

**EVALUACIÓN DE LOS MODELOS MATEMÁTICOS UTILIZADOS EN EL
DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL DE BOMBEO
POR CAVIDADES PROGRESIVAS**

DIEGO ARMANDO MONSALVE DUARTE

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOQUÍMICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA DE PETRÓLEOS
BUCARAMANGA**

2012

**EVALUACIÓN DE LOS MODELOS MATEMÁTICOS UTILIZADOS EN EL
DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL DE BOMBEO
POR CAVIDADES PROGRESIVAS**

DIEGO ARMANDO MONSALVE DUARTE

Trabajo de Grado para optar al título de Ingenieros de Petróleos

Director:

MSc. FERNANDO ENRIQUE CALVETE GONZÁLEZ

Docente UIS

Co-Directores:

Ing. ALFONSO WILCHES TAPIAS

Ing. ALFONSO GUTIÉRREZ NAVARRO

TDA Supply & Service S.A.

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISCOQUÍMICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA DE PETRÓLEOS
BUCARAMANGA**

2012

DEDICATORIA

Al autor y director del universo, por ser mi mejor amigo, mi salvador y Dios, gracias por guiarme y cuidarme durante todos estos años y por siempre estar dispuesto a escucharme y a acudir en mi ayuda en los momentos más difíciles en de mi vida.

A mi madre hermosa Yolanda Duarte, por tantos años de amor incondicional y sacrificio hacia nosotros, por ser un ejemplo de verriquera, sinceridad y honestidad, gracias por ser el motor de mi vida, el motivo más grande para salir adelante.

A mi tío Alfredo Duarte, por ser mi modelo a seguir en la vida, gracias por ser un hombre ejemplar que se ha preocupado por formar un hombre de bien lleno de grandes valores, gracias por enseñarme el amