
FIGURA 13: BARRIL O CILINDRO DE LA BOMBA.....	14
FIGURA 14: EMBOLO O PISTON.....	15
FIGURA 15: VALVULA FIJA.....	16
FIGURA 16: SEPARADOR DE GAS.....	17
FIGURA 17: BOMBA DE TUBERÍA.....	18
FIGURA 18: BOMBA DE INSERTOS O DE VARILLAS.....	19
FIGURA 19: ESPECIFICACIONES API PARA LAS BOMBAS DE SUBSUELO.....	21
FIGURA 20: UNIDAD DE BOMBEO CONVENCIONAL.....	23
FIGURA 21: UNIDAD DE BOMBEO BALANCEADA POR AIRE.....	24
FIGURA 22: UNIDAD DE BOMBEO MARK II.....	25
FIGURA 23: FLUJO DE ENERGÍA EN SISTEMA DE BOMBEO MECÁNICO.....	34
FIGURA 24: DATOS AJUSTADOS DE ROBINSON.....	50
FIGURA 25: DATOS AJUSTADOS DE ROBINSON TRAZADOS CON LA EQ 3.4.....	52
FIGURA 26: DATOS DE STEARNS TRAZADOS CON DAVIS Y LA EQ DE STEARNS.....	54
FIGURA 27: DATOS DE ROBINSON GRAFICADOS CON LA ECUACION 3.7.....	55
FIGURA 28: DATOS DE ROBINSON GRAFICADOS CON LA ECUACIÓN 3.7 Y 3.8.....	56
FIGURA 29: DATOS DE STEARN GRAFICADOS CON LA ECUACIÓN DE DAVIS Y STEARNS Y LA ECUACIÓN 3.10.....	57
FIGURA 30: DATOS DE PATTERSON A PARTIR DEL PRIMER ARTÍCULO.....	58
FIGURA 31: DATOS DE PATTERSON A PARTIR DEL SEGUNDO ARTÍCULO.....	61
FIGURA 32: DATOS DE PATTERSON DE LA PRUEBA DE CAMPO # 2 Y LA FÓRMULA DE ARCO-HARBISON FISHER.....	62
FIGURA 33: DATOS DE ROBINSON CON LAS FÓRMULAS HISTÓRICAS DE DESLIZAMIENTO.....	63

FIGURA 34: FÓRMULAS HISTÓRICAS DE DESLIZAMIENTO CON LOS DATOS DEL NUEVO MÉTODO PARA LAS CONDICIONES ENUMERADAS EN LA TABLA 8	66
FIGURA 35: DESLIZAMIENTO PARA LAS CONDICIONES MENCIONADAS EN LA TABLA 9 A 2 TASAS DE BOMBEO DIFERENTE	67
FIGURA 36: EJEMPLO DEL PERFIL DE VELOCIDAD ENTRE DOS PLACAS ESTACIONARIAS	68
FIGURA 37: PERFIL DE VELOCIDAD ENTRE UNA PLACA ESTACIONARIA Y UNA PLACA MOVIÉNDOSE EN LA MISMA DIRECCIÓN DEL FLUIDO	69
FIGURA 38: PERFIL DE VELOCIDAD ENTRE UNA PLACA ESTACIONARIA Y UNA PLACA MOVIÉNDOSE EN DIRECCIÓN CONTRARIA AL FLUIDO	69
FIGURA 39: EJEMPLO DEL PERFIL DE VELOCIDAD DE UNA BOMBA DE PISTÓN CON UNA VELOCIDAD DE 2 PIES POR SEGUNDO PARA LAS CONDICIONES DE LA TABLA 10	71
FIGURA 40: SECCIÓN TRANSVERSAL DE PISTÓN CONCÉNTRICO	73
FIGURA 41: MANUAL DEL USUARIO DE HERRAMIENTA SOFTWARE	76
FIGURA 42: INGRESO A LA PÁGINA DE DESLIZAMIENTO DE FLUIDO	79
FIGURA 43: TABLA DE INGRESO DE DATOS PARA CALCULAR DESLIZAMIENTO DE FLUIDO	80
FIGURA 44: INGRESO DE DATOS AL PAGINA DE DESLIZAMIENTO DE FLUIDO	81
FIGURA 45: RESULTADOS OBTENIDOS DE LA PAGINA DE DESLIZAMIENTO DE FLUIDO	81
FIGURA 46: INGRESO A LA PÁGINA DE EFICIENCIA DE LA BOMBA	82
FIGURA 47: SELECCIÓN DEL POZO PARA CALCULAR LA EFICIENCIA	82
FIGURA 48: INGRESO DE DATOS AL PAGINA DE DESLIZAMIENTO DE FLUIDO	83
FIGURA 49: RESULTADOS OBTENIDOS DE LA PAGINA DE EFIENCIA DE LA BOMBA	83
FIGURA 50: INGRESO A LA PÁGINA DE CONSULTAS	84
FIGURA 51: SELECCIÓN DEL POZO PARA CALCULAR LA EFICIENCIA	84
FIGURA 52: DATOS GUARDADOS EN LA BASE DE DATOS	85
FIGURA 53: INGRESO DE DATOS PARA CALCULAR EL DESLIZAMIENTO DE FLUIDO DEL POZO 1	86
FIGURA 54: RESULTADOS OPTENIDOS DEL DESLIZAMIENTO DE FLUIDO DEL POZO 1	87
FIGURA 55: INGRESO DE DATOS PARA CALCULAR LA EFICIENCIA DE LA BOMBA DEL POZO 1	88
FIGURA 56: RESULTADOS OBTENIDOS DE LA EFICIENCIA DE LA BOMBA DEL POZO 1	88
FIGURA 57: INGRESO DE DATOS PARA CALCULAR EL DESLIZAMIENTO DE FLUIDO DEL POZO 2	89
FIGURA 58: RESULTADOS OPTENIDOS DEL DESLIZAMIENTO DE FLUIDO DEL POZO 2	90

FIGURA 59: INGRESO DE DATOS PARA CALCULAR LA EFICIENCIA DE LA BOMBA DEL POZO 2.....	91
FIGURA 60: RESULTADOS OBTENIDOS DE LA EFICIENCIA DE LA BOMBA DEL POZO 2.....	91

LISTA DE TABLAS

TABLA 1: GEOMETRIA DE LAS UNIDADES DE BOMBEO	22
TABLA 2: CONSTANTES DE LAS BOBAS Y AREAS PARA VARIOS TAMAÑOS DE PISTON.....	30
TABLA 3: TAMAÑOS DE PISTÓN RECOMENDADOS PARA CONDICIONES ÓPTIMAS Y CARRERAS HASTA DE 74 (in) DE LONGITUD	32
TABLA 4: EQUIPO DE PATTERSON PARA LA PRUEBA DE CAMPO # 1	59
TABLA 5: EQUIPO DE PATTERSON PARA LA PRUEBA DE CAMPO #2	60
TABLA 6: FORMULAS HISTÓRICAS DE DESLIZAMIENTO	62
TABLA 7: CONDICIONES DE LOS DATOS DE ROBINSON	63
TABLA 8: CONDICIONES USADAS EN LAS FIGURAS 34	66
TABLA 9: CONDICIONES USADAS EN LA FIGURA 37	67
TABLA 10: CONDICIONES USADAS EN LA FIGURA 39.....	70
TABLA 11: DATOS DE LOS POZOS SELECCIONADOS	86

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A: DEDUCCIÓN DE LA ECUACIÓN DEL AJUSTE DE LOS DATOS DE ROBINSON.....	99
ANEXO B: DEDUCCION DE LA ECUACION PARA EL PERFIL DE VELOCIDAD DEL FLUJO ANULAR CON LOS LIMITES INTERIORES MOVIENDOSE PARALELAMENTE CON EL FLUJO DEL FLUIDO	101
ANEXO C: DEDUCCION DE LA ECUACION DE LA VELOCIDAD MEDIA CON FLUJO DE FLUIDO EN EL ANULAR CON LÍMITES INTERNOS MOVIENDOSE PARALELAMENTE CON FLUJO DE FLUIDO.....	104

RESUMEN

TITULO:

ANALISIS Y DETERMINACION DEL VOLUMEN DE DESLIZAMIENTO DE FLUIDO EN BOMBAS MECANICAS DE SUBSUELO CON PISTON CONCENTRICO*

AUTORES:

**ARGEMIRO ANDRES MESA PIMIENTO
NOHORA ISABEL LOPEZ MANRIQUE****

PALABRAS CLAVES:

Deslizamiento de fluido, Bombas de Subsuelo, Pistón Concéntrico y Bombeo Mecánico.

DESCRIPCIÓN:

Los cálculos del deslizamiento de fluido entre el pistón y el barril son importantes para determinar la cantidad de fluido necesario para lubricar el pistón en un sistema de bombeo mecánico y evitar el desgaste de éste debido a la fricción, El cálculo del volumen de fluido deslizado a través del espacio entre pistón y el barril de la bomba es necesario para determinar la eficiencia de la bomba a fin de maximizar la producción de petróleo. Los estándares de la industria han venido manejando valores entre 0.2 y 0.5 % de la producción total los cuales se consideran aceptables.

Si la fuga es muy pequeña, el pistón y el barril no se lubricarán debidamente, así mismo si la fuga es muy grande causará baja eficiencia volumétrica y por lo tanto también bajará la eficiencia del sistema. Otro factor que influye en la eficiencia es la presencia de sólidos que pueden afectar el desplazamiento de la bomba lo cual genera pegas en el pistón, afectando la integridad del sistema. Un pistón puede pegarse si la separación entre el barril y el pistón es demasiado pequeña, por lo tanto la separación debe ser la adecuada para permitir que una cantidad apropiada de fluido lubrique el pistón.

En este trabajo se analizan las variables que influyen en la determinación del volumen de deslizamiento de fluido en bombas mecánicas de subsuelo, considerando que el pistón permanece perfectamente concéntrico durante el ciclo de bombeo, con lo cual se implementara un modelo matemático que permita valorar este efecto en la producción de pozos con bombeo mecánico con el fin de calcular la eficiencia de la bomba. El modelo será implementado en una herramienta software.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías Físicoquímicas , Escuela de Ingeniería de petróleos,
Directores: Fernando Calvete, Javier Duran Serrano.

ABSTRACT

TITLE:

ANALYSIS AND DETERMINATION OF SLIPPAGE VOLUME IN SUBSURFACE MECHANICAL PUMP WITH CONCENTRIC PLUNGER*

AUTHORS:

ARGEMIRO ANDRES MESA PIMIENTO
NOHORA ISABEL LOPEZ MANRIQUE**

KEYWORDS:

Slippage, Subsurface pumps, Concentric Plunger y Mechanical Pumping

DESCRIPTION

Slippage calculations between the barrel and plunger are important to determine the amount of fluid required to lubricate the plunger on a mechanical pumping system and prevent the galling of this due to wear. Also the calculation of leakage between the plunger is required to calculate the pump efficiency in order to maximize oil production. The typical amount of slippage for lubrication is 0.2 to 0.5% of the total production.

If the leakage is very small, the barrel and plunger will not be lubricated properly, as well as the leakage is large will be cause low volumetric efficiency and therefore also will lower efficiency of system.

Another factor that affects the efficiency is a sticking plunger, which shortens the actual pump stroke. A plunger can stick if the clearance between the pump barrel and pump plunger is too small, the clearance must be large enough to allow an appropriate amount of slippage to sufficiently lubricate the plunger. Sand and other particles need to pass between the barrel and plunger, could otherwise jam the pump plunger

* Degree Project.

** Physical-Chemical Engineerings Faculty, School Petroleum Engineering
Directors: Fernando Calvete, Javier Duran Serrano

INTRODUCCION

A nivel mundial, el bombeo mecánico es el sistema de levantamiento artificial más implementado en los campos de producción de hidrocarburos, ya que su versatilidad y facilidad de aplicación es ampliamente conocido. A pesar que los desarrollos tecnológicos realizados en este tipo de levantamiento han sido bastante amplios, hay factores que afectan la eficiencia del mismo que no han sido estudiados detalladamente debido a la gran cantidad de variables involucradas en el funcionamiento del mismo. Uno de los factores que afecta directamente la eficiencia de la bomba es el deslizamiento de fluido que ocurre en el espacio existente entre el pistón y el barril de la bomba, el cual no solo afecta el volumen de fluido producido sino también la durabilidad de la bomba debido a la acumulación de partículas sólidas en esta área, lo cual afecta la integridad de la misma por lo tanto los cálculos del deslizamiento de fluido son necesarios para determinar la cantidad de fluido requerido para lubricar el pistón de la bomba.

Por lo cual se realiza un análisis del fenómeno conocido como “slippage” mediante la implementación de un modelo matemático que permite calcular el volumen de deslizamiento de fluido en bombas mecánicas de subsuelo, considerando que no hay ningún tipo de excentricidad del pistón cuando viaja dentro del barril durante el ciclo de bombeo.

1. BOMBEO MECANICO^{1,2}

El bombeo mecánico es el sistema de levantamiento artificial más usado en el mundo. Consiste fundamentalmente de una bomba de subsuelo de acción recíproca, abastecida de energía a través de una sarta de varillas. La energía proviene de un motor eléctrico, o de combustión interna, la cual mueve una unidad de superficie mediante un sistema de engranajes y correas. El bombeo mecánico convencional tiene su principal aplicación en el ámbito mundial en la producción de todo tipo de crudos.

Para que ocurra la acción del bombeo, el pistón realiza un movimiento recíproco dentro del barril, la tubería confina la sarta de varillas de succión que acciona a su vez la bomba en el subsuelo; posee válvulas fijas y viajera, las cuales son válvulas de bola y asiento de modo que solo permiten el flujo en una sola dirección hacia la superficie cuando trabajan al 100% de eficiencia.

El volumen encerrado entre estas dos válvulas constituye la denominada cámara de bombeo. Cuando el balancín está en el punto muerto inferior, la válvula fija y viajera se encuentran cerradas. Al comenzar la carrera ascendente, la presión de fondo y el efecto de succión del pistón permiten la apertura de la válvula fija, haciendo que el fluido pase del pozo hacia el interior de la bomba.

Al mismo tiempo, la columna de fluido ejerce una presión sobre la válvula viajera la cual permanece cerrada. Durante la carrera ascendente la válvula fija continúa permitiendo el paso de fluidos hasta que el pistón llega al punto muerto superior. En este instante, la válvula fija se cierra y comienza la carrera descendente. El

¹ ORTEGA, Climaco. Curso Bombeo Mecánico, Bucaramanga, Publicaciones UIS

² HERNANDEZ, Florencio. Bombeo Mecánico. Bucaramanga, Publicaciones UIS.

pistón se mueve hacia abajo produciendo un punto de compresión. Cuando la presión interna de la cámara de bombeo es superior a la que existe en la válvula viajera, esta se abre y el fluido es transferido al pistón hasta llegar al punto muerto inferior, donde se repite el ciclo de bombeo

1.1 COMPONENTES DEL EQUIPO

Los componentes que conforman el sistema de bombeo mecánico se dividen en dos categorías: Equipo de superficie y equipo de subsuelo.

1.1.1 DESCRIPCION DEL EQUIPO DE SUPERFICIE

1.1.1.1 MOTOR:

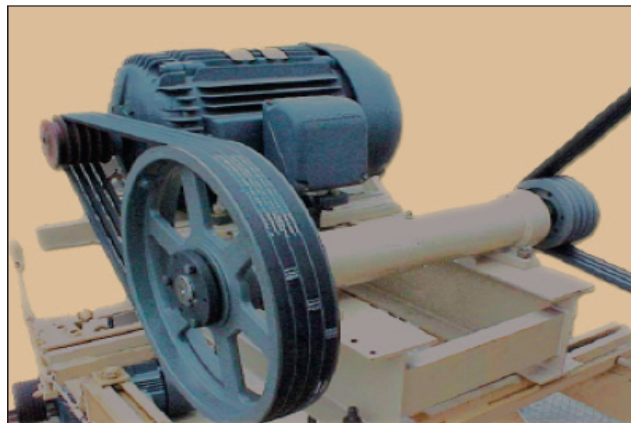


FIGURA 1: MOTOR

FUENTE: Curso Bombeo Mecánico ICP 2009

Es el encargado de suministrar la energía necesaria a la unidad de bombeo para levantar los fluidos de pozo. Los motores pueden ser de combustión interna o eléctrica.

En la actualidad el tipo de motor más utilizado en la industria petrolera es el motor eléctrico, el cual existe en dos versiones, uno que rota a velocidad constante (baja velocidad) y una potencia que varía entre 5 y 100 hp, el motor de velocidad variable (alta velocidad) cuya potencia varía entre los 10 y 200 hp este último utilizado para alto deslizamiento.

1.1.1.2 CAJA REDUCTORA

Se utiliza para convertir energía del momento de rotación, de alta a baja velocidad. La maquina motriz se conecta al reductor de velocidad (caja reductora) mediante un juego de correas. El reductor de velocidad puede ser: Simple, doble o triple. La caja reductora doble es la más usada.

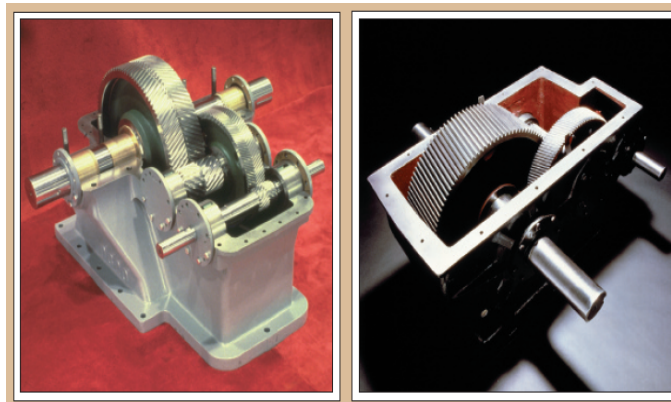


FIGURA 2: CAJA REDUCTORA

FUENTE: Curso Bombeo Mecánico ICP 2009

1.1.1.3 MANIVELA

Transmite el movimiento de la caja de engranaje a la biela del balancín, la cual está unida a ellos por pines, y están sujetas al eje de baja velocidad de la caja de engranajes, cada una de ellas tiene un número igual de orificios, los cuales generan una determinada carrera del balancín, en ellos se colocan los pines de sujeción de las bielas. El cambio de pines de un hueco a otro se llama cambio de recorrido.

1.1.1.4 PESAS O CONTRA PESO

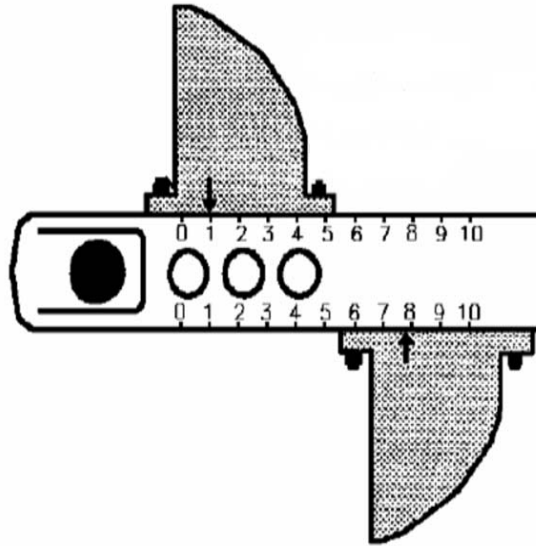


FIGURA 3: CONTRAPESO

FUENTE: Curso Bombeo Mecánico ICP 2009

Se utilizan para balancear las fuerzas desiguales que se originan sobre el motor durante las carreras ascendente y descendente del balancín a fin de reducir la potencia máxima efectiva y el momento de rotación. Estas pesas generalmente, se colocan en la manivela y en algunas unidades sobre la viga principal en el extremo opuesto del cabezote.

1.1.1.5 PRENSA ESTOPA

Consiste en una cámara cilíndrica que contiene los elementos de empaque que se ajustan a la barra pulida permitiendo sellar el espacio existente entre la barra pulida y la tubería de producción, para evitar el derrame de los fluidos producidos.

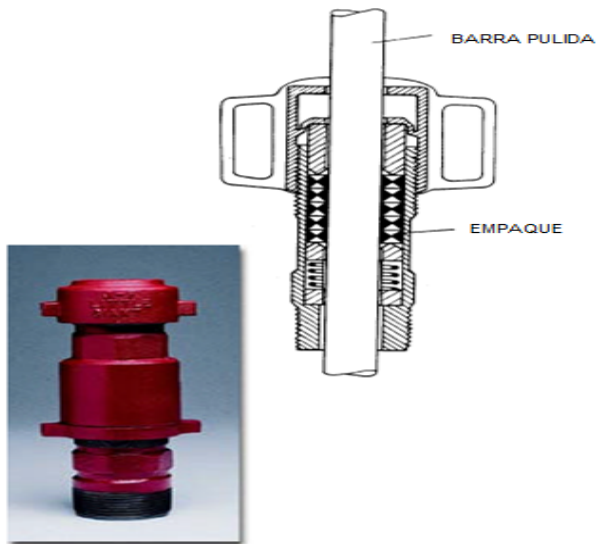


FIGURA 4: PRENSA ESTOPA

FUENTE: Curso Bombeo Mecánico ICP 2009

1.1.1.6 CABEZA DE POZO

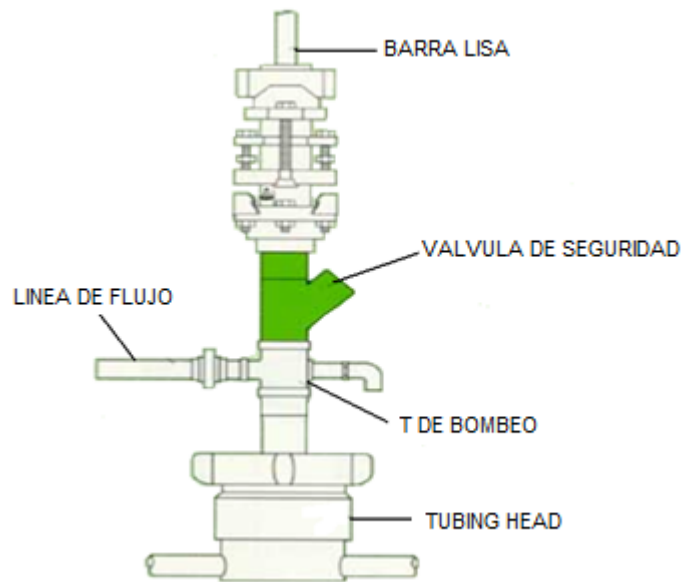


FIGURA 5: CABEZA DE POZO

FUENTE: Curso Bombeo Mecánico ICP 2009

Usualmente el anular está conectado con la línea de flujo. Generalmente se debe instalar una válvula check para evitar retorno del líquido al anular.

1.1.1.7 BARRA PULIDA

Fabricada de material resistente, generalmente se encuentran de diámetros de 1 1/4 y 1 1/2 pulgadas y longitudes de 15 y 22 pies. Soportan el peso de la sarta de varillas, de la bomba y del fluido dentro de la tubería.



FIGURA 6: BARRA PULIDA

FUENTE: Curso Bombeo Mecánico ICP 2009

1.1.1.8 UNIDAD DE BOMBEO

Es una unidad integrada cuyo objetivo es cambiar el movimiento angular del eje del motor a reciproco vertical, a la velocidad apropiada con el propósito de accionar la sarta de varillas y la bomba de subsuelo. Su elemento principal es el balancín, el cual trabaja sobre el principio de una palanca mecánica.

Su función principal es proporcionar el movimiento reciprocante apropiado, con el propósito de accionar la sarta de varillas y estas a su vez a la bomba de subsuelo. Mediante la acción de correas y engranajes se logra reducir las velocidades de rotación. El movimiento rotatorio resultante se trasforma en uno reciprocante, a través de la manivela, la biela y el propio balancín.

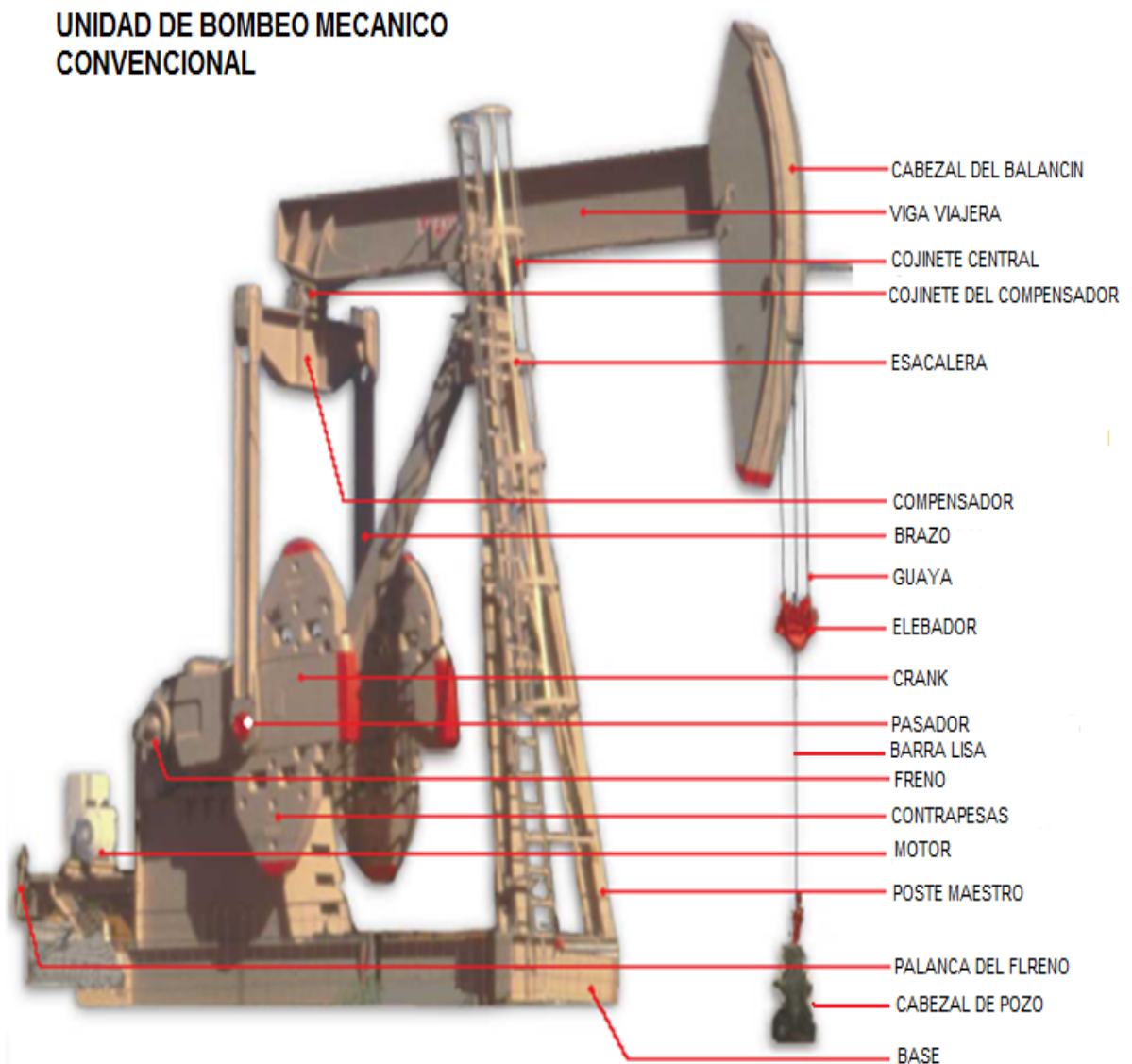


FIGURA 7: UNIDAD DE BOMBEO MECANICO CONVENCIONAL

FUENTE. Curso Bombeo Mecánico ICP 2009

1.1.2 DESCRIPCION DEL EQUIPO DE SUBSUELO

1.1.2.1 TUBERIA DE PRODUCCION

Es una serie de tubos que se usan para trasportar el fluido y al mismo tiempo sirven de guía a la sarta de varillas que acciona la bomba.

1.1.2.2 ANCLA DE TUBERIA



FIGURA 8: ANCLA DE TUBERIA

FUENTE: Curso Bombeo Mecánico ICP 2009

Su función es controlar los movimientos de la tubería, elimina los esfuerzos durante la acción de bombeo, mantiene la tubería en una posición constante y reduce la fricción entre las varillas y la tubería.

1.1.2.3 SARTA DE VARILLAS

Es el elemento de conexión entre la unidad de bombeo, instalada entre la superficie y la bomba de subsuelo. Mediante ésta se transmite el movimiento reciproco a la bomba, generalmente son fabricadas en acero y por lo tanto,

poseen propiedades de elasticidad, aunque existen varillas de fibra de vidrio y las continuas, cada una de ellas diseñadas para diferentes aplicaciones.



FIGURA 9: SARTA DE VARILLAS
FUENTE: Curso Bombeo Mecánico ICP 2009

1.1.2.4 CENTRALIZADORES

- Reducen el desgaste excesivo en pozos desviados.
- Reducen cargas al centralizar la varilla, disminuyendo fallas.
- Hechas de plástico, nylon, fibra de vidrio, sulfuro de polifenileno.

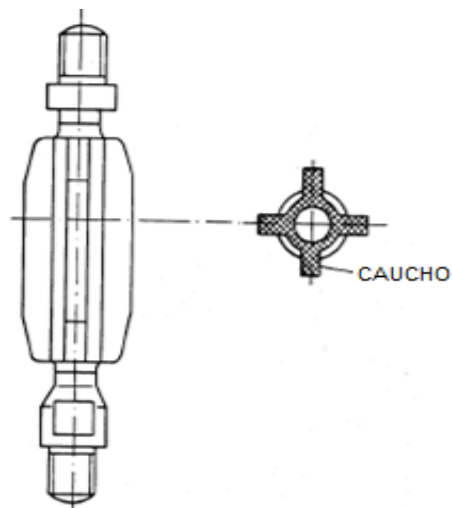


FIGURA 10 : CENTRALIZADORES

FUENTE : Curso Bombeo Mecánico ICP 2009

1.1.2.5 BARRAS DE PESO

- Barras de acero instaladas sobre la bomba.
- Eliminan la fuerza compresiva en la parte inferior de la sarta de varillas, previniendo el pandeo de esta sección.
- Incrementan el peso de la sarta. Útil en crudos pesados

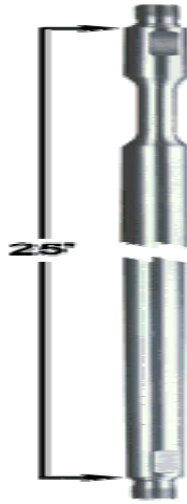


FIGURA 11: BARRAS DE PESO

FUENTE: Curso Bombeo Mecánico ICP 2009

1.1.2.6 BOMBA DE SUBSUELO

Es el primer elemento que se debe considerar al diseñar una instalación de bombeo mecánico para un pozo, ya que del tipo, tamaño y ubicación de la bomba depende el resto de los componentes del sistema. Es una bomba de desplazamiento positivo.

Sus componentes son:

- Barril
- Pistón
- Válvula fija
- Válvula viajera

Las válvulas son check y su acción de apertura y cierre durante el ciclo de bombeo permiten que el fluido sea desplazado a través de la tubería hacia la superficie.

1.1.2.6.1 COMPONENTES DE LA BOMBA DE SUBSUELO

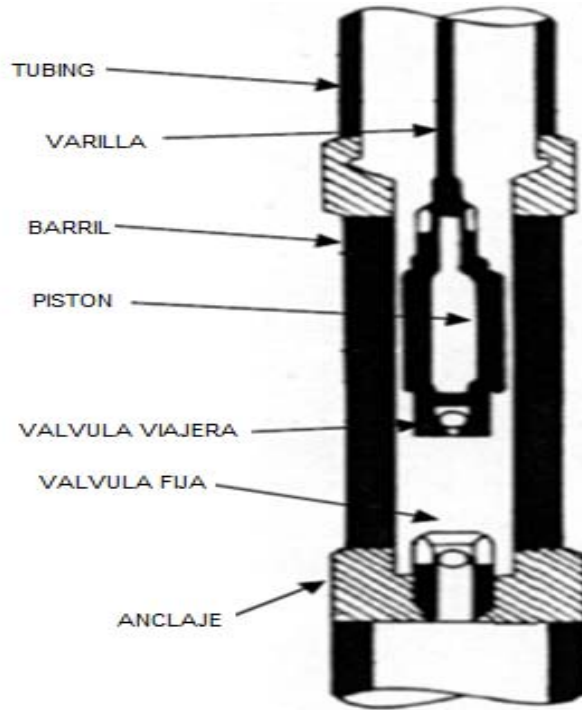


FIGURA 12: COMPONENTES DE LA BOMBA DE SUBSUELO

FUENTE: BOLLAND CIA. "Manual de bombas de subsuelo".

1.1.2.6.1.1 BARRIL O CILINDRO DE LA BOMBA

Son piezas cilíndricas de metal pulido donde se almacena el fluido, y tienen una tolerancia específica, la pared interna es pulida para reducir la fricción con el pistón. El tamaño nominal de la bomba es exactamente el diámetro interno del barril, el espesor de pared es por lo general fabricado en diámetros de $\frac{1}{4}$ " ó $\frac{1}{8}$ ", el espesor de pared limita la máxima profundidad de instalación de la bomba, son fabricadas en longitudes de 24'.

Existen dos tipos de barriles: barriles para bombas insertas y barriles para bombas de tubería. Estos elementos están disponibles en diferentes longitudes y diámetros que varían de 1-1/16" a 7-3/4".

Existen barriles de paredes delgadas para pozos medianamente profundos, y barriles de pared gruesa para bombas de mayor diámetro o para utilizarlos en pozos más profundos donde las cargas son mayores.



FIGURA 13: BARRIL O CILINDRO DE LA BOMBA

FUENTE: Curso Bombeo Mecánico ICP 2009

1.1.2.6.1.2 EMBOLO O PISTON

Generalmente es el elemento movable dentro de la bomba. Su diámetro determina la capacidad de desplazamiento y su resistencia es menor que la del cilindro.

Los pistones no metálicos pueden ser de copas y de anillos, los cuales son hechos de un plástico especial impregnado de grafito para ayudar a auto lubricarse. Estos pistones tipo anillos se dividen en 2 tipos: Regular Width para utilizar hasta una

profundidad de 5000 ft y Wide Design para pozos profundos, esta tiene 3 veces más área de sellado que los regular width.



FIGURA 14: EMBOLO O PISTON

FUENTE: Curso Bombeo Mecánico ICP 2009

Los pistones tipo copas están compuestos de copas plásticas ensambladas en un plunger mandrel con un espaciador metálico entre cada copa. La selección de estas copas se basa generalmente en la gravedad específica y la temperatura del fluido. Los pistones de este tipo son usados generalmente en pozos con profundidades menores a 3000 ft. Las ventajas de estos pistones es que compensan el desgaste del barril y el bajo costo de los mismos.

1.1.2.6.1.3 VALVULA VIAJERA

La función principal de la válvula viajera es permitir la entrada de flujo hacia el pistón en su descenso y luego hacer un sello hermético en su carrera ascendente y así permitir que el crudo salga a la superficie.

1.1.2.6.1.4 VALVULA FIJA



FIGURA 15: VALVULA FIJA

FUENTE: Curso Bombeo Mecánico ICP 2009

La función de ésta es facilitar la entrada del fluido desde el pozo hasta el barril de la bomba cuando el pistón inicia su carrera ascendente y cerrar el paso al flujo dentro del sistema tubería-bomba, cuando se inicia la carrera descendente del pistón. En pozos con problemas de arenamiento se recomienda utilizar válvulas y asientos de mayor dureza como son los de carburo de tungsteno o también un doble juego de válvulas y de esta manera aunque se deposite arena en una de las válvulas, el cierre será asumido por la otra, evitando una violenta descarga de fluido a través de la primera incrementando la vida útil de la bomba.

1.1.2.6.1.5 SEPARADOR DE GAS

Existen diversos diseños. Por lo general consiste en un tubo ranurado o perforado, colocado bajo la zapata de anclaje. El objetivo de instalar un separador de gas en el sistema es mejorar el desempeño de la bomba en presencia de fluidos gaseosos y producir el gas libre a través del anular.

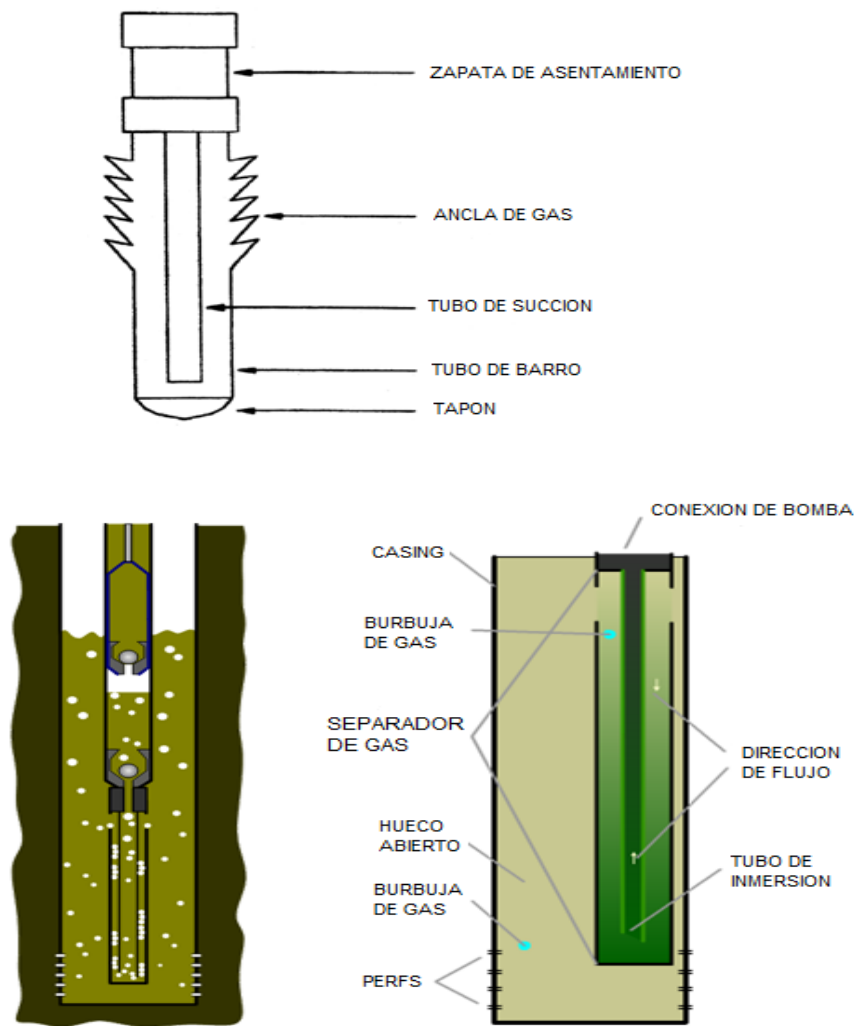


FIGURA 16: SEPARADOR DE GAS

FUENTE: Curso Bombeo Mecánico ICP 2009

1.1.2.6.2 TIPOS DE BOMBAS

Las bombas de subsuelo se clasifican de acuerdo a la instalación del Barril en:

1.1.2.6.2.1 BOMBA DE TUBERÍA

El API ha designado a este tipo de bombas como TH o TP. Esta designación depende del tipo de pistón, y se caracterizan porque el barril hace parte de la sarta de tubería de producción y está conectado en el extremo inferior de la misma. Un

nipple en la parte inferior del barril asegura la válvula fija, la cual puede ser instalada o removida con dispositivo, el pistón hace parte de la sarta de varillas, y el barril puede resistir cargas más grandes. Debido a su diseño las válvulas más grandes reducen pérdidas de presión y es más aplicable a fluidos viscosos, reemplazar el barril requiere de equipo de workover, esto ocasiona pérdidas adicionales de producción e incrementa los tiempos y los costos por servicios al pozo, el espacio muerto entre las válvulas es más grande, y es inadecuado para fluidos gaseosos.

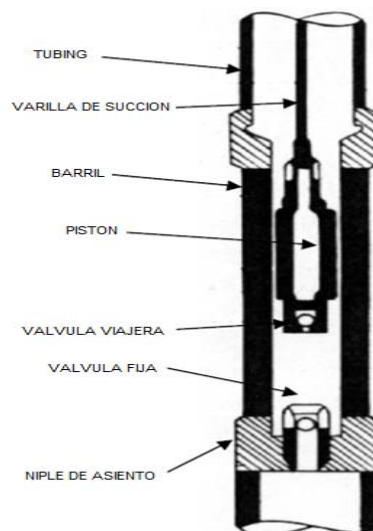


FIGURA 17: BOMBA DE TUBERÍA

FUENTE: BOLLAND CIA. “Manual de bombas de subsuelo”.

1.1.2.6.2.1.1 BOMBA TH

Son bombas de tubería, con barril de pared gruesa, usada con pistones metálicos, para pozos profundos o de mediana profundidad. Pueden obtenerse en diferentes tipos de metal para adaptarse a los tipos de fluido y las condiciones de servicio (profundidad del pozo, recorrido del pistón y producción deseada). El pistón se baja en la sarta de varillas junto con la válvula fija. Esta bomba es la mejor elección para alta producción con altos cortes de agua.

1.1.2.6.2.1.2 BOMBA TP.

Bomba de barril de pared gruesa usada con pistón con empaques blandos. El termino empaque blando se deriva del material utilizado para construir el pistón con las copas, o anillos de ajuste o anillo flexible. Se utiliza para bombear grandes volúmenes de fluido a profundidades moderadas.

1.1.2.6.2.2 BOMBA DE INSERTOS O DE VARILLAS

Las bombas insertas son las más populares en la industria del petróleo, puesto que estas son las de más fácil instalación y servicio. La instalación de estas bombas se realiza colocando la bomba en el extremo de la sarta de varillas, y bajándola para asentarla en el niple que se encuentra en el fondo de la tubería de producción. Según las especificaciones del API 11AX las bombas han sido clasificadas por letras, las bombas tipo varillas se denotan con la letra R.

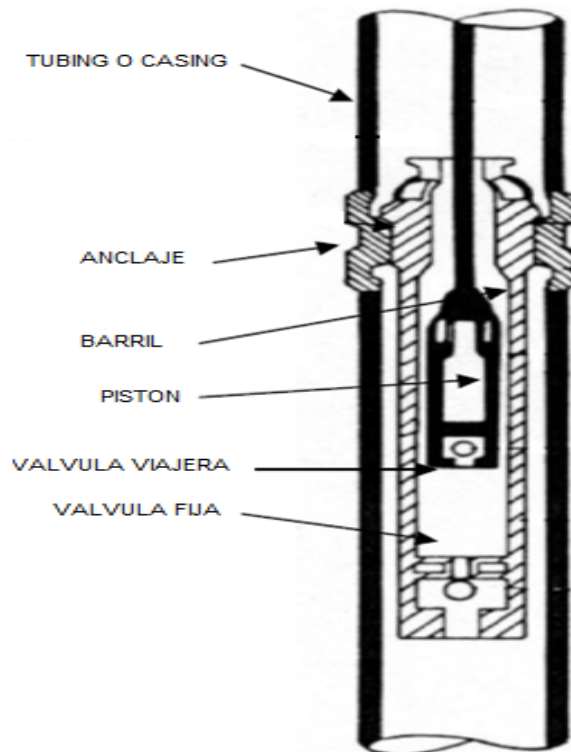


FIGURA 18: BOMBA DE INSERTOS O DE VARILLAS

FUENTE: BOLLAND CIA. "Manual de bombas de subsuelo".

1.1.2.6.2.2.1 BOMBA INSERTA CON BARRIL ESTACIONARIO ANCLADO EN EL TOPE

Son una buena elección para pozos productores de arena, puesto que el fluido es descargado encima del anclaje superior. No se puede usar en pozos muy profundos ya que la bomba queda expuesta a la presión de formación y puede colapsar el barril. Esta bomba producirá fluido desde un nivel más bajo que una bomba de anclaje inferior.

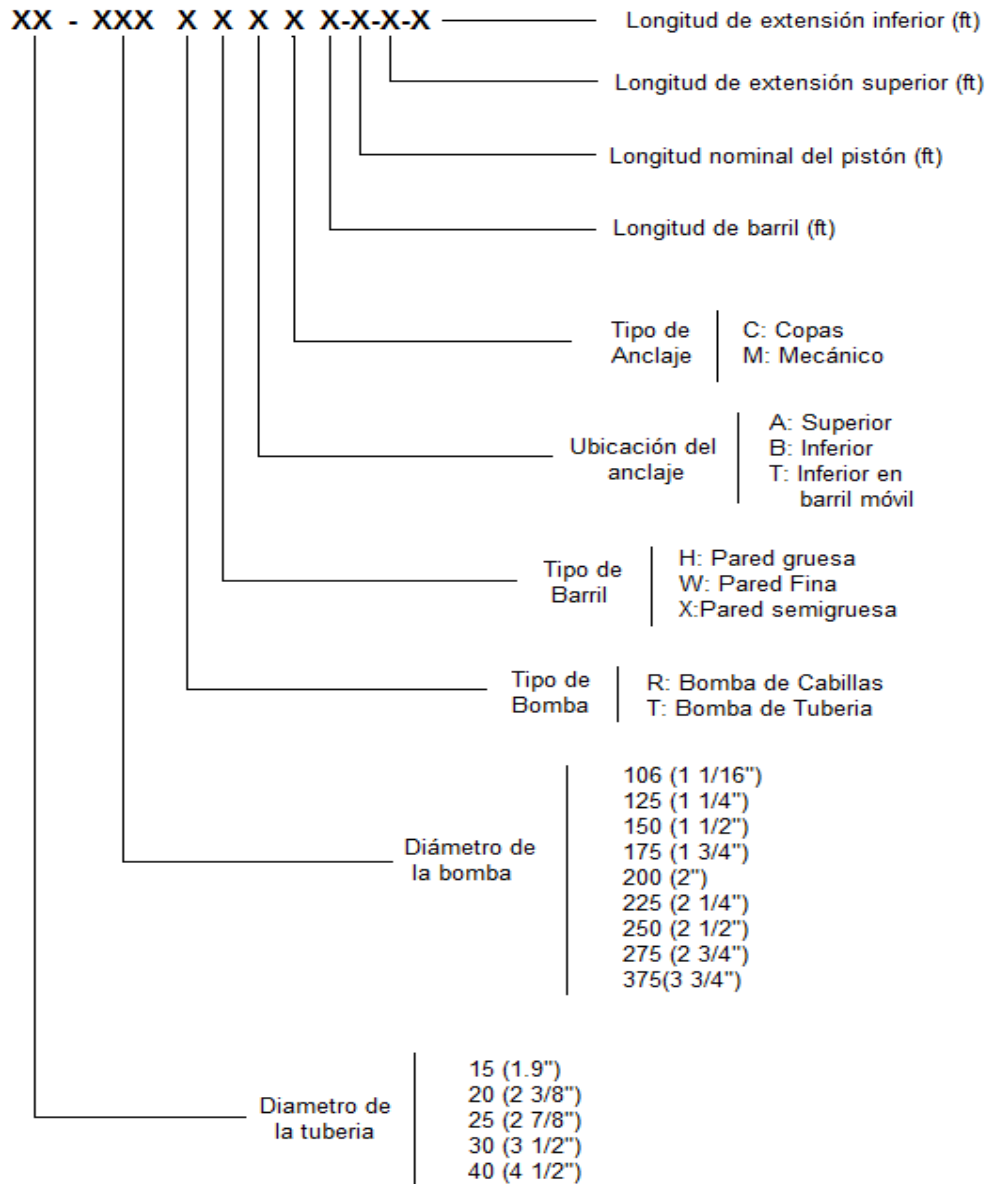
Las partículas sólidas no se acumulan en la válvula fija debido al movimiento de los fluidos bombeados, la profundidad de asentamiento es limitada debido a que durante el downstroke el barril está sometido a cargas de tensión, el anclaje superior limita el tamaño de la bomba, los separadores de gas o filtros de arena pueden ser conectados al barril de la bomba.

1.1.2.6.2.2.2 BOMBA INSERTA CON BARRIL ESTACIONARIO ANCLADO EN LA BASE

Son adecuadas para pozos que producen volúmenes bajos y moderadamente profundos. Tiene buen desempeño en pozos con alto GOR. Debido a que tiene el anclaje en fondo, la presión fuera de la bomba es igual a la presión hidrostática de la columna de fluido sobre la bomba.

El barril nunca está sometido a cargas de tensión, la válvula fija puede ser de diámetro mayor comparada con el de la bomba anclada en el tope, no suministra buen soporte para barriles grandes, las partículas sólidas se pueden acomodar en el nipple.

1.1.2.6.3 ESPECIFICACIONES API PARA LAS BOMBAS DE SUBSUELO API SPEC 11AX



**FIGURA 19: ESPECIFICACIONES API PARA LAS BOMBAS DE SUBSUELO
API SPEC 11AX**

FUENTE: BOLLAND CIA. "Manual de bombas de subsuelo".

1.2 UNIDADES DE BOMBEO

1.2.1 GEOMETRÍA DE LAS UNIDADES DE BOMBEO

Las unidades de bombeo generalmente usadas se clasifican según su punto de apoyo y el mecanismo de contrabalance, como se muestra en la Tabla.

Clasificación de las unidades de bombeo

TIPO DE UNIDAD	CLASE	PUNTO DE APOYO	MECANISMO DE CONTRABALANCE
Convencional	I	Punto medio del balancín	Por contrapeso
Neumáticas	II	Extremo delantero del balancín	Por cilindro de aire
Mark II	II	Extremo trasero del balancín	Por contrapeso

TABLA 1: GEOMETRÍA DE LAS UNIDADES DE BOMBEO

FUENTE. Autores del Proyecto.

Existen también otros varios tipos de unidad tales como las de bajo perfil, hidráulicas, de carreras largas (tales como Rotaflex), y otras unidades de geometría inusual.

1.2.2 UNIDAD DE BOMBEO CONVENCIONAL.

La unidad convencional balanceada por manivelas es la más conocida y popular, de fácil manejo y mantenimiento mínimo. En este tipo de balancín la rotación de las manivelas origina que la viga principal oscile y mueva hacia arriba y hacia abajo la barra lisa. Un limitante para este tipo de unidades es que su tamaño aumenta notablemente en función de la producción a extraer. Estas unidades

basan su geometría en un sistema de palanca CLASE I, es decir con un punto de apoyo en el medio de la viga balancín.



FIGURA 20: UNIDAD DE BOMBEO CONVENCIONAL
FUENTE. Autores del Proyecto.

1.2.3 UNIDAD DE BOMBEO BALANCEADA POR AIRE.

La utilización de aire comprimido en vez de pesadas manivelas y contrapesos permite un control del contrabalanceo en forma manual. Como resultado, el tamaño de la unidad es considerablemente más pequeño y menos pesada (el peso de la unidad se reduce aproximadamente 40%), minimizando los costos de traslado y de montaje, también se presta para recorridos largos con diseños especiales; la unidad se balancea con cambios de presión del cilindro de aire, se puede proveer mucho contrabalanceo con relativamente pequeños aumentos de presión.



FIGURA 21: UNIDAD DE BOMBEO BALANCEADA POR AIRE
FUENTE: Autores del Proyecto.

1.2.4 UNIDAD DE BOMBEO MARK II.

Por su singular forma y contrapeso, este tipo de unidad reduce los picos de torsión y en muchos casos, cuando se usa debidamente requiere menos caballaje. La forma poco común del Mark II redundante en una carrera ascendente más rápida a aceleración baja, donde la carga es más alta, lo cual resulta en menores cargas máximas y en más duración de las varillas de bombeo.

Las unidades Mark II basan su geometría en tres características: La primera es la ubicación de la caja reductora. La cual está ubicada de tal manera que con un giro determinado de las manivelas crea una carrera ascendente de 195° de la rotación de la manivela y una carrera descendente aproximadamente de 165° de la rotación de la manivela. La segunda es el punto de apoyo en el extremo de la unidad, colocando en ese lugar el cojinete ecualizador (llamado cojinete de cola), creando un sistema CLASE III, y la última característica es una manivela desfasada, la cual produce un contrabalanceo más efectivo el cual, al comienzo de la carrera ascendente, “arrastra” la carga en aproximadamente $7 \frac{1}{2}$. Igualmente

en la carrera descendente, esta misma condición produce esta acción, también “llevando” el contrapesado aproximadamente 71/2 Independientemente de estos factores, las unidades Mark II producirán un torque uniforme trabajando en forma conjunta, reduciendo un 35% del torque en la caja reductora. Adicionalmente los costos de electricidad y del tamaño del motor pueden ser reducidos.



FIGURA 22: UNIDAD DE BOMBEO MARK II.

Fuente. Autores del Proyecto.

1.3 VENTAJAS DEL BOMBEO MECANICO

- El diseño es poco complejo.
- El sistema es eficiente, simple y fácil de operar por el personal de campo.
- Puede ser aplicado en levantamiento de todo tipo de crudos.
- Puede utilizar combustible o electricidad como fuente de energía.
- El equipo puede operar a temperatura elevadas.
- Permite variar la velocidad y la longitud de la carrera para el control de la tasa de producción.

1.4 DESVENTAJAS Y LIMITACIONES DEL BOMBEO MECANICO

- La efectividad del sistema puede verse afectada severamente por la presencia de gas.
- La presencia de arena ocasionan el desgaste severo del equipo.
- Requiere altos costos y mantenimiento.
- Posee profundidades limitadas.
- El equipo es pesado y ocupa mucho espacio.
- La tasa de producción declina rápidamente

1.5 RANGO DE APLICACIÓN DEL BOMBEO MECANICO

- Este método de levantamiento puede extraer tasas de fluidos entre 20 y 2000 (BPPD).
- Se pueden aplicar a una profundidad no mayor a 9000 pies.
- No se puede utilizar en pozos desviados.
- No debe existir presencia de arena.
- Su eficiencia es mayor en pozos verticales.
- Se utiliza en pozos con temperaturas no mayores a 500 °F.

2. EFICIENCIA DEL SISTEMA DEL BOMBEO MECANICO^{3,4,5,6}

En promedio, dos terceras partes de los pozos productores de petróleo del mundo son producidos con sistemas de bombeo mecánico, por lo tanto, es muy importante garantizar que estos sistemas trabajen con máxima eficiencia. De acuerdo con esto, el cálculo de la eficiencia del sistema de bombeo es una tarea muy importante del ingeniero de producción y para lograrlo es necesario calcular los requerimientos energéticos de entrada, y la energía recuperada a la salida del sistema y las diferentes clases de pérdidas que se producen en todos y cada uno de los componentes del sistema, tanto en fondo de pozo como en el equipo de superficie.

2.1 EFICIENCIA DE LA BOMBA

La eficiencia volumétrica es un reflejo de la relación entre el desplazamiento real del fluido en la superficie en barriles por día y el volumen total de barriles por día desplazados por el área total del pistón de la bomba, suponiendo que el viaje del pistón hace el mismo recorrido de la barra lisa.

Se deben tener en cuenta los siguientes factores para calcular la eficiencia volumétrica de la bomba

- Tipo de bomba y profundidad de la misma
- Naturaleza del fluido producido
- Condiciones de operación en superficie
- Interferencia de gas
- El viaje real del pistón el cual puede llegar a ser muy diferente del recorrido de la barra lisa.
- La cantidad de deslizamiento que pasa por el área comprendida entre la superficie externa del pistón y el barril de la bomba.

³ TAKACS, Gabor. Modern Sucker – Rod Pumping

⁴ TAKACS, Gabor. Power Efficiency of Sucker – Rod Pumping Systems

⁵ STEEL, Bethlehem. Sucker Rod Handbook

⁶ ROBINSON, Bruce. Economics of Pumping. API 35091

- Fugas en las válvulas, o cualquier fuga en la tubería
- El llenado incorrecto del barril de la bomba.

La separación del pistón debe ser pequeña para evitar un excesivo deslizamiento de fluido. Si el pozo es gaseoso se debe instalar un ancla de gas para permitir la separación del gas, y las válvulas de las bombas también deben tener separaciones pequeñas para que la bomba pueda actuar como un compresor lo suficientemente eficiente para forzar el fluido gaseoso a través de la válvula viajera y eliminar la tendencia del bloqueo por gas en la bomba.

Se debe tomar precauciones para ajustar la separación de la bomba después de que el pozo bombee porque el espaciamiento cambia mientras que la tubería y las barras adquieren carga de fluido.

Cuando un pozo produce un fluido con una viscosidad alta, es importante que el movimiento sea lo suficientemente lento para permitir que el barril de la bomba sea llenado correctamente. Se deben instalar entradas de válvulas más grandes para este caso. Para poder calcular la eficiencia volumétrica de la bomba se debe conocer primero el tamaño de la misma.

2.1.1 SELECCIÓN DEL TAMAÑO DE LA BOMBA

El desplazamiento teórico del pistón para carreras 100% efectivas puede definirse como:

$$V (b/d) = A_p \times S_p \times N \times \frac{1440}{9702} \quad \text{Eq 2.1}$$

$$V (b/d) = 0,1484 A_p \times S_p \times N$$

Donde:

V = volumen desplazado por el pistón, b/d

A_p = Área del pistón, in²

S_p = Longitud efectiva de la carrera, in/ carrera

N = Número de carreras o golpes por minuto, SPM

1440 = Constante, min/día

9702 = Constante, in^3 / b

Para un pistón de diámetro dado, el término 0,1484 A_p es independiente de las condiciones de operación y se llama constante de la bomba y se designa generalmente por K (b/d / in/ SPM)

$$V (b/d) = K \times Sp \times N$$

La siguiente tabla presenta las constantes de las bombas y aéreas para varios tamaños de pistones

Tamaño del pistón (in)	Área del pistón (in^2)	K (b/d in/SPM)
5/8	0,307	0,046
3/4	0,442	0,066
7/8	0,601	0,089
1	0,785	0,117
1-1/16	0,887	0,132
1-1/4	1,227	0,182
1-7/16	1,623	0,241
1-1/2	1,767	0,262
1-3/4	2,405	0,357
1-25/32	2,493	0,370
1-15/16	2,948	0,438
2	3,142	0,466
2-1/8	3,547	0,526
2-1/4	3,976	0,590

2-1/2	4,909	0,729
2-3/4	5,940	0,881
3	7,069	1,049
3-1/4	8,296	1,231
3-3/4	11,045	1,639
4-1/4	14,186	2,106
4-3/4	17,720	2,630

TABLA 2: CONSTANTES DE LAS BOBAS Y AREAS PARA VARIOS TAMAÑOS DE PISTON

FUENTE: Bombeo Mecánico. Florencio Hernández U

La eficiencia volumétrica de la bomba se representa por la siguiente fórmula:

$$E_v = \frac{Q(b/d)}{V(b/d)}$$

Donde:

$Q = b / d$ Volumen de fluido producido en superficie

$V = K \times S_p \times N$

$$E_v = \frac{Q(b/d)}{V(b/d)}$$

$$E_v = \frac{Q(b/d)}{K \times S_p \times N}$$

Donde:

$K = 0,1484 A_p$

$$E_v = \frac{Q(b/d)}{0,1484 A_p \times S_p \times N} \quad \text{Eq 2.2}$$

Donde:

$V =$ Volumen desplazado por el pistón (b/d)

$A_p =$ Área del pistón en in²

S_p = Longitud efectiva de la carrera (in /carrera)

N = Número de carreras por minuto, en SPM

K = Constante de la bomba en función del área del pistón

La selección del tamaño adecuado del pistón para una producción dada de fluido a varias profundidades es muy importante para obtener la eficiencia óptima y disminuir las cargas sobre las varillas y equipo de superficie.

La siguiente tabla representa los tamaños de pistón recomendados para condiciones óptimas y carreras hasta de 74 in de longitud.

PROFUNDIDA D	PRODUCCION DE FLUIDO b/d – EFICICENCIA 80%										
	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	
2000'	1- 1/2 1- 1/4	1- 3/4 1- 1/2	2 1- 3/4	2- 1/4 2	2- 1/2 2- 1/4	2- 3/4 2- 1/2	2- 3/4	2- 3/4 3/4	2- 3/4	2- 3/4	2-3/4
3000'	1- 1/2 1- 1/4	1- 3/4 1- 1/2	2 1- 3/4	2- 1/4 2	2- 1/2 2- 1/4	2- 1/2 2- 1/4	2- 3/4 2- 1/2	2- 3/4 3/4	2- 3/4	2- 3/4	2-3/4
4000'	1- 1/4	1- 3/4 1- 1/2	2 1- 3/4	2- 1/4 2	2- 1/4 2	2- 1/4	2- 1/4 1/4	2- 1/4			
5000'	1- 1/4	1- 3/4 1- 1/2	2 1- 3/4	2 1- 3/4	2- 1/4						

6000'	1- 1/4	1- 1/2 1- 1/4	1- 3/4 1- 1/2	1- 3/4						
7000'	1- 1/4 1- 1/8	1- 1/2 1- 1/4								
8000'	1- 1/4 1- 1/8									

TABLA 3: TAMAÑOS DE PISTÓN RECOMENDADOS PARA CONDICIONES ÓPTIMAS Y CARRERAS HASTA DE 74 (in) DE LONGITUD

FUENTE: Bombeo Mecánico, Florencio Hernández U.

2.2 CARRERA EFECTIVA DEL PISTON

El volumen bombeado en cada carrera del pistón de la bomba no depende de la longitud de carrera de la barra lisa, sino del movimiento del pistón respecto al barril de la bomba. Este movimiento se llama “Carrera neta o efectiva del pistón”.

Las carreras de la barra lisa y del pistón son diferentes debido a la elongación de la tubería de producción (tubing), las varillas y al sobre viaje (overtravel) del pistón debido a la aceleración.

Durante el ciclo de bombeo, el peso del fluido de la tubería es soportado alternadamente por la tubería y por la sarta de varillas.

Durante el descenso del pistón, cuando la válvula fija está cerrada y la válvula viajera está abierta, el peso del fluido lo soporta la tubería causando cierta elongación en ella. Cuando sube el pistón la válvula viajera se cierra y el peso de

fluido lo soporta la sarta de varillas produciendo elongación en ella. Al abrir la válvula fija la tubería se libera el peso del fluido y recobra su longitud original. Esto hace que el barril de la bomba se mueva hacia arriba y la elongación de las varillas hace que el pistón se mueva hacia abajo. En consecuencia, la carrera efectiva del pistón disminuye en una cantidad igual a la suma de las elongaciones de la tubería y varillas debido al peso del fluido.

2.3 FLUJO DE ENERGIA EN EL SISTEMA DE BOMBEO

La economía de un sistema de bombeo o de cualquier otro tipo de instalación de levantamiento artificial se puede evaluar mejor considerando los costos monetarios en unidades de levantamiento por volumen de fluido levantado. Dado que la mayoría de las instalaciones de bombeo hoy día funcionan con motores eléctricos, parte de los costos de operación están descritos en la ley de energía eléctrica. Debido a la tendencia mundial en el aumento de los precios de la energía eléctrica, este solo ítem se ha convertido en el componente más importante en los costos de funcionamiento en campos con bombeo mecánico. Por lo tanto, la búsqueda interminable en la reducción de los costos de funcionamiento se puede traducir en la reducción de las pérdidas de energía, tanto en el fondo de pozo como en superficie.

La energía consumida por el motor de la unidad de bombeo comprende, además de la energía necesaria para levantar los fluidos del pozo a la superficie, todas las pérdidas de energía ocurridas en el pozo y en los mecanismos de superficie. Por lo tanto, cualquier esfuerzo para reducir estas pérdidas debe comenzar con un perfecto entendimiento de su naturaleza y magnitud.

La fig. 23 y la siguiente discusión presentan las posibles fuentes de pérdidas de energía a lo largo de la trayectoria de la corriente de flujo del pozo, agrupando las pérdidas de fondo de pozo y las de superficie.

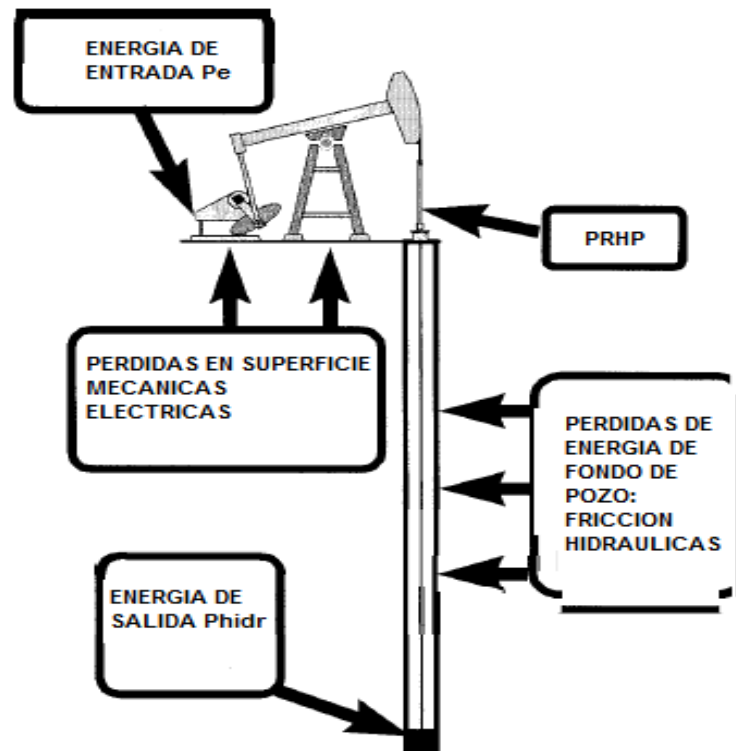


FIGURA 23: FLUJO DE ENERGÍA EN SISTEMA DE BOMBEO MECÁNICO.
 FUENTE: Power Efficiency Of Sucker-Rod Pumping Systems

2.3.1 ENERGÍAS DE ENTRADA Y DE SALIDA DE LA BOMBA

El trabajo realizado por un sistema de bombeo está determinado por la energía entregada a la salida de la bomba de fondo de pozo cuando levanta una determinada cantidad de fluido desde la profundidad de asentamiento de la bomba hasta la superficie. Este trabajo es descrito generalmente por la llamada energía hidráulica, P_{hidr} , y se puede calcular como el aumento de la energía potencial del fluido bombeado.

El motor eléctrico toma la energía requerida de la fuente de superficie. Puesto que los requisitos reales de energía en el motor varían dentro del ciclo de bombeo, un valor medio de la energía de entrada, P_e , es válido para un ciclo de bombeo y se puede determinar a través de las lecturas del medidor de energía. Esta energía cubre todos los requisitos del sistema de bombeo incluyendo la energía útil usada

para el levantamiento del fluido y todas las pérdidas de energía que ocurren en el fondo del pozo y en los equipos de superficie, lo cual representa la entrada total de la energía al sistema.

2.3.1.1 PÉRDIDAS EN FONDO DE POZO

La fuente de pérdidas de energía en el fondo del pozo se encuentra en la bomba, en la sarta de varillas, en la columna de fluido y en la tubería, donde ocurren pérdidas mecánicas irreversibles así como también pérdidas hidráulicas.

2.3.1.1.1 PÉRDIDAS EN LA BOMBA

- La fricción mecánica entre el pistón y el barril de la bomba es generalmente desconocida pero se puede determinar.
- Las pérdidas hidráulicas en válvulas de tamaño inadecuado, especialmente cuando se bombea crudos altamente viscosos, puede incrementar las pérdidas del fondo de pozo.

2.3.1.1.2 PÉRDIDAS EN LA SARTA DE VARILLAS

- La fricción mecánica ocurre en cualquier parte de la sarta de varillas, y en la tubería de forma recíproca, la fricción de la sarta de varillas contra la pared de la tubería, aumenta significativamente las pérdidas de energía en pozos altamente desviados. La magnitud y la severidad de estas fuerzas de fricción no se pueden determinar con precisión, sólo se pueden hacer estimaciones basadas en datos de inclinación del pozo.
- La fricción mecánica en el prensaestopa es generalmente mínima, pero a condiciones extremas (un prensaestopa demasiado ajustado) puede aumentar su magnitud.

2.3.1.1.3 PÉRDIDAS EN LA COLUMNA DE FLUIDO

- La fricción del fluido en el espacio anular comprendido entre el tubing y la sarta de varillas se suma a las pérdidas irreversibles porque la acción de bomba

debe superar el diferencial de presión resultante entre la profundidad de la bomba y el cabezal del pozo. Puesto que el flujo transitorio en un anular excéntrico es complejo y el tamaño del anular cambia con la profundidad en pozos con sarta de varillas de disminución gradual, es prácticamente imposible el cálculo de la presión por fricción, así como las pérdidas de energía.

➤ La presión en cabeza de pozo produce una pérdida de energía adicional en la bomba de fondo de pozo, no se puede considerar una parte del trabajo útil realizado en el fluido del pozo.

2.3.1.2 PÉRDIDAS EN SUPERFICIE

Éstas se pueden clasificar de acuerdo a su incidencia así como las pérdidas mecánicas en el tren de transmisión (unidad de bombeo, caja de engranajes, transmisión por correas) y pérdidas en el motor.

2.3.1.2 1 PÉRDIDAS EN EL TREN DE TRANSMISIÓN

➤ La fricción mecánica en los cojinetes de la unidad de bombeo es generalmente muy baja, siempre y cuando se haga un adecuado mantenimiento a la unidad.

➤ La fricción mecánica en la caja reductora ocurre entre engranajes. Si existe buena lubricación de los mismos, la pérdida de energía es generalmente baja.

➤ La fricción mecánica en las correas y poleas causa una mínima pérdida de energía si las poleas son del tamaño correcto con el número y la tensión apropiada de las correas utilizadas.

2.3.1.2.2 PÉRDIDAS EN EL MOTOR

➤ Las pérdidas mecánicas debido a la fricción ocurren en los soportes estructurales del motor eléctrico.

2.4 EFICIENCIAS DE ENERGIA

Si la energía de entrada y de salida es conocida a partir de medidas reales, la eficiencia total para el sistema de bombeo se puede definir fácilmente. El trabajo útil del sistema es representado por la energía hidráulica utilizada en el levantamiento del fluido, y la energía total de entrada la cual es igual a la energía eléctrica medida.

La eficiencia total energética del sistema de bombeo mecánico se puede calcular como:

$$\eta_{system} = \frac{P_{hidr}}{P_e} \quad \text{Eq 2.3}$$

Donde

η_{system} = eficiencia total energética del sistema de bombeo

P_{hidr} = Potencia hidráulica usada para el levantamiento del fluido, HP

P_e = Potencia eléctrica de entrada en los terminales del motor, HP

Debido a que las pérdidas de energía están involucradas en varios componentes de sistema, la eficiencia total del sistema se puede analizar en eficiencias individuales que representan los diferentes puntos en el flujo de energía. La eficiencia total o global del sistema se calcula como el producto de los elementos que la constituyen.

En nuestro caso, se tienen que asignar cifras separadas de eficiencia a todos o a la mayoría de los tipos individuales de pérdidas de energía. En este enfoque, es necesario señalar las eficiencias para los efectos de: fricción de las varillas del tubing, y de fricción de los fluidos en el tubing, etc. Sin embargo, la mayoría de las pérdidas de energía individuales en el sistema de bombeo son difíciles o incluso imposibles de predecir, haciendo que esta solución sea un valor cuestionable.

Una solución más factible clasifica las pérdidas de energía según su ocurrencia y utiliza dos o tres eficiencias individuales para la descripción de la eficiencia total de energía del sistema. Un ítem es asignado para describir la suma de todas las pérdidas superficiales, con uno o dos puntos adicionales que representan las pérdidas de energía en la superficie. Este enfoque no sólo proporciona una solución más confiable para la determinación de la eficiencia de la energía en el sistema de bombeo sino que permite identificar las posibles formas de aumentar la eficiencia total del sistema.

2.5 EFICIENCIA DE LEVANTAMIENTO

La energía mecánica necesaria para el accionamiento de la barra lisa en la superficie es la suma del trabajo útil realizado por la bomba y todas las pérdidas de energía en el fondo del pozo, es decir las que ocurren, en la sarta de varillas, la bomba de subsuelo y la columna del fluido. Este trabajo es directamente proporcional a la energía requerida en la barra lisa, la cual es denominada potencia de la barra lisa (PRHP), representa la energía mecánica ejercida en la barra lisa y se puede determinar de varias formas.

La solución más confiable consiste en tomar una carta dinamométrica y realizar cálculos basados en el área de la carta. Si una carta dinamométrica no está disponible, como en el caso del diseño de una nueva instalación, el procedimiento del API RF 11L se puede utilizar para las unidades de bombeo convencional. Sin embargo, la solución de la ecuación de onda proporciona buenas estimaciones para cualquier clase de geometría de unidad de bombeo.

Con base en las consideraciones anteriores, la eficiencia de la energía de los componentes de fondo de pozo del sistema de bombeo se caracteriza por la cantidad relativa de pérdidas de energía en el pozo. Este parámetro se denomina eficiencia de levantamiento, q , y es el cociente de la potencia hidráulica útil y de la potencia requerida en la barra lisa:

$$\eta_{lev} = \frac{P_{hidr}}{PRHP} \quad \text{Eq 2.4}$$

Donde

η_{lev} = eficiencia de levantamiento

P_{hidr} = potencia hidráulica usada para levantar el fluido, HP

$PRHP$ = potencia de la barra lisa requerida en superficie, HP

El uso de la eficiencia de levantamiento elimina la necesidad de asignar eficiencias individuales sobre el valor dudoso de cada clase particular de pérdida de fondo de pozo puesto que incluye los efectos de todos ellos. En casos cuando la potencia de la barra lisa se obtiene de la medida de una carta dinamométrica, la eficiencia de levantamiento representa la eficiencia verdadera de la energía del fluido de levantamiento en el pozo. Si se ha diseñado una nueva instalación, una estimación confiable de la energía prevista de la barra lisa proporcionada por el procedimiento del API RP 11L o por un programa de análisis de onda puede servir para el mismo objetivo.

Los valores reales de eficiencia de levantamiento pueden variar en rangos muy amplios. En el extremo inferior de valores posibles, se considera el caso de una bomba desgastada produciendo una cantidad muy baja de fluido. La instalación alcanza una potencia hidráulica insignificante, P_{hidr} , mientras que consume una energía definida en la barra lisa. A todo esto se le suma un valor de eficiencia de levantamiento casi nula.

Por otra parte, los pozos con bombas de gran tamaño y bajas velocidades de bombeo pueden requerir un poco más de potencia hidráulica en la barra lisa en condiciones ideales.

2.6 EFICIENCIA MECÁNICA DE SUPERFICIE

Las pérdidas de energía mecánica que ocurren en el tren de transmisión son pérdidas causadas por la fricción en superficie que se presentan en la unidad de bombeo, en la caja de engranajes, y en la transmisión por correas. Debido a sus efectos, la energía mecánica requerida por el eje principal del motor, P_{mot} siempre es mayor que la energía de la barra lisa, PRHP. Se acostumbra describir estas pérdidas por una sola eficiencia mecánica, como se muestra a continuación:

$$\eta_{mech} = \frac{PRHP}{P_{mot}} \quad \text{Eq 2.5}$$

Dónde

η_{mech} = eficiencia mecánica del tren de impulsión en superficie

P_{mot} = potencia mecánica requerida por el eje del motor, HP

Los valores medios de la eficiencia mecánica en superficie son altos, generalmente por encima del 90% en condiciones favorables. Existe un consenso en la literatura técnica que las eficiencias aumentan al aumentar la carga de la caja de engranajes. Las curvas presentadas para las unidades nuevas y desgastadas son altamente afectadas por el esfuerzo de torsión promedio en la caja de engranajes y las eficiencias aumentan mientras que la carga en la caja de engranajes se aproxima a la capacidad nominal de la unidad.

2.7 EFICIENCIA DEL MOTOR

Si la demanda de energía en el eje del motor se mantiene constante durante el ciclo de bombeo, un motor con un grado de energía P_{mot} , calculada de la Ecuación 5, sería suficiente. La energía requerida en el bombeo, sin embargo, es siempre cíclica porque incluso en un caso ideal de contrapeso las fluctuaciones en el esfuerzo de torsión neto de la caja de engranajes no pueden ser eliminadas totalmente.

Así, la carga mecánica en el eje del motor también está fluctuando y la energía mecánica P_{mot} solo representa la demanda promedio de la energía sobre el ciclo completo.

Por lo tanto, los motores eléctricos para el bombeo deben ser sobredimensionados usando un factor de igualación, llamado factor cíclico de carga (CLF) que es la capacidad normal que iguala el factor cíclico de carga supuesto (CLF). Aunque en la industria no existe patrón, un factor de 1.2 y 2.5 son usados generalmente.

Para representar todas las pérdidas en el motor, se puede utilizar un factor de eficiencia total, que permite el cálculo de la energía eléctrica proveniente de la fuente de alimentación basada en la energía mecánica del eje del motor:

$$\eta_{mot} = \frac{P_{mec}}{P_e} \quad \text{Eq 2.6}$$

Donde:

η_{mot} = eficiencia total del motor eléctrico

P_e = potencia eléctrica requerida a la entrada del sistema, HP.

Aunque los motores eléctricos usados en el bombeo pueden tener eficiencias de carga cerca del 90% con cargas constantes, debido la carga cíclica del motor durante el bombeo, los valores reales oscilan entre el 30% y el 80%.

2.8 EFICIENCIA ÓPTIMA DEL SISTEMA

La eficiencia total de los sistemas de bombeo, definida en la Ecuación 2.3, y discutidas anteriormente, se puede escribir en términos de las eficiencias individuales de la siguiente forma:

$$\eta_{sistema} = \eta_{tubo} \eta_{man} \eta_{mot} \quad \text{Eq 2.7}$$

Donde

η_{system} = eficiencia total del sistema de bombeo

η_{lev} = eficiencia de levantamiento

η_{mec} = eficiencia mecánica de superficie del tren de transmisión

η_{mot} = eficiencia total del motor eléctrico

Esta fórmula permite sacar conclusiones importantes sobre las posibles formas de lograr la eficiencia máxima de energía en los sistemas de bombeo mecánico. De los tres parámetros que figuran en la ecuación, los valores posibles de la eficiencia mecánica en superficie, η_{mec} , y la eficiencia del motor, η_{mot} , varían en rangos muy pequeños. Al mismo tiempo, sus valores pueden ser maximizados si se selecciona el tamaño correcto de la caja de engranajes y motor eléctrico.

Como se indicó anteriormente, un adecuado mantenimiento de la unidad de bombeo con una caja de engranajes operando cerca de su capacidad máxima de torque asegura eficiencias mecánicas mayores e igual al 90%. Un motor eléctrico correctamente seleccionado también puede proporcionar valores relativamente altos de η_{mot} . Así la eficiencia combinada del tren de transmisión y el motor puede estar en el rango de 70% y el 82%.

A diferencia con los rangos habituales de la eficiencia antes mencionada, la eficiencia de levantamiento η_{lev} , puede variar en rangos muy amplios dependiendo del sistema de bombeo (tamaño del pistón, longitud del carrera, y la velocidad de bombeo) seleccionado.

En resumen, el requisito básico para obtener una alta eficiencia del sistema total se encuentra del valor máximo posible de la eficiencia de levantamiento. Puesto que esto se logra por la selección apropiada del tipo de bombeo, la opción de la combinación correcta de tamaño de la bomba, la longitud de la carrera de la barra

lisa, y la velocidad de bombeo. Al diseñar un nuevo sistema de bombeo o mejorar el funcionamiento de una instalación existente, ésta debe ser la meta fundamental de los ingenieros de producción.

3 DESLIZAMIENTO DE FLUIDO⁷

A lo largo de los años se han desarrollado modelos matemáticos que intentan predecir el volumen de deslizamiento de las bombas. Una fórmula de deslizamiento es necesaria para calcular la lubricación adecuada del pistón y la eficiencia del mismo, a fin de maximizar la producción.

Por lo tanto son discutidos y comparados modelos históricos, como los de Robinson (1935), Davis y Stearns (1944), Robinson y Reekstin (1960), Davis, Stearns y Reekstin (1960), y ARCO Harbison Fisher (2000).

3.1 DEFINICION

La diferencia de presión entre el tope y la base del conjunto pistón barril, hace que fluya liquido a través del espacio existente entre el barril y el pistón (clearance). Este fenómeno es llamado deslizamiento (slippage), y afecta la eficiencia volumétrica de la bomba. Si el fluido que se escurre es viscoso, puede transportar sólidos, lo cual puede ocasionar daños severos tanto al pistón como al barril afectando de esta manera la integridad de la bomba de subsuelo. La longitud del pistón puede controlar el deslizamiento.

Este fenómeno de deslizamiento puede ser cuantificado como la diferencia entre lo que debe producir teóricamente la bomba basado en el recorrido efectivo del pistón y el desgaste de la bomba, y lo qué la bomba realmente produce asumiendo que no hay fugas a través de la válvula viajera.

3.2 IMPORTANCIA DE LA CUANTIFICACION DEL DESLIZAMIENTO DE FLUIDO

Los cálculos del deslizamiento de fluido entre el pistón y el barril son importantes para determinar la cantidad de fluido necesario para lubricar el pistón en un

⁷ CHAMBLISS, Richard. Plunger Leakage and Viscous Drag for Beam Pump Systems

sistema de bombeo mecánico y evitar el desgaste de éste debido a la fricción, además el cálculo de la fuga a través del pistón es necesaria para calcular la eficiencia de la bomba a fin de maximizar la producción de petróleo. Si la fuga es muy pequeña, el pistón y el barril no se lubricarán debidamente, así mismo si la fuga es muy grande causará baja eficiencia volumétrica y por lo tanto también bajará la eficiencia del sistema.

3.3 IMPORTANCIA DEL DESLIZAMIENTO APROPIADO DE LA BOMBA

Un ajuste apropiado de la bomba trae como consecuencia un equilibrio entre la lubricación apropiada de la bomba para prolongar la vida y la eficiencia volumétrica de ésta. La eficiencia volumétrica de la bomba se define como el fluido real desplazado dividido por el desplazamiento calculado. En la carrera ascendente, hay una gran diferencia de presión a través del pistón, lo que fuerza al fluido a moverse en el espacio comprendido entre barril y el pistón. La fuga de fluido entre el barril y el pistón es llamado deslizamiento de fluido y es uno de los factores que afecta la lubricación de la bomba y la eficiencia.

Otro factor que afecta la eficiencia es una pega en el pistón, que reduce el recorrido (stroke) real de la bomba. Un pistón puede pegarse si la separación entre el barril y el pistón es demasiado pequeña, la separación debe ser lo suficientemente grande para permitir que una cantidad apropiada de fluido lubrique suficientemente el pistón. La arena y otras partículas tienen que pasar a través del barril y el pistón, lo que podría pegar el pistón.

La cantidad típica de volumen de deslizamiento para la lubricación es del 0.2 al 0.5% de la producción total. Cuando un pistón se pega en la carrera descendente, comprime las varillas, cuando un pistón se pega en la carrera ascendente, la tensión se crea en las varillas, lo que acorta el recorrido ascendente del pistón. Un recorrido más corto del pistón en la carrera ascendente o en la carrera descendente causa una pérdida de producción.

Para predecir la eficiencia de la bomba y el diseño para una lubricación apropiada, el deslizamiento de la bomba necesita ser modelado ya sea matemática o experimentalmente.

3.4 DESGASTE DEL PISTON, DETERIORO Y PEGA

Los factores a considerar cuando se determina la separación entre pistón y barril, son el tamaño de la arena producida, el corte de agua, la viscosidad del fluido producido, y la temperatura en el fondo del pozo. La separación debe ser suficiente para que las partículas de arena pasen entre el barril y el pistón sin causar que la bomba se peque.

La cantidad de aceite necesaria para lubricar el pistón es afectada por el porcentaje de agua producido. Los pozos con un corte grande de agua necesitan una salida más grande para lubricar el pistón porque el agua no es un buen lubricante. Los pozos con fluidos de alta viscosidad necesitan una separación más grande para lograr la lubricación apropiada del pistón.

La temperatura en el fondo del pozo debe ser considerada en el cálculo de la viscosidad del fluido en la bomba. La temperatura en el fondo del pozo afecta la viscosidad, y los diámetros del pistón y del barril debido a la expansión térmica de los materiales.

Como el barril y el pistón se desgastan, la pérdida de fluido aumenta por ello la tasa de desgaste debe ser lenta. Por esta razón, algunos operadores ponen a funcionar sus bombas inicialmente con una separación pequeña asumiendo que el pistón y el barril alcanzarán eventualmente un ajuste óptimo. Un ajuste pequeño sin embargo puede dañar también las varillas de succión debido a la compresión anormal y a la tensión, lo que causa que la vida de la bomba sea corta.

3.5 TEMPERATURA Y EFECTOS DE LA PRESIÓN EN LA SEPARACIÓN DE LAS BOMBAS

La separación no será igual en el fondo del pozo como en la superficie debido a la alta temperatura y presión. Una alta temperatura en el fondo del pozo causa que el barril y el pistón tengan diámetros ligeramente más grandes debido a la expansión térmica. Los efectos de la temperatura son generalmente insignificantes si el barril y el pistón se fabrican del mismo material, o materiales con valores equivalentes de expansión térmica.

Si el pistón y el barril se fabrican de materiales diferentes, se debe realizar un cálculo del cambio en la separación, especialmente en pozos con alta temperatura en el fondo del pozo. La ecuación 3.1 calcula el cambio en el diámetro debido a la temperatura para el pistón y el barril.

$$D_{TA} = D + \alpha (T_{BH} - T_s) D \quad \text{Eq 3.1}$$

Donde:

D = Diámetro del pistón (in)

α = Coeficiente térmico de expansión in / in / °F

T_{BH} = Temperatura de fondo de pozo °F

T_s = Temperatura de superficie °F

La presión afecta el tamaño del barril de la bomba y la forma del pistón. La presión interna aumenta el tamaño del barril. El aumento en el diámetro del barril de la bomba debido a la presión se debe tener en cuenta en pozos profundos, o pozos con alta presión sobre el pistón. La ecuación 3.2 se puede utilizar para calcular el aumento en el diámetro del barril y el pistón debido a la presión.

$$D_{PA} = \frac{PD^3}{2cE} + D \quad \text{Eq 3.2}$$

Donde:

D = Diámetro del pistón (in)

p = Presión sobre el pistón (psi)

E = Modulo de elasticidad (psi)

t = Espesor del barril de la bomba (in)

La presión interna del pistón sigue siendo constante a través de su longitud, mientras que en su exterior hay una caída de presión. El pistón tiene un diámetro cada vez mayor a medida que desciende, donde el diámetro en la parte superior del pistón en la superficie no cambia, mientras que en el fondo el cambio en el diámetro es máximo. El barril tiene un diámetro cada vez mayor desde el fondo hasta la superficie, donde el diámetro del fondo del barril no cambia, mientras que en la superficie el cambio en el diámetro es máximo.

3.6 DESLIZAMIENTO DE LA BOMBA EN LA CARRERA DESCENDENTE

El deslizamiento en la carrera ascendente es el más significativo cuando se calcula la producción y la lubricación del pistón de la bomba. En la carrera ascendente, la válvula viajera se cierra, creando una diferencia grande de presión a través del pistón. Cuando comienza la carrera descendente y la válvula viajera se abre, el fluido fluye a través de la válvula viajera. Generando una caída de presión a través del pistón debido al flujo de fluido que atraviesa la válvula viajera, pero esta es relativamente pequeña y cualquier fluido que se fugue y pase a través del pistón es en cantidades muy pequeñas.

Si se realizara un análisis de la válvula viajera, las fórmulas de deslizamiento de la bomba podrían ser usadas para calcular el deslizamiento en la carrera descendente.

3.7 HISTORIA DE LOS CALCULOS DEL DESLIZAMIENTO DE LA BOMBA

3.7.1 ECUACIÓN BÁSICA

Las ecuaciones históricas de deslizamiento siguen generalmente la forma de la ecuación 3.3

$$V_d = K \frac{PD^x C^z}{\mu L} \quad \text{Eq 3.3}$$

Donde:

V_d = Deslizamiento de la bomba (bpd)

K = Coeficiente de deslizamiento (adimensional)

P = Presión de la de la bomba (psi)

D = Diámetro del pistón (in)

x = Coeficiente de energía del diámetro de la bomba (adimensional)

C = Separación de la bomba (in)

z = Coeficiente de energía de separación de la bomba (adimensional)

μ = Viscosidad del fluido (centipoise)

L = Longitud del pistón (in)

3.7.2 COMPARACION DE LAS ECUACIONES USADAS PARA EL CÁLCULO DEL DESLIZAMIENTO DE FLUIDO

3.7.2.1 DATOS DE ROBINSON⁸ (1935)

Los investigadores han estado intentando derivar una ecuación de deslizamiento de fluido desde 1930. Robinson fue uno de los primeros en abordar el problema. Él realizó pruebas de deslizamiento a una profundidad de bomba de 4000 pies con separaciones de bomba de 0,0055 pulgadas. La bomba se puso en funcionamiento sin una válvula fija.

⁸ CHAMBLISS, Kyle. & Oxy. Calculating Pump Slippage

La fuga se determinó por la medición de la cantidad de fluido necesario para mantener la tubería llena. Los datos de la prueba no fueron publicados; en su lugar, Robinson ajustó los datos según la fuga en una bomba que ancló a 6000 pies de profundidad en un pozo con aceite de 33,5° API y un pistón con 1 ½ pulgadas por 72 pulgadas de longitud. Él asumió que la fuga era proporcional a la profundidad y al diámetro del pistón, e inversamente proporcional a la longitud del pistón y a la viscosidad del aceite. Esta curva ajustada se ilustra en la figura 24.

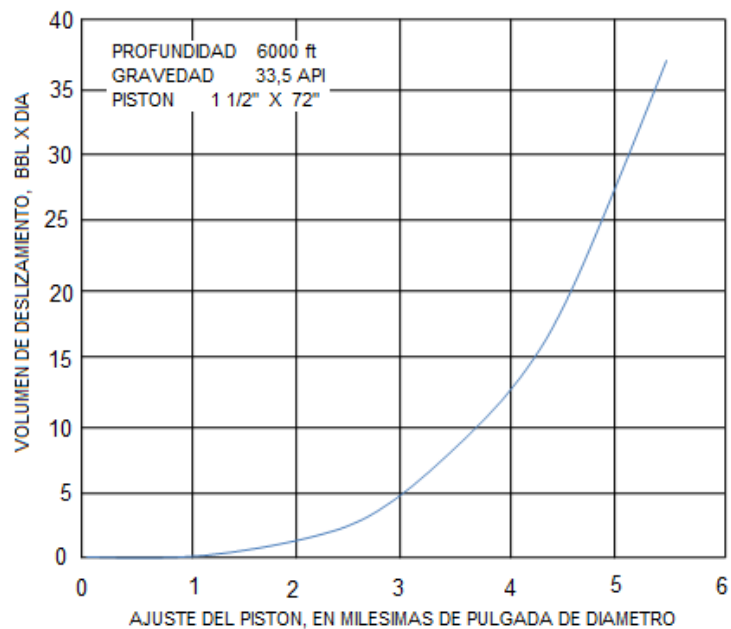


FIGURA 24: DATOS AJUSTADOS DE ROBINSON
FUENTE: Economics of Pumping API35091 Robinson Bruce

Robinson no publicó la viscosidad del fluido usada en la prueba, o los cálculos de la muestra, por lo tanto es imposible determinar exactamente lo que él hizo para ajustar los datos a lo ilustrado en la Figura 24. Tampoco desarrolló una ecuación de sus datos. A fin de comparar las fórmulas de deslizamiento y los datos, se necesita una ecuación que se ajuste a la curva antes mencionada. Asumiendo que la Figura 24 es correcta y que la viscosidad del aceite puede ser estimada, se pudo desarrollar una ecuación.

Se puede usar la correlación de Beal para calcular la viscosidad del aceite a partir de la gravedad del aceite y basados en las siguientes suposiciones: gradiente térmico de 1°F por 100 pies y temperatura superficial promedio de 70°F, dada en la ecuación 3.4.

$$V_{dB} = 2,79 \times 10^7 \frac{PDC^2}{\mu L} \quad \text{Eq 3.4}$$

Donde:

P = Presión del pistón (psi)

D = Diámetro del pistón (in)

C = Separación de la bomba (in)

μ = Viscosidad del fluido (centipoise)

L = Longitud del pistón (in)

Los cálculos de la derivación de la Eq 3.4 son mostrados en el anexo A. En el fondo del pozo la viscosidad usada en la derivación es cuestionable debido al uso de la correlación de Beal. La temperatura del fluido es difícil de estimar debido a que la temperatura en el fondo de pozo era desconocida y la fricción del pistón y del barril de la bomba pudo haber calentado el aceite sobre el pistón. La tasa de flujo en la tubería es igual a la tasa de fuga de la bomba lo cual podría permitir un aumento en la temperatura del fluido. La Figura 25 muestra los datos de Robinson trazados con la ecuación 3.4.

3.7.2.2 ECUACIÓN DE DAVIS Y STEARNS⁹ (1944)

A mediados de 1940, el Comité de tópicos de Distrito del Continente, sobre prácticas de producción, en cooperación con el Departamento de Ingeniería del Petróleo de la Universidad de Oklahoma, comenzó investigaciones para evaluar diversos factores que influyen en la eficiencia volumétrica de bombas en pozos productores de aceite.

⁹ GLENN, Stearns. An Evaluation of the Rate of Slippage Of Oil Past Oil-Well Pump Plungers. API 44-025

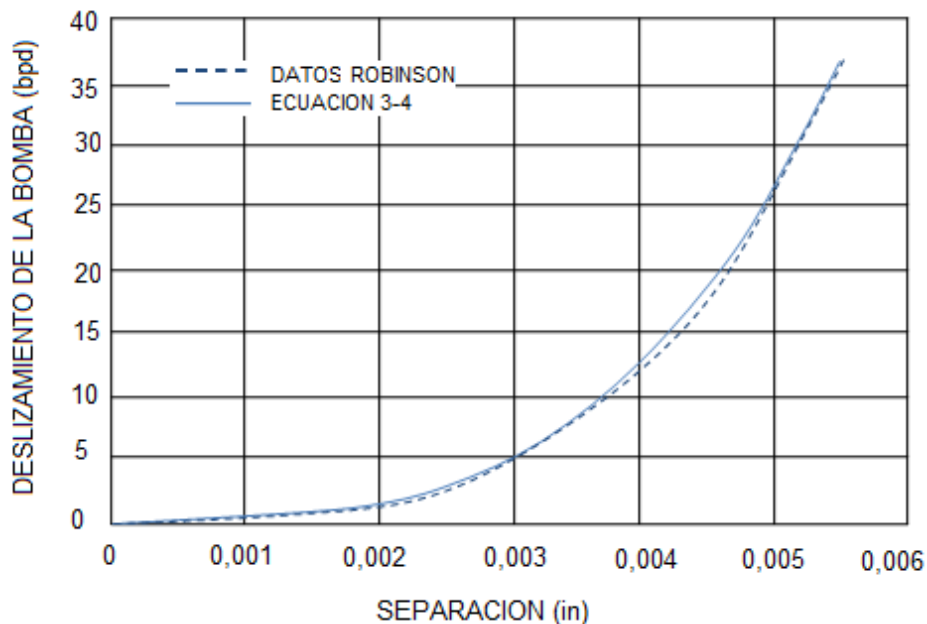


FIGURA 25: DATOS AJUSTADOS DE ROBINSON TRAZADOS CON LA EC 3.4.
 FUENTE: Economics of Pumping API35091 Robinson Bruce

La segunda fase de este proyecto se ocupó de evaluar varios factores que influyeron en el deslizamiento de la bomba, por lo cual Stearns publicó dos artículos donde se determinaron siete factores que influyen el deslizamiento de la bomba, esos factores estudiados fueron ajustados para el pistón; su longitud, diámetro, superficie (liso o ranurado), presión diferencial a través del mismo, viscosidad del aceite y densidad del aceite. Se desarrolló un instrumento experimental permitiendo que cada uno de los siete factores fuera aislado. El artículo de 1944 es un reporte del avance de los trabajos, no un estudio completo, por lo tanto no todas las siete variables fueron evaluadas.

Una descripción detallada del instrumento y cómo fue utilizado se puede ver en el artículo de Stearns. Donde todos los pistones probados fueron de 2 ¼ in de diámetro, y todos los barriles probados eran lisos, no ranurados. Puesto que la presión sobre el pistón se mantuvo constante a lo largo de de la prueba, incluyendo en la carrera descendente, el deslizamiento encontrado a partir de

cada corrida se debe dividir por 2 para determinar el deslizamiento de una unidad de bombeo convencional para cada condición de prueba. Usando la ecuación teórica de Davis, Stearns calculó el valor de K, el cual es el coeficiente principal de la ecuación 3.3, para cada una de las 28 pruebas. El valor promedio de K fue $4,17 \times 10^6$. Este valor fue usado por Stearns en la ecuación 3.5.

$$V_{dps} = 4,17 \times 10^6 P C^{1.5} \frac{(d_1^2 - d_2^2)}{d_1^4 L \mu} \quad \text{Eq 3.5}$$

Donde:

P = Presión del piston (psi)

C = Separación de la bomba (in)

μ = Viscosidad del fluido (centipoise)

L = Longitud del pistón (in)

Cabe señalar que Stearns mencionó en su estudio que “ es poco probable que la prueba haya alcanzado un espacio lo suficientemente amplio para justificar un análisis generalizado”. El únicamente publicó esta fórmula para demostrar el “método” que iba a utilizar en el siguiente artículo para encontrar su fórmula final. También se debe observar que el valor calculado de K para las 28 pruebas se extendió de $2,9 \times 10^6$ a $6,36 \times 10^6$. La figura 26 ilustra la ecuación de Davis y Stearns trazada con los datos de Stearns de sus primeras 5 pruebas.

Así, la ecuación de Davis y de Stearns concuerda estrechamente con los datos de Stearns.

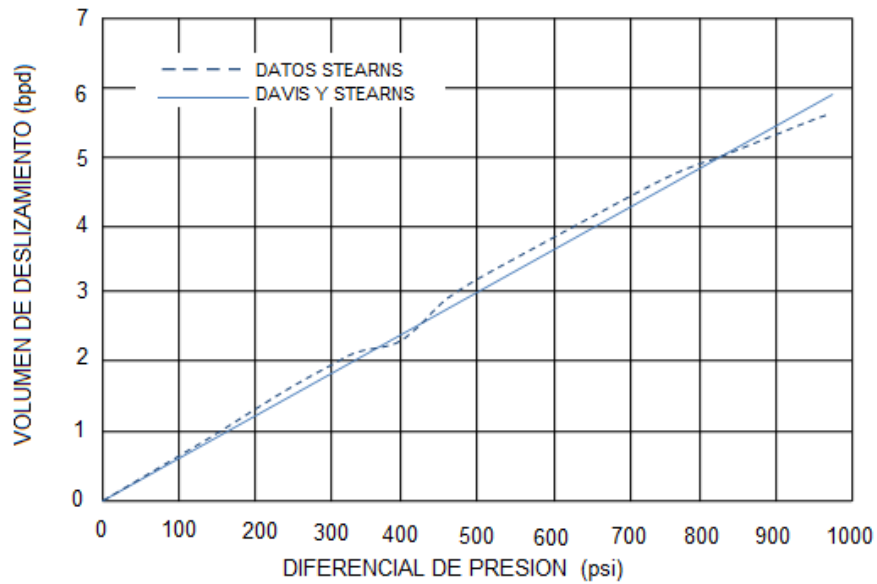


FIGURA 26: DATOS DE STEARNS TRAZADOS CON DAVIS Y LA EC DE STEARNS.
 FUENTE: Economics of Pumping API35091 Robinson Bruce

3.7.2.3 ECUACIÓN DE ROBINSON Y REEKSTIN¹⁰ (1960)

Reekstin presentó un artículo en 1960 que corrigió la ecuación de Robinson, y las ecuaciones de Davis y de Stearns. Reekstin desarrolló una ecuación de deslizamiento usando los datos de Robinson. Él realizó un análisis de los resultados de Robinson y publicó la ecuación 3.6.

$$V_{DRR} = 2,43 \times 10^6 \frac{HP^{0.7} C^{1.1} G}{\mu} \quad \text{Eq 3.6}$$

Donde:

H = Nivel del fluido (ft)

D = Diámetro del pistón (in)

G = Gravedad relativa del agua (adimensional)

C = Separación de la bomba (in)

μ = Viscosidad del fluido (centipoise)

¹⁰ CHAMBLISS, Richard. & ROWLAN Lynn. Pump Slippage Test Update. Texas University

L = Longitud del pistón (in)

La conversión de la ecuación 3.6 en las unidades de campo utilizadas dio paso a la ecuación 3.7.

$$V_{dRR} = 5,61 \times 10^6 \frac{PD^{0,75} C^{0,8}}{L_{pi}} \quad \text{Eq 3.7}$$

Reekstin no demostró cómo derivó los nuevos exponentes. La ecuación 3.7 se representó gráficamente con los datos ajustados de Robinson en la figura 27.

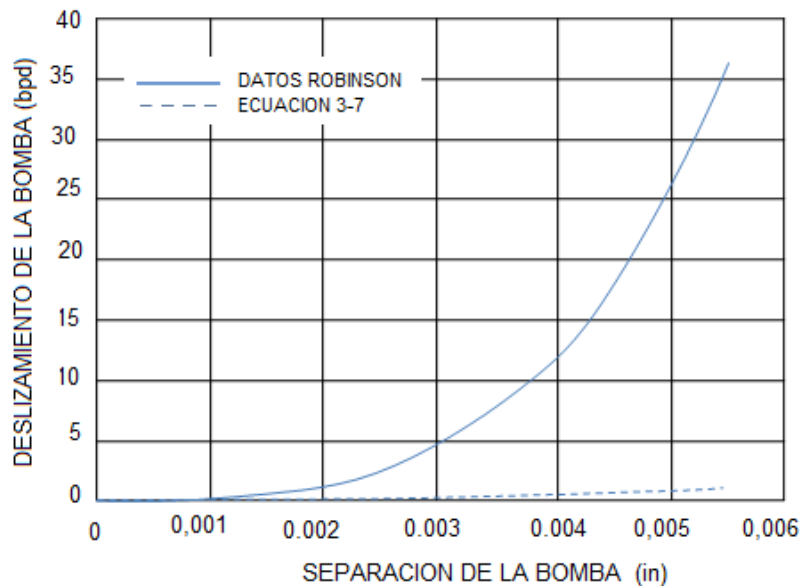


FIGURA 27: DATOS DE ROBINSON GRAFICADOS CON LA ECUACION 3.7.
FUENTE: Plunger Slippage for Rod Drawn Plunger Pumps

Como se puede ver, la ecuación 3.7 no concuerda con los datos de Robinson, pero predice un deslizamiento de bomba 32 veces menos que los datos de Robinson. Una nueva ecuación se derivó usando los datos y la ecuación básica de Robinson con los exponentes de Reekstin.

$$V_{dRR} = 1,80 \times 10^8 \frac{PD^{0,75} C^{0,8}}{L_{pi}} \quad \text{Eq 3.8}$$

Donde:

P = Presión del piston (psi)

D = Diámetro del barril (in)

C = Separación de la bomba (in)

L = Longitud del pistón (in)

μ = Viscosidad del fluido (centipoise)

La Ecuación 3.8 graficada con los datos de Robinson y la ecuación 3.5 en la figura 28

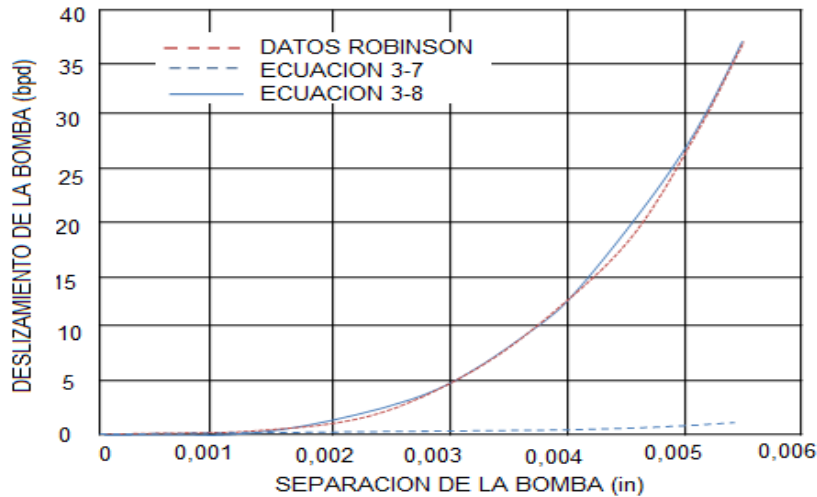


FIGURA 28: DATOS DE ROBINSON GRAFICADOS CON LA ECUACIÓN 3.7 Y 3.8
FUENTE: Plunger Slippage for Rod Drawn Plunger Pumps

3.7.2.4 ECUACIÓN DE DAVIS, STEARNS, Y REEKSTIN^{11,12}(1960)

Reekstin también analizó los artículos de Stearns y descubrió un error, donde Stearns convirtió la ecuación de Davis en unidades de campo. Reekstin después recalculó el valor medio de K con la ecuación corregida y publicó la siguiente ecuación:

$$V_{\text{DDSR}} = 6,08 \times 10^6 \frac{C^{2.1} L^{0.8} H^2}{\Delta P G} \quad \text{Eq 3.9}$$

¹¹ PATTERSON, John. & CURFEW, Jim. Progress Report #2 on Fluid Slippage in Down-Hole Rod-Drawn Oil Well Pumps

¹² PATTERSON, JOHN. & CURFEW, JIM. Progress Report # 3 on Fluid Slippage in Down-Hole Rod-Drawn Oil Well Pumps

Donde:

H = Altura de fluido (ft)

G = Gravedad relativa del agua (adimensional)

C = Separación de la bomba (in)

L = Longitud del pistón (in)

ν = Viscosidad cinemática de los fluidos (centiestokes)

Convirtiendo la ecuación 3.9 en unidades de campo dio paso a la ecuación 3.10.

$$V_{ADPR} = 1,40 \times 10^{-7} \frac{G^{0.4} L^3 P}{\mu} \quad \text{Eq 3.10}$$

Donde:

P = Presión del pistón (psi)

C = Separación de la bomba (in)

L = Longitud del pistón (in)

μ = Viscosidad del fluido (centipoise)

La figura 29 ilustra la ecuación 3.10 graficada con la ecuación de Davis y de Stearns y los datos de Stearns

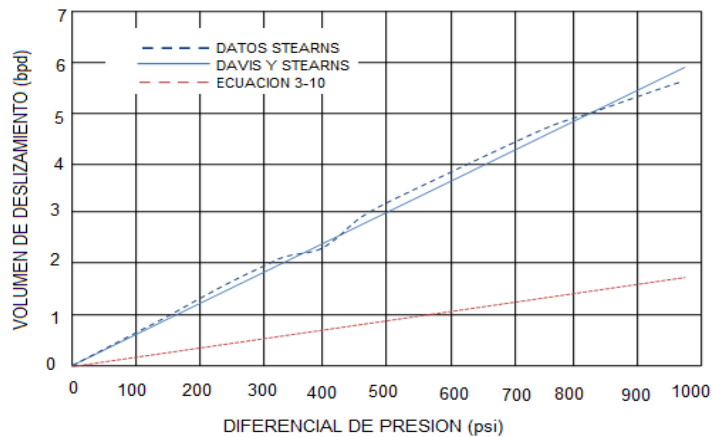


FIGURA 29: DATOS DE STEARN GRAFICADOS CON LA ECUACIÓN DE DAVIS Y STEARNS Y LA ECUACIÓN 3.10.

FUENTE: Plunger Slippage for Rod Drawn Plunger Pumps

La ecuación 3.10 no se ajusta a los datos según lo previsto. Esto predice que la fuga de la bomba es aproximadamente 3.5 veces menos que los datos de Stearns.

3.7.2.5 ECUACIÓN DE ARCO - HARBISON FISHER¹³ (2000)

Tres artículos fueron presentados en un curso corto de petróleo del suroeste de los Estados Unidos, sobre el deslizamiento de la bomba. El primer artículo incluyó una prueba de laboratorio donde el deslizamiento fue medido en los pistones estacionarios. Los pistones usados fueron de 36 pulgadas de diámetro, con variaciones de diámetro de 1,749 pulgadas a 1,731 pulgadas. El diámetro del barril usado en la prueba fue 1,751 pulgadas. Las primeras pruebas fueron corridas para el barril horizontal y el pistón situado en el barril.

Un extremo fue presurizado con fluido y la fuga fue medida en el otro. Cuando las pruebas fueron repetidas, los resultados de la primera prueba no podían ser duplicados. Se decidió que el pistón debía ser concéntrico y el barril vertical. La figura 30 es una gráfica de los datos de una prueba de un pistón concéntrico.

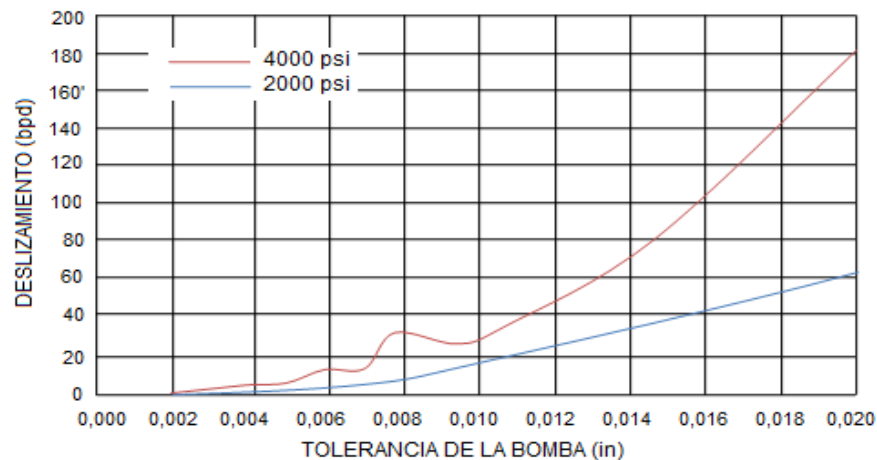


FIGURA 30: DATOS DE PATTERSON A PARTIR DEL PRIMER ARTÍCULO
 FUENTE: Progress Report # 1 on “Fluid Slippage in Down-Hole Rod-Drawn Oil Well Pumps”

¹³ WILLIAMS, Benny. & FISCHER Harbison. Summary of Testing of Variable Slippage Pump Sucker Rod Pumps

Patterson recomendó la ecuación de Robinson-Reekstin basada en los datos anteriores. La ecuación de Robinson-Reekstin recomendada por Petterson tenía un error, las ecuación 3.7 y 3.8 no estaban correctas.

El segundo artículo presenta los resultados de una prueba de campo conducida en un pozo. El Consorcio de Optimización de Energía de Levantamiento Artificial (ALEOC), un consorcio de investigación en el departamento de ingeniería de petróleos en la universidad de tecnología de Texas, patrocinó las pruebas de campo. En la tabla 4 se enumeran las características y equipos utilizados.

Unidad de Bombeo	456 Mark II
Longitud de Carrera	144 pulgadas
Tasa de Bombeo	6,7 strokes por minuto
Profundidad de la Bomba	2520 pies
Nivel de Fluido de la Bomba	500 pies
Presión del Tubing	40, 560 y 1080 psi
Tamaño de la bomba	1,75 pulgadas
Separación del Pistón	0,0052; 0,0086; 0,0102 y 0.0166 pulgadas
Fluidos del Pozo	Agua dulce que circula por el casing

TABLA 4: EQUIPO DE PATTERSON PARA LA PRUEBA DE CAMPO # 1
FUENTE Progress Report # 1 on “Fluid Slippage in Down-Hole Rod-Drawn Oil Well Pumps”

Nueve pruebas se enumeraron en una tabla del segundo artículo de Paterson. La figura 31 es un diagrama de los nueve datos de referencia. Tres presiones de tubing; 900, 400, y 40 psi y tres separaciones de pistón; 0,052; 0,0102; y 0,0166 pulgadas utilizados en la prueba. Comparando estos datos con las últimas fórmulas de deslizamiento de la bomba éstos no concuerdan. La prueba fue

corrida en una unidad Mark II, que es una unidad ajustada de la geometría con una carrera ascendente de 195°, y no de 180° como la de una unidad convencional.

Todas las fórmulas anteriores de deslizamiento fueron derivadas de una unidad convencional. El tercer artículo presenta los resultados de una prueba de campo llevada a cabo en un segundo pozo. La tabla 5 enumera las características y equipos utilizados.

Unidad de Bombeo	456 Mark II
Longitud de Carrera	144 pulgadas
Tasa de Bombeo	6,6 strokes por minuto
Profundidad de la Bomba	4994 pies
Nivel de Fluido de la Bomba	500 pies
Presión del Tubing	0-60 psi
Tamaño de la bomba	1,75 pulgadas
Separación del Pistón	0,0052; 0,0086; 0,0102 y 0,0166 pulgadas
Fluidos del Pozo	Agua dulce que circula por el casing

TABLA 5: EQUIPO DE PATTERSON PARA LA PRUEBA DE CAMPO #2
FUENTE: Progress Report # 2 on “Fluid Slippage in Down-Hole Rod-Drawn Oil Well Pumps”

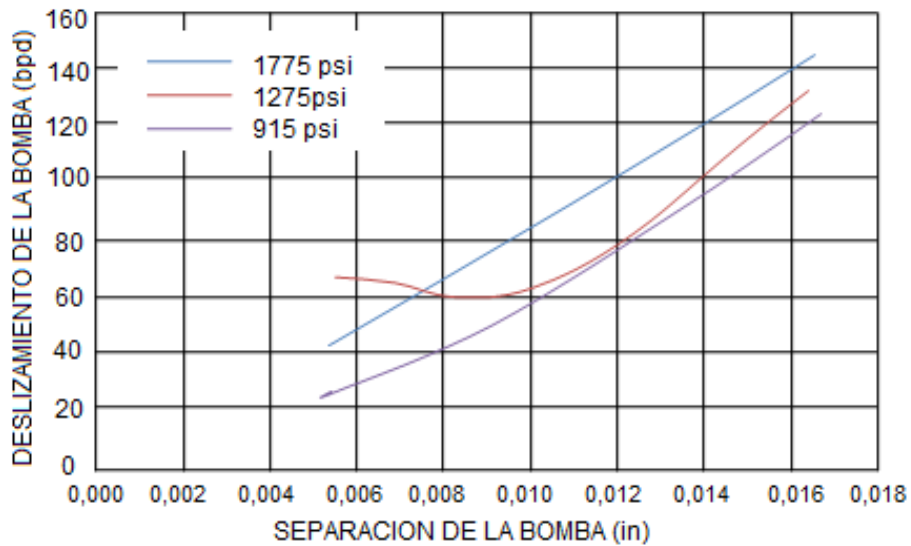


FIGURA 31: DATOS DE PATTERSON A PARTIR DEL SEGUNDO ARTÍCULO
FUENTE: Progress Report # 2 on “Fluid Slippage in Down-Hole Rod-Drawn Oil Well Pumps”

Con la segunda prueba de campo, se hicieron mejoras con lo aprendido durante la primera prueba de campo. Los datos de los tres artículos fueron utilizados para derivar la ecuación de ARCO-Harbison Fisher, ecuación 3.11.

$$V_{DAH} = 870 \frac{D^2 P^2 c^2}{L \mu} \quad \text{Eq 3.11}$$

Donde:

D = Diámetro del pistón (in)

P = Presión del pistón (psi)

c = Separación de la bomba (in)

L = Longitud del pistón (in)

μ = Viscosidad del fluido (centipoise)

La figura 32 es un diagrama de los datos de la segunda prueba de campo y de la ecuación de ARCO-Harbison Fisher.

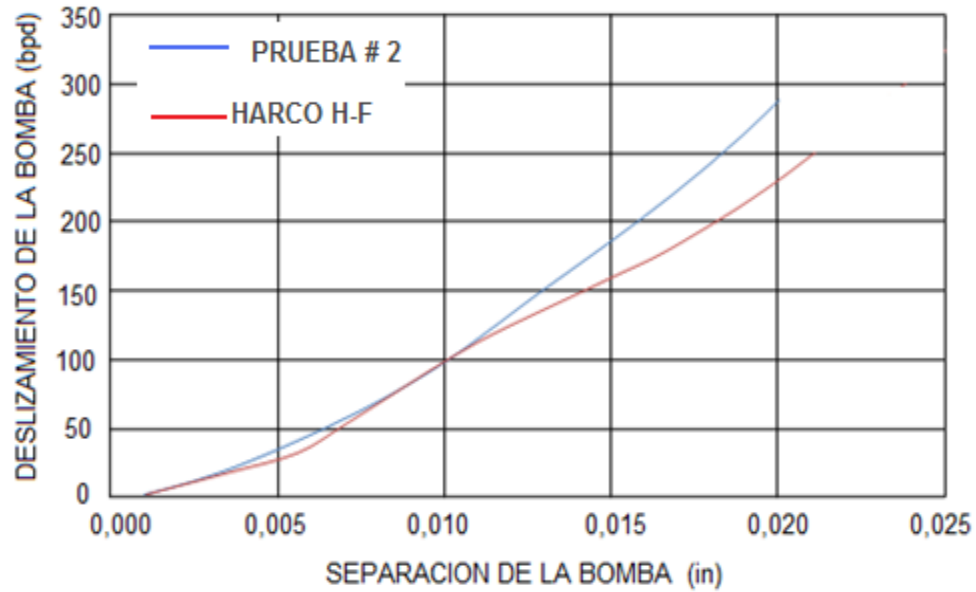


FIGURA 32: DATOS DE PATTERSON DE LA PRUEBA DE CAMPO # 2 Y LA FÓRMULA DE ARCO-HARBISON FISHER

FUENTE: Progress Report # 2 on “Fluid Slippage in Down-Hole Rod-Drawn Oil Well Pumps”.

3.7.2.5 COMPARACIÓN DE LAS FORMULAS Y DATOS HISTORICOS DE DESLIZAMIENTO

La tabla 6 muestra una lista de las fórmulas presentadas anteriormente, mientras que la figura 33 es un gráfico de los datos de Robinson y de las ecuaciones de la tabla 6. Estas tres fórmulas fueron elegidas porque coinciden con los datos de los cuales se derivaron. Las constantes físicas para los cálculos de las fórmulas son iguales que los datos de Robinson y son presentados en la tabla 7.

Davis y Stearns Ecuación 3.5	$V_{dDS} = 4,17 \times 10^6 PC^{1,9} \frac{(d_2^2 - d_1^2)}{d_2^{0,1} L \mu}$
Robinson y Reekstin (Corregido) Ecuación 3.8	$V_{dRR} = 1,80 \times 10^8 \frac{PD^{0,75} C^{1,5}}{L \mu}$
ARCO-Harbison Fisher Ecuación 3.11	$V_{dAH} = 870 \frac{DPC^{1,22}}{L \mu}$

TABLA 6: FORMULAS HISTÓRICAS DE DESLIZAMIENTO

FUENTE: Autores del Proyecto

Tamaño del Pistón	1½ por 72 pulgadas
Viscosidad	7 centipoise
Presión de la Bomba	2230 psi

TABLA 7: CONDICIONES DE LOS DATOS DE ROBINSON
FUENTE: Plunger Leakage and Viscous Drag for Rod-Drawn Oil Well Pumps

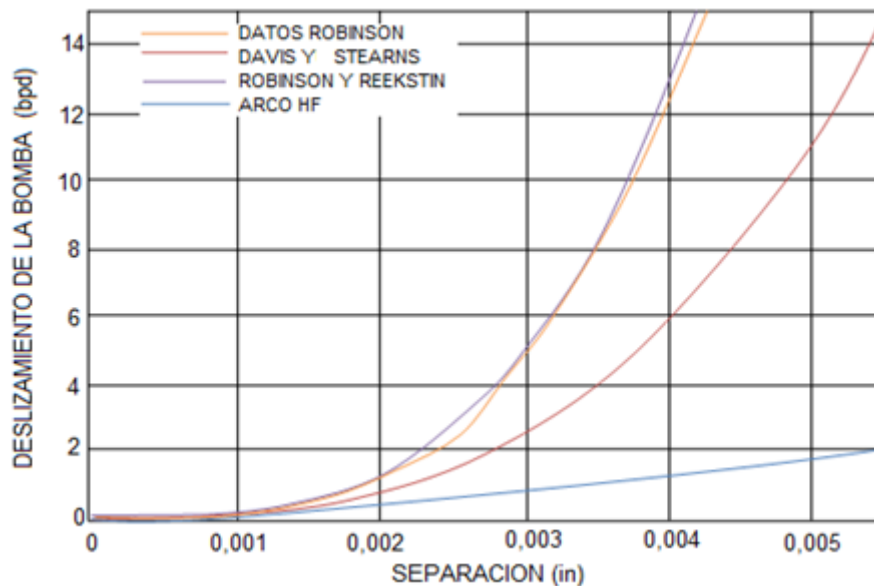


FIGURA 33: DATOS DE ROBINSON CON LAS FÓRMULAS HISTÓRICAS DE DESLIZAMIENTO

FUENTE: Plunger Leakage and Viscous Drag for Rod-Drawn Oil Well Pumps

Según lo ilustrado en la Figura 33, las tres fórmulas no concuerdan entre sí, la fórmula de ARCO-Harbison Fisher predice un deslizamiento que es pequeño comparado con el de la ecuación de Robinson y Reekstin y el de Davis y de Stearns. La ecuación de Davis y Stearns predice un deslizamiento que es aproximadamente la mitad que el previsto por Robinson y Reekstin.

Ninguna de las fórmulas históricas antes mencionadas considera la velocidad o excentricidad del pistón en la determinación de fugas. La excentricidad se refiere a cómo el pistón se centra o se descentra en el barril de la bomba.

4 IMPLEMENTACION Y COMPARACION DE LA NUEVA FÓRMULA CON LAS FÓRMULAS HISTÓRICAS¹⁴

La Universidad de Texas junto con algunas compañías operadoras y prestadoras de servicios desarrollaron un nuevo método de cálculo de deslizamiento de fluido, basados en una serie de pruebas de campo. Para la ecuación de ARCO Harbison Fischer sobrestimó un factor de deslizamiento de 1,33 que se ajustó a la siguiente ecuación para calcular el deslizamiento de la bomba de prueba. En la literatura no se encontraron especificaciones técnicas de los equipos empleados para la prueba

$$V_{DN} = 654 \frac{DPC^{1.33}}{L\mu}$$

Donde:

D = Diámetro del pistón (in)

P = Presión del pistón (psi)

C = Separación de la bomba (in)

L = Longitud del pistón (in)

μ = Viscosidad del fluido (centipoise)

4.1 COMPARACIÓN DE FÓRMULAS.

La tabla 8 enumera las condiciones utilizadas para determinar el deslizamiento de la bomba, las cuales son las mismas que se utilizaron en los datos de Robinson, él no enumeró en su artículo la tasa de bombeo, y la longitud de carrera, de modo que una comparación exacta entre sus datos y el nuevo método de deslizamiento no se puede hacer.

La tasa de bombeo y la longitud de carrera usados son asumidos basados en las afirmaciones generales del artículo de Robinson. Es graficada una curva en la figura 34 usando el nuevo método de cálculo de deslizamiento concéntrico.

¹⁴ FISCHER, Harbison. Rod Pump Slippage Calculator

Tasa de Bombeo	10 bpd
Longitud de Carrera	55 pulgadas
Tamaño del Pistón	1½ por 72 pulgadas
Viscosidad	7 centipoise
Presión de la Bomba	2230 psi

TABLA 8: CONDICIONES USADAS EN LA FIGURA 34

FUENTE: Plunger Leakage and Viscous Drag for Rod-Drawn Oil Well Pumps

El nuevo método concuerda con la ecuación de ARCO-Harbison Fisher. La figura 34, muestra una separación máxima de 0,005 pulgadas. El deslizamiento concéntrico del pistón es menor que el de ARCO-Harbison Fisher.

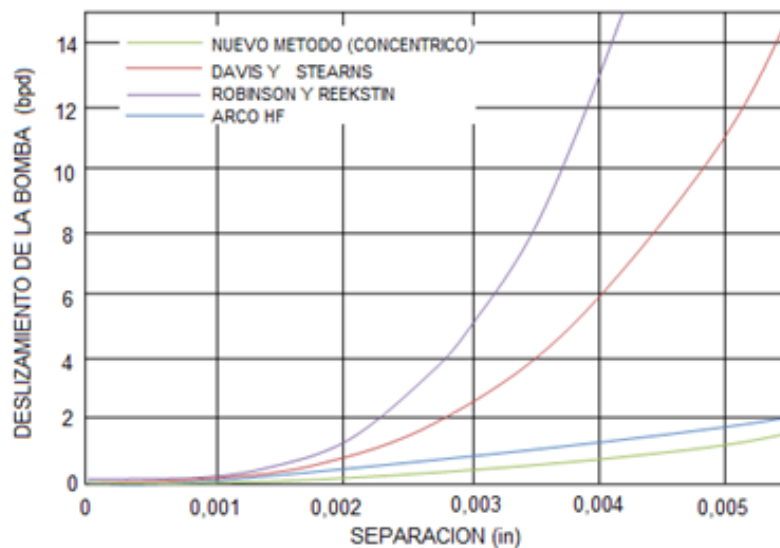


FIGURA 34: FÓRMULAS HISTÓRICAS DE DESLIZAMIENTO CON LOS DATOS DEL NUEVO MÉTODO PARA LAS CONDICIONES ENUMERADAS EN LA TABLA 8

FUENTE: Plunger Leakage and Viscous Drag for Rod-Drawn Oil Well Pumps

El método nuevo asume flujo laminar. En separaciones pequeñas, el flujo es laminar, pero en separaciones más grandes el flujo puede ser turbulento, lo que reduciría el deslizamiento, haciéndolo más cercano a los valores de la ecuación de ARCO-Harbison Fisher.

4.2 EFECTOS DE LA TASA DE BOMBEO SOBRE EL DESLIZAMIENTO

La figura 35 es una gráfica de una bomba, bombeando a dos tasas diferentes. Las condiciones usadas se enumeran en la tabla 9.

Bomba	3 por 24 pulgadas
Viscosidad	7 centipoise
Presión	2620 psi
Longitud de Carrera	55 pulgadas

TABLA 9: CONDICIONES USADAS EN LA FIGURA 37

FUENTE: Plunger Leakage and Viscous Drag for Rod-Drawn Oil Well Pumps

La tasa de bombeo tiene un efecto sobre el deslizamiento, pero es pequeño. En la figura 35, la duplicación de la tasa de bombeo aumenta el deslizamiento alrededor de un 10% para los casos concéntricos.

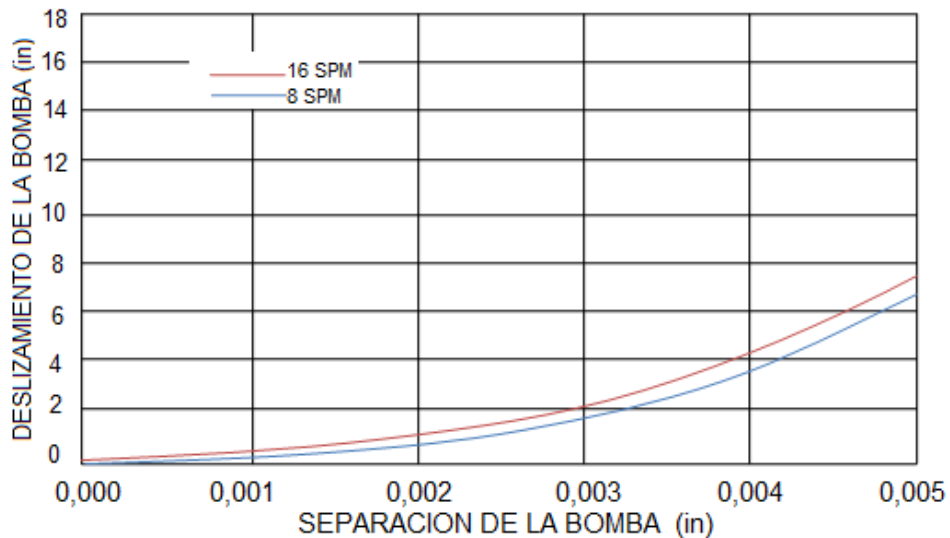


FIGURA 35: DESLIZAMIENTO PARA LAS CONDICIONES MENCIONADAS EN LA TABLA 9 A 2 TASAS DE BOMBEO DIFERENTE

FUENTE: Plunger Leakage and Viscous Drag for Rod-Drawn Oil Well Pumps

4.3 PERFIL DE VELOCIDAD DEL FLUIDO

Así como el flujo de fluido entre dos placas, forma lo que se denomina un perfil de velocidad. La velocidad del fluido en la superficie de una placa es cero en comparación con la placa. Si las placas son estacionarias, la velocidad del fluido es cero en la superficie de las dos placas y es máximo en la mitad de las dos placas. La figura 36 muestra un ejemplo de un perfil de la velocidad entre dos placas estacionarias.

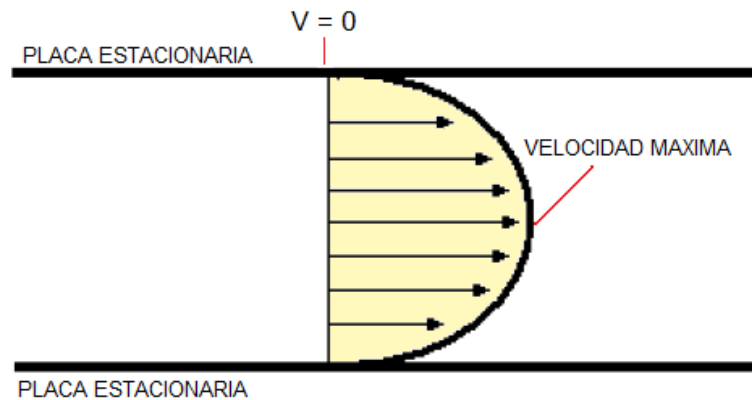


FIGURA 36: EJEMPLO DEL PERFIL DE VELOCIDAD ENTRE DOS PLACAS ESTACIONARIAS

FUENTE: Plunger Leakage and Viscous Drag for Rod-Drawn Oil Well Pumps

Para determinar el flujo entre las dos placas, se calcula una velocidad media del fluido, ésta se multiplica por el ancho de las dos placas y la distancia de separación de las dos placas. Grandes caídas de presión aumentan el área del perfil de velocidad.

Si una o ambas placas se mueven, la figura 36 ya no es válida. Puesto que la velocidad del fluido es cero con respecto a la placa adyacente; la velocidad del fluido adyacente a la placa es igual que la velocidad de la placa. Esto es válido tanto para una placa estacionaria como para una móvil. La figura 37 muestra un perfil de velocidad para una placa estacionaria y una placa móvil donde esta última se mueve en la misma dirección del fluido.

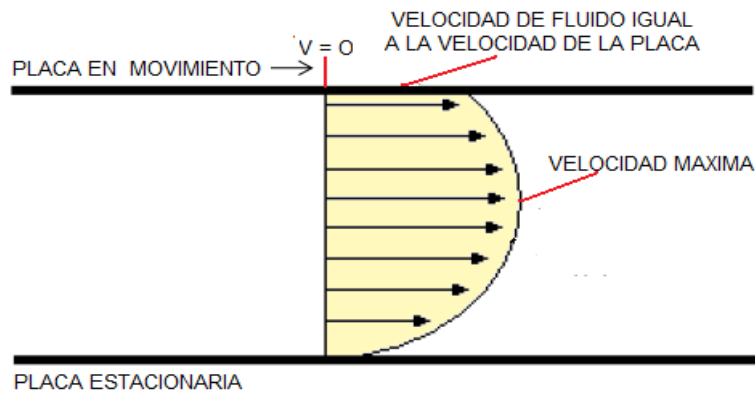


FIGURA 37: PERFIL DE VELOCIDAD ENTRE UNA PLACA ESTACIONARIA Y UNA PLACA MOVIÉNDOSE EN LA MISMA DIRECCIÓN DEL FLUIDO

FUENTE: Plunger Leakage and Viscous Drag for Rod-Drawn Oil Well Pumps

La velocidad máxima ya no está situada en la mitad de las placas, sino que se desplaza hacia la placa móvil, si esta se mueve contra el flujo, la velocidad del fluido adyacente a la placa en realidad es negativa. La figura 38 muestra un ejemplo de un perfil de velocidad donde la placa móvil se mueve contra el flujo. La velocidad máxima de una placa que se mueve en dirección contraria al fluido ya no estaría situada en la mitad de las placas, sino que cambia hacia la placa estacionaria.

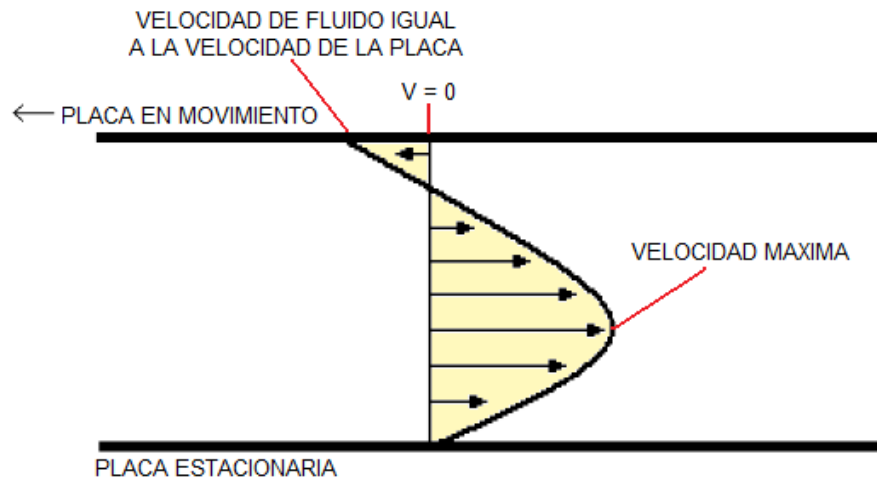


FIGURA 38: PERFIL DE VELOCIDAD ENTRE UNA PLACA ESTACIONARIA Y UNA PLACA MOVIÉNDOSE EN DIRECCIÓN CONTRARIA AL FLUIDO

FUENTE: Plunger Leakage and Viscous Drag for Rod-Drawn Oil Well Pumps

4.4 PERFIL DE VELOCIDAD DEL DESLIZAMIENTO DE LA BOMBA

Perfil de velocidad aplicado al deslizamiento de la bomba, para desarrollar una ecuación del deslizamiento para una bomba, se utiliza un perfil de velocidad. El flujo entre el pistón y el barril es de no flujo entre dos placas planas, sin embargo hay flujo entre dos superficies curvas. El perfil de velocidad para el flujo de fluido entre dos placas curvas es similar al perfil de velocidad entre dos placas planas, con excepción de que la velocidad máxima se cambia de puesto ligeramente hacia la placa curva interna, en este caso el pistón. En una bomba de pistón con un barril estacionario y un pistón móvil, el perfil de velocidad entre el barril y el pistón se calcula usando la ecuación 4.1.

$$V_z = \frac{-P}{4\mu} \left[(r^2 - R_2^2) - (R_1^2 - R_0^2) \frac{\ln \frac{r}{R_2}}{\ln \frac{R_1}{R_0}} \right] + V_p \frac{\ln \frac{r}{R_2}}{\ln \frac{R_1}{R_0}} \quad \text{Eq 4.1}$$

La derivación de la ecuación 4.1 se explica detalladamente en el anexo B. Usando las condiciones de la tabla 10, un ejemplo del perfil de velocidad fue creado para un pistón concéntrico y presentado en la figura 39.

Diámetro	3 pulgadas
Separación	0,002 pulgadas
Presión de la Bomba	1000 psi
Longitud del Pistón	24 pulgadas
Viscosidad del Fluido	7 centipoise

TABLA 10: CONDICIONES USADAS EN LA FIGURA 39

FUENTE: Plunger Leakage and Viscous Drag for Rod-Drawn Oil Well Pumps

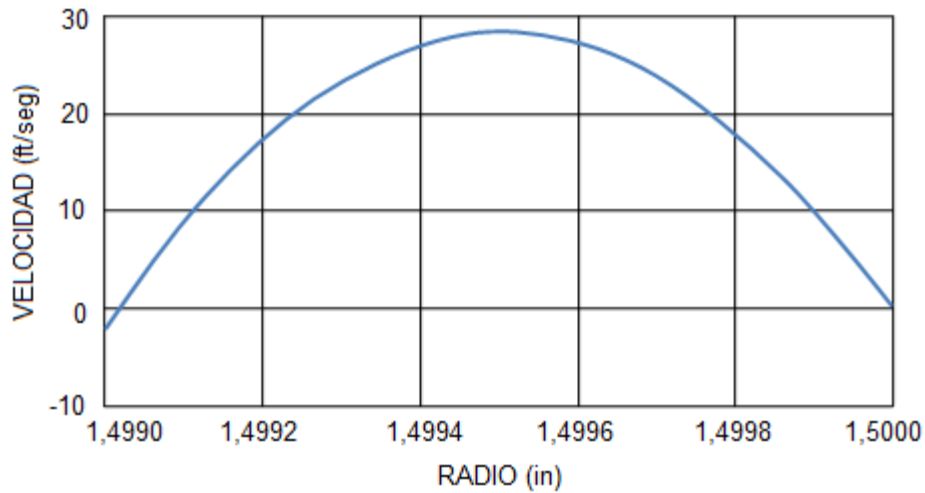


FIGURA 39: EJEMPLO DEL PERFIL DE VELOCIDAD DE UNA BOMBA DE PISTÓN CON UNA VELOCIDAD DE 2 PIES POR SEGUNDO PARA LAS CONDICIONES DE LA TABLA 10

FUENTE: Plunger Leakage and Viscous Drag for Rod-Drawn Oil Well Pumps

4.5 VELOCIDAD MEDIA PARA EL FLUJO ANULAR

Para determinar el deslizamiento de fluido, la velocidad media del fluido se calcula usando la ecuación 4.2. La deducción completa de la ecuación 4.2 se encuentra en el anexo C.

$$= \frac{-F}{4\mu} \left[\frac{R_o^4 - R_i^4}{2(R_o^2 - R_i^2)} - R_o^2 - \frac{R_i^2 \psi}{(R_o^2 - R_i^2) \ln\left(\frac{R_i}{R_o}\right)} + \frac{R_i^2 \ln R_o}{\ln\left(\frac{R_i}{R_o}\right)} + \frac{R_o^2 \psi}{(R_o^2 - R_i^2) \ln\left(\frac{R_i}{R_o}\right)} - \frac{R_o^2 \ln(R_o)}{\ln\left(\frac{R_i}{R_o}\right)} \right] +$$

$$V_P \left[\frac{\psi}{(R_o^2 - R_i^2) \ln\left(\frac{R_i}{R_o}\right)} - \frac{\ln(R_o)}{\ln\left(\frac{R_i}{R_o}\right)} \right]$$

Eq 4.2

Con el fin de reducir la confusión de la ecuación 4.2, ψ fue asignado como valor de

$$\psi = R_o^2 \left(\ln R_o - \frac{1}{2} \right) - R_i^2 \left(\ln R_i - \frac{1}{2} \right) \quad \text{Eq 4.3}$$

Puesto que un pistón por lo general no viaja a una velocidad constante, una ecuación para la velocidad del pistón en función de la rotación de la unidad de

bombeo se requiere para calcular el deslizamiento durante un stroke. La mejor manera de hacer esto es con un programa que prediga la posición del pistón estimando elongamiento de la barra y otros elementos de un sistema bombeo mecánico. Una estimación simple de una ecuación de velocidad se puede hacer asumiendo que la velocidad es sinusoidal, circular o aún elíptica dependiendo del uso.

Una ecuación sinusoidal es quizás la más sencilla, pero también menos exacta que una ecuación circular o elíptica. Una ecuación circular podría ser usada para pozos poco profundos, mientras una ecuación elíptica podría ser usada para pozos más profundos, donde el peso del fluido y de las barras es mayor, causando elongamiento de las barras debido a la carga.

Algunos pozos son más difíciles de modelar que otros, como pozos con varillas de fibra de vidrio, que tienen velocidades de pistón variables. Se debe también observar que la caja de engranajes en una unidad de bombeo no gira a una velocidad constante, lo cual afecta el modelamiento de la velocidad del pistón. Una caja de engranajes puede deslizarse hasta el 13% con un motor NEMA D bajo condiciones de carga normal.

El deslizamiento de la bomba es la cantidad de fluido que se fuga alrededor del pistón. Esto significa que la fuga está relacionada con el pistón de la bomba, no con el barril de la bomba. La velocidad del pistón se debería agregar a la velocidad media del fluido encontrada en la ecuación 4.2 para el deslizamiento en relación con el pistón.

4.6 PISTONES CONCÉNTRICOS

Un pistón concéntrico es uno que se centra en el barril de la bomba. La figura 40 representa una sección transversal concéntrica.

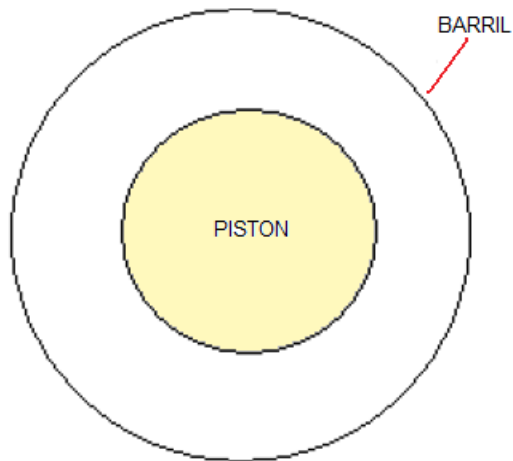


FIGURA 40: SECCIÓN TRANSVERSAL DE UN PISTÓN CONCÉNTRICO
FUENTE: Plunger Leakage and Viscous Drag for Rod-Drawn Oil Well Pumps

Se exagera la figura, en una bomba real, el pistón es solamente algunas milésimas de pulgada más pequeño que el barril.

Usando un término llamado el factor de excentricidad, se puede asignar una posición para el pistón al calcular el deslizamiento de la bomba. Un factor de excentricidad de uno es completamente excéntrico, mientras que un factor de la excentricidad de cero es concéntrico. Un pistón muy probablemente no tendrá un solo valor de excentricidad, sino que varía en cierto rango. En los pozos donde la bomba está inclinada lo más probable es que tenga un factor de excentricidad de uno.

4.7 CÁLCULO DEL DESLIZAMIENTO DEL FLUIDO PARA PISTONES CONCÉNTRICOS

Para calcular el deslizamiento del fluido para un pistón concéntrico, la velocidad media del fluido calculada se multiplica por el área anular y por el incremento de tiempo del recorrido.

La ecuación 4.4 se utiliza para calcular el incremento de tiempo de recorrido.

$$L_1 = \frac{30}{RNS} \quad \text{Eq 4.4}$$

Se calcula un deslizamiento para cada incremento de longitud de carrera y se suma todos los incrementos de los deslizamientos para así calcular un deslizamiento total por stroke. Para el deslizamiento de 29 barriles por minuto, se convierte el deslizamiento para un stroke de ft^3 por barriles y se multiplica por la velocidad de bombeo en stroke por minuto.

5 HERRAMIENTA SOFTWARE

La herramienta sistematizada para el cálculo del deslizamiento de fluido que ocurre entre el espacio existente entre el barril y el pistón, y el cálculo de la eficiencia de la bomba se puede implementar a través de un software de fácil y rápida aplicación.

Dada a la simplicidad de la interface de la herramienta es fácil cometer errores y obtener resultados inconsistentes, si no se tiene claridad en el ingreso de los datos, razón por la cual se deben identificar claramente los valores a ingresar y verificar las unidades requeridas por el software además se deben interpretar minuciosamente los resultados obtenidos.

Para darle mayor versatilidad y utilidad a la herramienta se realizó su programación en un lenguaje web (Html, Java Script, php, MySQL), a fin de ser utilizada como Tecnología Informática de la Comunicación (TIC) para dar una aplicación ágil y disponible a toda la comunidad académica.

5.1 INSTALACION Y EJECUCIÓN DE LA HERRAMIENTA

Para poder ejecutar la herramienta software es necesario instalar el programa en el equipo en que se va a correr la herramienta. De acuerdo con los siguientes pasos:

1. Se inserta el Cd que contiene la herramienta y programas necesarios para su ejecución, se debe instalar en el pc Apache 2.2 , MySQL, php5.
2. Luego de instalados los programas para poder ingresar y ejecutar la herramienta software se deben seguir los siguientes pasos:
 - Se corre el Apache 2.2
 - Se ingresa al navegador Mozilla Firefox y se ingresa la url <http://localhost/DeslizamientoFluido/>

3. Al ingresar al url aparecerá un manual de usuario como se muestra en la figura 41.

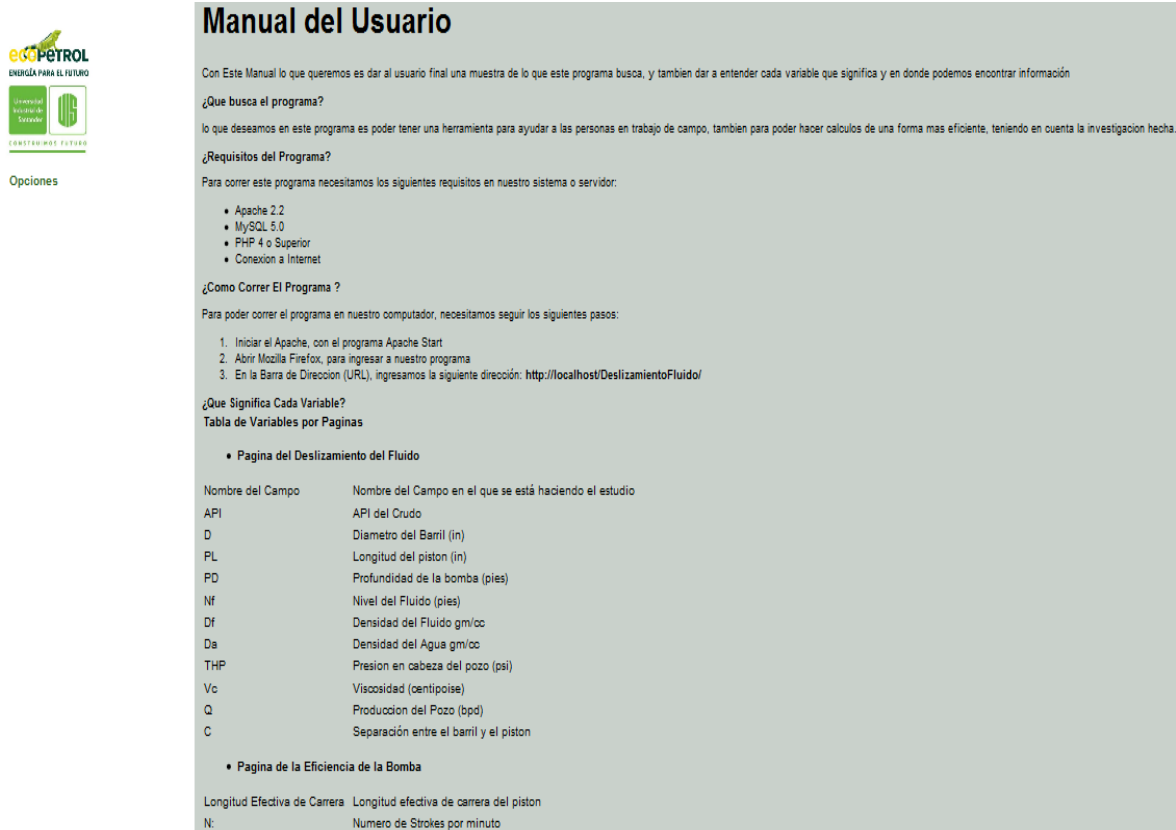


FIGURA 41: MANUAL DEL USUARIO DE HERRAMIENTA SOFTWARE
FUENTE: Autores del Proyecto

5.2 ENTRADA DE DATOS

Además de presentar específicamente cuales son los datos que se deben suministrar al programa para su correcta ejecución, también se describe la forma en que deben ser ingresados.

5.2.1 INFORMACION REQUERIDA

Es muy importante tener claridad sobre los datos que se ingresan al programa para de esta manera tener la certeza que los cálculos realizados por el software son los correctos.

5.2.1.1 DESLIZAMIENTO DE FLUIDO

La información que se requiere para poder ejecutar la herramienta software en la página de deslizamiento es:

5.2.1.1.1 NOMBRE DEL CAMPO

Se usa para poder guardar con este nombre los cálculos realizados por la herramienta software en una base de datos y luego poder consultar estos resultados.

5.2.1.1.2 GRAVEDAD API

La gravedad API del crudo producido, de sus siglas en inglés American Petroleum Institute, es una medida de densidad que describe que tan pesado o liviano es el petróleo comparándolo con el agua. Si los grados API son mayores a 10, es más liviano que el agua, y por lo tanto flotaría en esta. La gravedad API es también usada para comparar densidades de fracciones extraídas del petróleo. Por ejemplo, si una fracción de petróleo flota en otra, significa que es más liviana, y por lo tanto su gravedad API es mayor. Matemáticamente la gravedad API no tiene unidades. Sin embargo siempre al número se le coloca la denominación grado API.

5.2.1.1.3 DIÁMETRO DEL PISTÓN

Es la medida que indica la distancia en línea recta en la circunferencia del pistón, la unidad en la que se debe ingresar es pulgadas.

5.2.1.1.4 LONGITUD DEL PISTÓN

Es la medida que indica la distancia en línea recta que tiene el pistón de un extremo al otro, la unidad en la que se debe ingresar es pulgadas.

5.2.1.1.5 PROFUNDIDAD DE LA BOMBA

Es la profundidad vertical a la que se encuentra ubicada la bomba dentro del pozo, la unidad en la que se debe ingresar es pies.

5.2.1.1.6 NIVEL DEL FLUIDO

Es la distancia comprendida desde la superficie hasta donde hay presencia de líquido, la unidad en la que debe ser ingresada es pies

5.2.1.1.7 DENSIDAD DEL FLUIDO Y DEL AGUA

La densidad es la medida de cuánta masa hay contenida en una unidad de volumen (densidad = masa/volumen). Para los dos casos la unidad en la que se debe ingresar es gm/cc.

5.2.1.1.8 PRESIÓN EN CABEZA DE POZO

Es la presión que se está manejando en superficie en la cabeza del pozo, la unidad en la que se debe ingresar es psi.

5.2.1.1.9 VISCOSIDAD

Es la medida de la fluidez a determinadas temperaturas. Como medida de la fricción interna actúa como resistencia contra la modificación de la posición de las moléculas al actuar sobre ellas una tensión de cizallamiento. La viscosidad es una propiedad que depende de la presión y temperatura, la unidad en la que se debe ingresar es centipoise.

5.2.1.1.10 PRODUCCIÓN DEL POZO

Es la cantidad de fluido total que produce el pozo, la unidad en la que se debe ingresar es barriles por día.

5.2.1.1.11 SEPARACIÓN ENTRE EL PISTÓN Y EL BARRIL

Es la distancia que existe entre el barril y el pistón también conocido como Fit, la unidad en la que se debe ingresar es pulgadas.

5.2.1.2 EFICIENCIA DE LA BOMBA

La información que se requiere para ejecutar la herramienta software en la página de deslizamiento es:

5.2.1.2.1 LONGITUD EFECTIVA DE LA CARRERA DEL PISTÓN

Es la medida de la distancia recorrida por el pistón en cada ciclo de bombeo, la unidad en la que se debe ingresar es pulgadas.

5.2.1.2.2 STROKES POR MINUTO

Es la cantidad de golpes o carreras por minuto que hace el pistón

5.2.2 INGRESO MANUAL DE DATOS

Para este fin el usuario deberá seleccionar en opciones Des. Fluido como se muestra en la figura 42, y el software lo conducirá a la tabla de ingreso de datos mostrada en la figura 43.

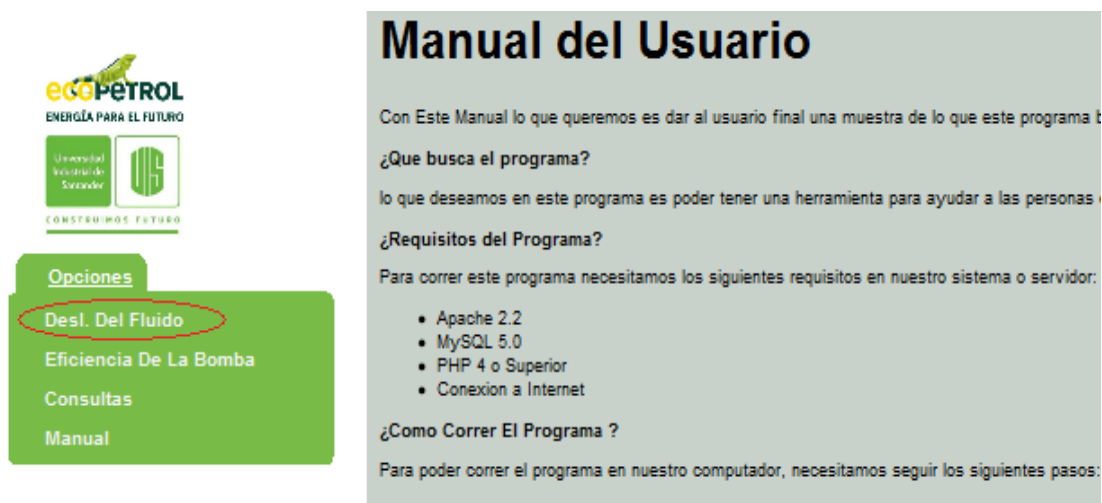


FIGURA 42: INGRESO A LA PÁGINA DE DESLIZAMIENTO DE FLUIDO
FUENTE: Autores del Proyecto



Opciones

Información del Campo			
Nombre del Campo:	<input type="text"/>		
Ingreso de los Datos			
API	<input type="text"/>		
Diametro del piston:	<input type="text"/>	(in)	
LP (Longitud del Piston):	<input type="text"/>	(in)	
Pb (Profundidad de la bomba):	<input type="text"/>	(pies)	
THP (Presion en la Cabeza del Pozo):	<input type="text"/>	(psi)	
Vc (Viscosidad del Fluido):	<input type="text"/>	(centipoise)	
Densidad del Fluido:	<input type="text"/>	(gr/cm ³)	
Densidad del Agua:	<input type="text"/>	(gr/cm ³)	
Nivel del Fluido:	<input type="text"/>	(pies)	
Q (Produccion Real):	<input type="text"/>	(bpd)	
C (Separacion del Barril)(in):	Inicia en: <input type="text"/>	Finaliza en: <input type="text"/>	Variación: <input type="text"/>

FIGURA 43: TABLA DE INGRESO DE DATOS PARA CALCULAR DESLIZAMIENTO DE FLUIDO

FUENTE: Autores del Proyecto

En los campos de ingreso manual, el usuario debe digitar el valor que desea ingresar dentro de la casilla correspondiente, teniendo cuidado no ingresar valores fuera del rango de cada una de las variables; en caso de que un valor ingresado este fuera del rango el programa le indicara automáticamente que está incurriendo en un error y vaciara la casilla para que se ingrese nuevamente el valor. Al terminar de ingresar todos los datos aparecerá el botón calcular como se muestra en la figura 44, al darle click muestra una tabla con su respectiva grafica de deslizamiento de fluido v.s. separación, e indicara cual es la separación optima y su deslizamiento respectivo, luego aparece el botón guardar como se muestra en la figura 45, si se desea guardar estos resultados para calcular le eficiencia de la bomba se deberá dar click en esta celda.



Opciones

Información del Campo
 Nombre del Campo: POZO 6

Ingreso de los Datos

API: 20

Diametro del piston: 4.75 (in)

LP (Longitud del Piston): 72 (in)

Pb (Profundidad de la bomba): 6000 (pies)

THP (Presion en la Cabeza del Pozo): 150 (psi)

Vc (Viscosidad del Fluido): 10 (centipoise)

Densidad del Fluido: 1 (gr/cm³)

Densidad del Agua: 1 (gr/cm³)

Nivel del Fluido: 2000 (pies)

Q (Produccion Real): 1200 (bpd)

C (Separacion del Barril)(in): Inicia en: 0.001 Finaliza en: 0.005 Variación: 0.001

Calcular

FIGURA 44: INGRESO DE DATOS A LA PÁGINA DE DESLIZAMIENTO DE FLUIDO
 FUENTE: Autores del Proyecto



Opciones

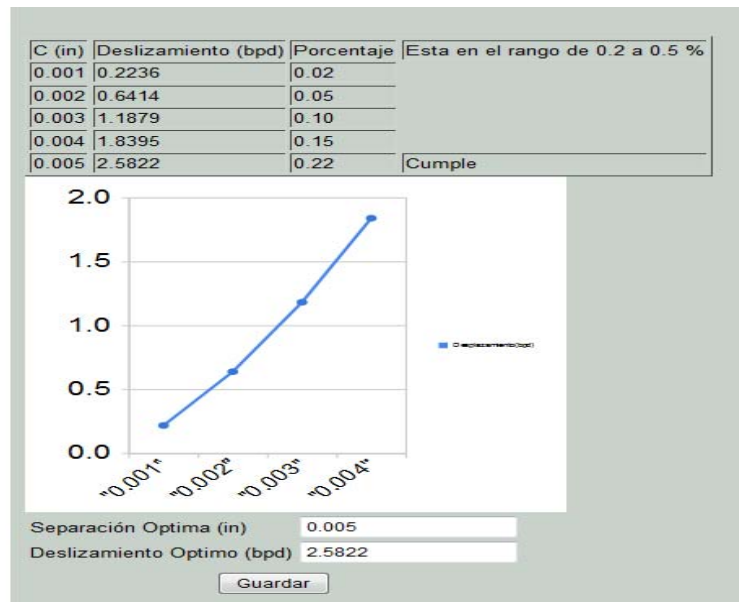


FIGURA 45: RESULTADOS OBTENIDOS DE LA PÁGINA DE DESLIZAMIENTO DE FLUIDO
 FUENTE: Autores del Proyecto

Para calcular la eficiencia de la bomba se debe seleccionar en opciones Eficiencia de la Bomba como se muestra en la figura 46, el software lo conducirá a una página de selección donde aparecerá el nombre de los pozos a los cuales no se le ha calculado la eficiencia como se muestra en la figura 47, al seleccionar uno de estos pozos aparece la tabla de ingreso de datos mostrada en la figura 48.

Manual del Usuario

Con Este Manual lo que queremos es dar al usuario final una muestra de lo que este programa puede encontrar información

¿Que busca el programa?

lo que deseamos en este programa es poder tener una herramienta para ayudar a las personas a ser mas eficiente, teniendo en cuenta la investigacion hecha.

¿Requisitos del Programa?

Para correr este programa necesitamos los siguientes requisitos en nuestro sistema o servidor:

- Apache 2.2
- MySQL 5.0
- PHP 4 o Superior
- Conexion a Internet

¿Como Correr El Programa ?

Para poder correr el programa en nuestro computador, necesitamos seguir los siguientes pasos:

FIGURA 46: INGRESO A LA PÁGINA DE EFICIENCIA DE LA BOMBA
FUENTE: Autores del Proyecto

ecoPETROL
ENERGÍA PARA EL FUTURO

Universidad Industrial de Santander

CONSTRUIMOS FUTURO

Opciones

Seleccione Campo: **Elige**

- Elige
- POZO 6

FIGURA 47: SELECCIÓN DEL POZO PARA CALCULAR LA EFICIENCIA
FUENTE: Autores del Proyecto



Opciones

Seleccione Campo: POZO 6 ▾

Informacion del Campo
 Nombre del Campo POZO 6
 API 20

Datos de Campo

Diametro	4.75(in)	Longitud de Piston	72(pies)
Presion del Pozo	150(psi)	Profundidad de la Bomba	6000(pies)
Viscosidad	10(centipoise)	Produccion	1200 (bpd)
Separacion Optima	0.005(in)	Deslizamiento Optimo	2.5822(bpd)

Ingreso de Datos
 Longitud Efectiva de Carrera: (in)
 Strokes por minuto: (spm)

FIGURA 48: INGRESO DE DATOS AL PÁGINA DE DESLIZAMIENTO DE FLUIDO
 FUENTE: Autores del Proyecto

Se deben llenar los campos vacios de esta tabla y aparecerá el botón calcular, al darle click, este calculara la eficiencia de la bomba, la reportara y aparecerá el botón guardar como se muestra en la figura 49, si se desea guardar en la base de datos se deberá dar click en este botón.



Opciones

Seleccione Campo: POZO 6 ▾

Informacion del Campo
 Nombre del Campo POZO 6
 API 20

Datos de Campo

Diametro	4.75(in)	Longitud de Piston	72(pies)
Presion del Pozo	150(psi)	Profundidad de la Bomba	6000(pies)
Viscosidad	10(centipoise)	Produccion	1200 (bpd)
Separacion Optima	0.005(in)	Deslizamiento Optimo	2.5822(bpd)

Ingreso de Datos
 Longitud Efectiva de Carrera: (in)
 Strokes por minuto: (spm)

Ev: %

FIGURA 49: RESULTADOS OBTENIDOS DE LA PÁGINA DE EFICIENCIA DE LA BOMBA

FUENTE: Autores del Proyecto

5.3 CONSULTAS

En el menú también se encuentra la opción consultas como se muestra en la figura 50, al ingresar nos conducirá a una página de selección donde está el nombre de todos los pozos existentes en la base de datos como se muestra en la figura 51, si se quiere conocer la información de algún pozo se selecciona y el software arroja toda la información de este pozo como se muestra en la figura 52.

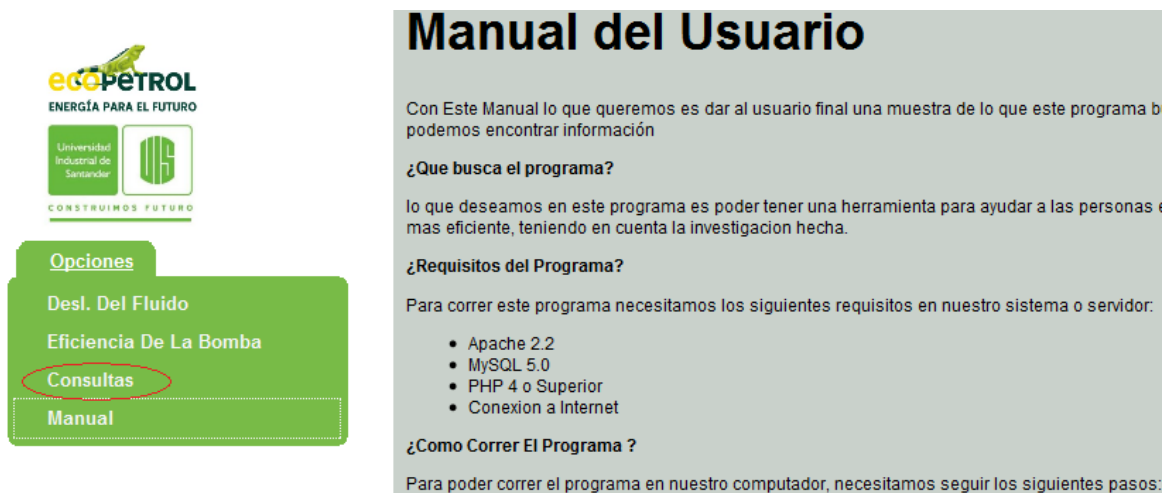


FIGURA 50: INGRESO A LA PÁGINA DE CONSULTAS
FUENTE: Autores del Proyecto



FIGURA 51: SELECCIÓN DEL POZO PARA EFECTUAR LA CONSULTA
FUENTE: Autores del Proyecto



Opciones

Seleccione Campo: POZO 6 ▾

Información del Campo
Nombre del Campo POZO 6

Datos de Campo

API	20		
Diametro	4.75(in)	Longitud de Pistón	72(pies)
Presion del Pozo	150(psi)	Profundidad de la Bomba	6000(pies)
Viscosidad	10(centipoise)	Produccion	1200(bpd)
Separacion Optima	0.005(in)	Deslizamiento Optimo	2.5822(bpd)

Ev: 27.16 %

FIGURA 52: DATOS GUARDADOS EN LA BASE DE DATOS

FUENTE: Autores del Proyecto

5.4 VALIDACION DE LA HERRAMIENTA

El propósito de este capítulo es comprobar la efectividad de la herramienta, con el fin de incrementar la producción y mejorar la recuperación de hidrocarburos de los campos petroleros. Esta es una herramienta sencilla y fácil de manejar que permite a los ingenieros ampliar los conocimientos sobre el deslizamiento de fluido, teniendo como base la recopilación de información dada en este libro.

Para la validación de la herramienta se presentan los datos requeridos de cada pozo, posteriormente se hace la corrida la cual calcula el valor del deslizamiento de fluido en un ciclo de bombeo, con su respectiva gráfica, y también el porcentaje de eficiencia de la bomba.

5.3.1 POZOS SELECCIONADOS

Después de una búsqueda cuidadosa y con la colaboración del Instituto Colombiano del Petróleo de Ecopetrol S.A, se seleccionaron casos reales de 2 pozos mostrados en la tabla 11, con los que se puede correr el programa.

DATOS	Pozo 1	Pozo 2
API	20	21
Diámetro del Pistón (in)	1.25	1.75
Longitud del pistón(pies)	36	36
Profundidad de la Bomba (pies)	5500	6500
Presión en cabeza de Pozo (psi)	80	47
Viscosidad del Fluido(cp)	32.5	37
Densidad del Fluido(g/cc)	0.87	0.87
Densidad del agua (g/cc)	1	1
Nivel de Fluido (pies)	5263	5371
Producción Real (bpd)	30	270
Longitud Efectiva de Carrera (in)	105	140
Strokes por minuto de la Bomba (spm)	9	10

TABLA 11 DATOS DE LOS POZOS SELECCIONADOS
FUENTE: Instituto Colombiano del Petróleo de Ecopetrol S.A

5.3.2 RESULTADOS OBTENIDOS

➤ POZO 1



Opciones

Información del Campo

Nombre del Campo:

Ingreso de los Datos

API:

Diámetro del pistón: (in)

LP (Longitud del Pistón): (in)

Pb (Profundidad de la bomba): (pies)

THP (Presión en la Cabeza del Pozo): (psi)

Vc (Viscosidad del Fluido): (centipoise)

Densidad del Fluido: (gr/cm³)

Densidad del Agua: (gr/cm³)

Nivel del Fluido: (pies)

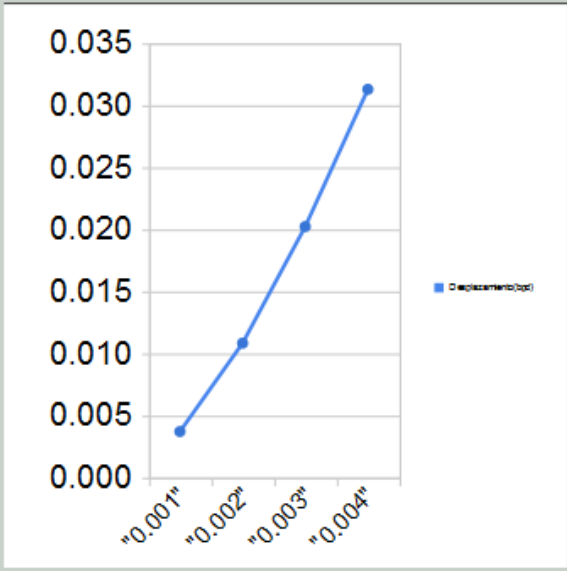
Q (Producción Real): (bpd)

C (Separación del Barril)(in): Inicia en: Finaliza en: Variación:

FIGURA 53: INGRESO DE DATOS PARA CALCULAR EL DESLIZAMIENTO DE FLUIDO DEL POZO 1

FUENTE: Autores del Proyecto

C (in)	Deslizamiento (bpd)	Porcentaje	Esta en el rango de 0.2 a 0.5 %
0.001	0.0038	0.01	
0.002	0.0109	0.04	
0.003	0.0202	0.07	
0.004	0.0313	0.10	
0.005	0.0440	0.15	



Separación Optima (in)

Deslizamiento Optimo (bpd)

FIGURA 54: RESULTADOS OBTENIDOS DEL DESLIZAMIENTO DE FLUIDO DEL POZO 1
FUENTE: Autores del Proyecto



Opciones

Seleccione Campo: POZO 1 ▾

Información del Campo
 Nombre del Campo POZO 1
 API 20

Datos de Campo

Diametro	1.25(in)	Longitud de Piston	36(pies)
Presion del Pozo	80(psi)	Profundidad de la Bomba	5500(pies)
Viscosidad	32.5(centipoise)	Produccion	30 (bpd)
Separacion Optima	0.001(in)	Deslizamiento Optimo	0.0038(bpd)

Ingreso de Datos

Longitud Efectiva de Carrera: (in)

Strokes por minuto: (spm)

FIGURA 55: INGRESO DE DATOS PARA CALCULAR LA EFICIENCIA DE LA BOMBA DEL POZO 1

FUENTE: Autores del Proyecto



Opciones

Seleccione Campo: POZO 1 ▾

Información del Campo
 Nombre del Campo POZO 1
 API 20

Datos de Campo

Diametro	1.25(in)	Longitud de Piston	36(pies)
Presion del Pozo	80(psi)	Profundidad de la Bomba	5500(pies)
Viscosidad	32.5(centipoise)	Produccion	30 (bpd)
Separacion Optima	0.001(in)	Deslizamiento Optimo	0.0038(bpd)

Ingreso de Datos

Longitud Efectiva de Carrera: (in)

Strokes por minuto: (spm)

Ev: %

FIGURA 56: RESULTADOS OBTENIDOS DE LA EFICIENCIA DE LA BOMBA DEL POZO 1

FUENTE: Autores del Proyecto

➤ POZO 2



Opciones

Información del Campo	
Nombre del Campo:	Pozo 2
Ingreso de los Datos	
API	21
Diametro del piston:	1.75 (in)
LP (Longitud del Piston):	36 (in)
Pb (Profundidad de la bomba):	6500 (pies)
THP (Presion en la Cabeza del Pozo):	47 (psi)
Vc (Viscosidad del Fluido):	37 (centipoise)
Densidad del Fluido:	0.87 (gr/cm ³)
Densidad del Agua:	1 (gr/cm ³)
Nivel del Fluido:	5371 (pies)
Q (Produccion Real):	270 (bpd)
C (Separacion del Barril)(in):	Inicia en: 0.001 Finaliza en: 0.005 Variación: 0.001

FIGURA 57: INGRESO DE DATOS PARA CALCULAR EL DESLIZAMIENTO DE FLUIDO DEL POZO 2

FUENTE: Autores del Proyecto

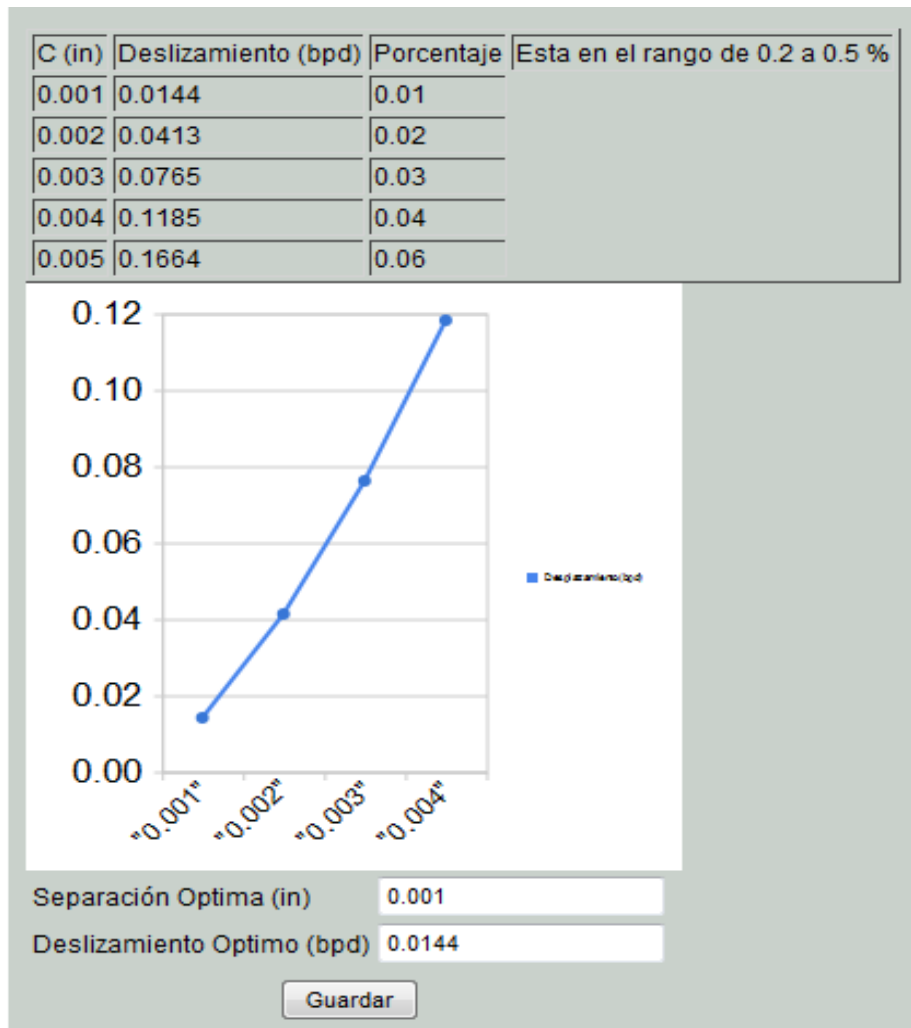


FIGURA 58: RESULTADOS OBTENIDOS DEL DESLIZAMIENTO DE FLUIDO DEL POZO 2
FUENTE: Autores del Proyecto



Opciones

Seleccione Campo: **Pozo 2** ▼

Informacion del Campo
 Nombre del Campo Pozo 2
 API 21

Datos de Campo

Diametro	1.75(in)	Longitud de Piston	36(pies)
Presion del Pozo	47(psi)	Profundidad de la Bomba	6500(pies)
Viscosidad	37(centipoise)	Produccion	270 (bpd)
Separacion Optima	0.001(in)	Deslizamiento Optimo	0.0144(bpd)

Ingreso de Datos

Longitud Efectiva de Carrera: (in)

Strokes por minuto: (spm)

FIGURA 59: INGRESO DE DATOS PARA CALCULAR LA EFICIENCIA DE LA BOMBA DEL POZO 2

FUENTE: Autores del Proyecto



Opciones

Seleccione Campo: **Pozo 2** ▼

Informacion del Campo
 Nombre del Campo Pozo 2
 API 21

Datos de Campo

Diametro	1.75(in)	Longitud de Piston	36(pies)
Presion del Pozo	47(psi)	Profundidad de la Bomba	6500(pies)
Viscosidad	37(centipoise)	Produccion	270 (bpd)
Separacion Optima	0.001(in)	Deslizamiento Optimo	0.0144(bpd)

Ingreso de Datos

Longitud Efectiva de Carrera: (in)

Strokes por minuto: (spm)

Ev: %

FIGURA 60: RESULTADOS OBTENIDOS DE LA EFICIENCIA DE LA BOMBA DEL POZO 2

FUENTE: Autores del Proyecto

Como se puede observar en los resultados obtenidos para el pozo 1 la separación y su respectivo deslizamiento calculado por la herramienta software fue el mínimo debido a que las demás separaciones no se encontraban dentro del rango establecido que es de 0.2 a 0.5% de la producción real, además se tomaron algunas consideración para poder tomar este valor alguna de ellas fue que al empezar a funcionar la bomba por medio de la fricción esta separación con el tiempo va aumentando hasta llegar a un ajuste optimo. Con respecto a la eficiencia de la bomba se observa que es baja, pero si se analizan los datos obtenidos de deslizamiento de fluido se deduce que este factor poco afecta esta eficiencia, por el contrario hay otros factor es que influyen en esta eficiencia como perdidas en tuberías, válvulas dañadas, y otro factor es que el GOR del pozo es bastante alto; lo cual también influye de manera significativa en la reducción de la eficiencia de bombeo.

Para el pozo 2 los resultados obtenidos de separación y deslizamiento de fluido se hallaron con los mismos criterios del pozo anterior, pero si se analiza la eficiencia de este pozo se puede observar que es más alta que la del pozo anterior ya que la producción de gas en este pozo es menor que en el pozo 1.

CONCLUSIONES

- La implementación de una fórmula más precisa para calcular el deslizamiento es de gran importancia para los operadores de campo de un sistema de bombeo mecánico, ya que el deslizamiento incorrecto causa aumento de los costos de operación, fallas en la bomba, varillas, y un mayor costo de la energía para levantar el fluido producido.
- El nuevo método para calcular el deslizamiento es válido hasta una separación de 0,005 pulgadas en comparación con la fórmula de Patterson, se estudió que la tasa de bombeo afecta el deslizamiento.
- La revisión de la literatura existente muestra que hasta la fecha solo se han considerado algunas de las variables que pudieran dominar el fenómeno de deslizamiento. Por lo tanto, se debe considerar en el desarrollo de futuros modelos la influencia de factores como la velocidad de bombeo, la excentricidad del pistón en la bomba de subsuelo, el contenido de sólidos y corte de agua en el fluido producido.
- Las compañías operadoras han venido seleccionado empíricamente el fit de las bombas de acuerdo al conocimiento que se tiene de las condiciones físico químicas del fluido producido, lo cual ocasiona que en determinadas situaciones una disminución de la eficiencia de la bomba pueda atribuirse a condiciones diferentes a una mala selección del fit. Por lo tanto, una selección del mismo basada en cálculos específicos como los presentados en este trabajo es de vital importancia para la adecuada selección del equipo de subsuelo.

➤ Una vez detectada la presencia de arena y sus consecuencias en la bomba, el productor debe decidir entre dos situaciones, evitar el ingreso de la arena a la bomba por algún método físico o mecánico acumulándola en el fondo del pozo, o bombearla junto con el fluido con las consecuencias que ello trae. La forma más sencilla de tratar de evitar que la arena ingrese a la bomba, es instalar la bomba por encima de las perforaciones, es decir que mientras el fluido sube hacia la admisión de la bomba, la arena cae al fondo del pozo por decantación natural, esto puede ser un método sencillo cuando el aporte de arena es bajo, pero no es recomendable cuando se produce petróleo con gas libre, dado que cuanto mayor sea el GOR mayor será la tendencia al bloqueo por gas, tampoco es efectivo cuando la viscosidad del fluido es alta o si se producen altos caudales, dado que la arena no tiende a decantar. En estos casos donde el ingreso de arena no puede detenerse por decantación natural hacia el fondo del pozo, pueden utilizarse filtros para arena.

RECOMENDACIONES

- Evaluar experimentalmente el fenómeno de deslizamiento teniendo en cuenta las condiciones específicas de los fluidos y equipos utilizados en los campos del país con el fin de determinar el fit adecuado de la bomba de subsuelo para cada campo.

- Para solucionar el problema de desgaste y arenamiento del pistón y el barril debido a la arena arrastrada por el fluido que escurre entre ellos, se recomienda utilizar un pistón con sellos en los extremos para evitar el ingreso de partículas sólidas al anular pistón-barril, el cual se desarrolló en Estados Unidos y desde 1998 se ha utilizado con éxito en Argentina. Denominado “bomba con pistón lubricado”.

- Para arenas finas se recomienda utilizar pistones con longitud y separación grande, para permitir que los granos de arena arrastrados por el fluido de deslizamiento puedan pasar sin rayar el pistón o el barril. Por lo contrario, para arenas gruesas se recomienda utilizar pistones pequeños con separación pequeña para que los granos no puedan pasar entre el pistón y el barril, evitando de esta manera que se desgasten.

BIBLIOGRAFIA

- ORTEGA, Clímaco. Curso Bombeo Mecánico. Bucaramanga. Publicaciones UIS; p. 101-140.
- HERNANDEZ, Florencio. Bombeo Mecánico. Bucaramanga Publicaciones UIS; p. 1-14.
- CHAMBLISS, Richard. Plunger Leakage and Viscous Drag for Beam Pump Systems; p. 1-39.
- COX, James. & CHAMBLISS, Richard. Plunger Leakage and Viscous Drag for Rod Drawn Oil Well Pumps; p. 33-38.
- PATTERSON, John. & CURFEW, Jim. Progress Report #2 on Fluid Slippage in Down-Hole Rod-Drawn Oil Well Pumps; p 96-102.
- PATTERSON, JOHN. & CURFEW, JIM. Progress Report # 3 on Fluid Slippage in Down-Hole Rod-Drawn Oil Well Pumps; p. 117-127.
- WILLIAMS, Benny. & FISCHER Harbison. Summary of Testing of Variable Slippage Pump Sucker Rod Pumps; p. 129-131.
- FISCHER, Harbison. Rod Pump Slippage Calculator; p.1-4.
- GLENN, Stearns. An Evaluation of the Rate of Slippage of Oil Past Oil-Well Pump Plungers. API 44-025; p. 25-29.
- WILLIAMS, Benny. & FISCHER Harbison. Particulate Problem Solutions for Rod Pumped Producing Wells. SPE 30640 (Oct 1996); p. 105-109.

- GARG, D. & LEA, J.F. New Considerations for Modeling Plunger Performance. SPE 93997 (Apr 2005); p.1-2.
- CHAMBLISS, Richard. & ROWLAN Lynn. Pump Slippage Test Update. Texas University; p 21-26.
- CHAMBLISS, Kyle. & Oxy. Calculating Pump Slippage; p. 2-16.
- PATTERSON, John, CONOCO, Phillips. Fluid Slippage in Down-Hole Rod-Drawn Oil Well Pumps. (Nov 2004); p. 1-14.
- ROBINSON, Bruce. Economics of Pumping. API 35091; p. 91-92.
- GLENN, Stearns. An Experimental Investigation of the Volumetric Efficiency of Sucker-Rod Pumps; p. 108-109.
- SHEDID, A. Effects of Subsurface Pump Size and Setting Depth on Performance of Sucker Rod Artificial Lift. A Simulation Approach. SPE 120681(Apr 2009); p. 1-4.
- TAKACS, Gabor. Modern Sucker- Rod Pumping; p. 149-154.
- GHAREEB, M. & LUFKIN. Application of Beam Pumping System for High Gas/Oil Ratio Wells. (Feb 2008); p. 1-8.
- TAKACS, Gabor. Power Efficiency of Sucker-Rod Pumping Systems; p. 214-221.
- STEEL, Bethlehem. Sucker Rod Handbook; p. 99.
- DOTTORE, Eduardo. & BOLLAND.; Utilización de Bombas de Accionamiento Mecánico en Pozos que Producen Fluidos con Arrastre de Sólidos Pistón Lubricado; p. 3-5.

ANEXOS

ANEXO A: DEDUCCIÓN DE LA ECUACIÓN DEL AJUSTE DE LOS DATOS DE ROBINSON

Para obtener una fórmula a partir de los datos de Robinson, primero es necesario calcular la viscosidad del fluido producido.

La tabla A-1 enumera los datos experimentales utilizados para calcular la viscosidad en fondo de pozo.

Tabla A.1 Datos Experimentales de Robinson

Profundidad de la Bomba	6000 ft
Gravedad del Aceite	33.5° API
Longitud del Pistón	1½ in por 72 in

Las siguientes suposiciones se asumen para determinar la viscosidad del fondo de pozo:

1. Gradiente térmico de 1 °F por cada 100 pies
2. Temperatura superficial de 70°F. Petróleo muerto / Gas libre

Los valores que pueden ser calculados a partir de los datos y suposiciones anteriores son los siguientes:

$$G = \frac{141.5}{131.5 + \text{°API}} = \frac{141.5}{131.5 + 33.5} = 0.858$$

$$P = (\text{profundidad}) \left(0.433 \frac{\text{psf}}{\text{ft}} \right) (G) = (6000\text{ft}) \left(0.433 \frac{\text{psf}}{\text{ft}} \right) (0.858) = 2228\text{psf}$$

$$T_{BH} = g_T \times \text{profundidad} + T_s = \frac{1^\circ\text{F}}{100\text{ft}} 6000\text{ft} + 70^\circ\text{F} = 130^\circ\text{F}$$

De la ecuación de Beal, la viscosidad calculada es de 7 centipoises. Utilizando la ecuación 3.1, se puede encontrar una nueva ecuación.

$$B = \frac{PE^2C^2}{\mu L} \quad \text{Eq 3.1}$$

Usando la ecuación 3.1 con los valores comunes de x y z utilizados en los artículos históricos que son de 1 y 3 respectivamente, se llega a la ecuación A.1

$$B = \frac{PE^2C^2}{\mu L} \quad \text{A.1}$$

La tabla A.2 muestra los valores seleccionados en la figura 3.1 para el cálculo de una nueva ecuación.

Tabla A.2: Puntos de los datos elegidos de la figura 3.1

Fuga (bpd)	Separación (in)
5	0.003

Utilizando los valores de la Tabla A.1 y A.2, junto con el valor estimado de viscosidad dinámica que es de 7 cp, se calcula un valor de K de $2,79 \times 10^7$, y por lo tanto una ecuación que aproximadamente se ajusta a los datos de Robinson es la ecuación A.2.

$$B = 2.79 \times 10^7 \frac{PE^2C^2}{\mu L} \quad \text{Eq 3.2}$$

**ANEXO B: DEDUCCION DE LA ECUACION PARA EL PERFIL DE VELOCIDAD
DEL FLUJO ANULAR CON LOS LIMITES INTERIORES MOVIENDOSE
PARALELAMENTE CON EL FLUJO DEL FLUIDO**

$$-p = \frac{\mu}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) \quad \text{B.1}$$

Se multiplica a ambos lados por $\frac{r}{\mu}$

$$-p \frac{r}{\mu} = \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) \quad \text{B.2}$$

Se integra a ambos lados con respecto a r

$$-p \frac{r^2}{2\mu} = r \frac{\partial V_z}{\partial r} + C_1 \quad \text{B.3}$$

Se divide a ambos lados por r

$$-p \frac{r}{2\mu} = \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{C_1}{r} \quad \text{B.4}$$

Integrando a ambos lados por r

$$-p \frac{r^2}{4\mu} = V_z + C_1 \ln r + C_2 \quad \text{B.5}$$

Condiciones Limite:

$$\begin{aligned} r = R_i & \quad \text{donde} & \quad V_z = V_F \\ r = R_o & \quad \text{donde} & \quad V_z = 0 \end{aligned}$$

Resolviendo C_2 con condiciones de frontera de $V_z = 0$ y $r = R_0$

$$C_2 = -p \frac{R_0^2}{4\mu} - C_1 \ln R_0 \quad \text{B.6}$$

Reescribiendo la ecuación B.5 y reemplazando C_2 en la ecuación B.6

$$-p \frac{r^2}{4\mu} = V_z + C_1 \ln r - p \frac{R_0^2}{4\mu} - C_1 \ln R_0 \quad \text{B.7}$$

Combinado los términos de presión al lado izquierdo de la ecuación

$$\frac{-p}{4\mu} (r^2 - R_0^2) = V_z + C_1 \ln r - C_1 \ln R_0 \quad \text{B.8}$$

Combinado los términos del logaritmo natural

$$\frac{-p}{4\mu} (r^2 - R_0^2) = V_z + C_1 \ln \left(\frac{r}{R_0} \right) \quad \text{B.9}$$

Reescribiendo la ecuación B.9 con las condiciones limite de $V_z = V_F$ y $r = R_i$

$$\frac{-p}{4\mu} (R_i^2 - R_0^2) = V_F + C_1 \ln \left(\frac{R_i}{R_0} \right) \quad \text{B.10}$$

Resolviendo C_1

$$C_1 = \left[\frac{\frac{-p}{4\mu} (R_i^2 - R_0^2) - V_F}{\ln \frac{R_i}{R_0}} \right] \quad \text{B.11}$$

Reescribiendo la ecuación B.9 y reemplazando C_1 en la ecuación B.11

$$\frac{-P}{4\mu} (r^2 - R_0^2) = V_z + \left[\frac{\frac{-P}{4\mu} (R_1^2 - R_0^2) - V_P}{\ln \frac{R_1}{R_0}} \right] \ln \left(\frac{r}{R_0} \right) \quad \text{B.12}$$

Resolviendo V_z

$$V_z(r) = \frac{-P}{4\mu} \left[(r^2 - R_0^2) - (R_1^2 - R_0^2) \frac{\ln \frac{r}{R_0}}{\ln \frac{R_1}{R_0}} \right] + V_P \frac{\ln \frac{r}{R_0}}{\ln \frac{R_1}{R_0}} \quad \text{Eq 4.1}$$

ANEXO C: DEDUCCION DE LA ECUACION DE LA VELOCIDAD MEDIA CON FLUJO DE FLUIDO EN EL ANULAR CON LÍMITES INTERNOS MOVIENDOSE PARALELAMENTE CON FLUJO DE FLUIDO

Se requiere el perfil de velocidad para resolver la ecuación de la velocidad media, ecuación 4.1, y ecuación C.1, la cual resume todas las velocidades y se divide por el área del anular para resolver la velocidad media.

$$V_z(r) = \frac{-\Delta P}{4\mu} \left[(r^2 - R_o^2) - (R_i^2 - R_o^2) \frac{\ln \frac{r}{R_o}}{\ln \frac{R_i}{R_o}} \right] + V_p \frac{\ln \frac{r}{R_o}}{\ln \frac{R_i}{R_o}} \quad \text{Eq 4.1}$$

$$= \frac{\int_{R_i}^{R_o} 2\pi r V_z dr}{\int_{R_i}^{R_o} 2\pi r dr} \quad \text{C.1}$$

La ecuación C.1 se resume en la ecuación C.2

$$= \frac{2 \int_{R_i}^{R_o} r V_z dr}{R_o^2 - R_i^2} \quad \text{C.2}$$

Se reemplaza la ecuación 4.1 en la ecuación C.2

$$= \frac{2 \int_{R_i}^{R_o} r \left\{ \frac{-\Delta P}{4\mu} \left[(r^2 - R_o^2) - (R_i^2 - R_o^2) \frac{\ln \frac{r}{R_o}}{\ln \frac{R_i}{R_o}} \right] + V_p \frac{\ln \frac{r}{R_o}}{\ln \frac{R_i}{R_o}} \right\} dr}{R_o^2 - R_i^2} \quad \text{C.3}$$

Separando la ecuación C.3 en partes más manejables

$$= \frac{2 \int_{R_i}^{R_o} \frac{-\Delta P r F}{4\mu} (r^2 - R_o^2) dr}{R_o^2 - R_i^2} - \frac{2 \int_{R_i}^{R_o} \frac{-\Delta P r F}{4\mu} (R_i^2 - R_o^2) \frac{\ln \left(\frac{r}{R_o} \right)}{\ln \left(\frac{R_i}{R_o} \right)} dr}{R_o^2 - R_i^2} + \frac{2 \int_{R_i}^{R_o} r V_p \frac{\ln \left(\frac{r}{R_o} \right)}{\ln \left(\frac{R_i}{R_o} \right)} dr}{R_o^2 - R_i^2} \quad \text{C.4}$$

Integrando la ecuación C.4

$$-\frac{-P}{4\mu} \left[\frac{R_o^4 - R_i^4}{2(R_o^2 - R_i^2)} - R_o^2 - \frac{R_i^2 \psi}{(R_o^2 - R_i^2) \ln\left(\frac{R_o}{R_i}\right)} + \frac{R_i^2 \ln R_o}{\ln\left(\frac{R_o}{R_i}\right)} + \frac{R_o^2 \psi}{(R_o^2 - R_i^2) \ln\left(\frac{R_o}{R_i}\right)} - \frac{R_o^2 \ln(R_o)}{\ln\left(\frac{R_o}{R_i}\right)} \right] +$$

$$V_P \left[\frac{\psi}{(R_o^2 - R_i^2) \ln\left(\frac{R_o}{R_i}\right)} - \frac{\ln(R_o)}{\ln\left(\frac{R_o}{R_i}\right)} \right]$$

Eq 4.2

Donde ψ es igual a la ecuación 4.3

$$\psi = R_o^2 \left(\ln R_o - \frac{1}{2} \right) - R_i^2 \left(\ln R_i - \frac{1}{2} \right) \quad \text{Eq 4.3}$$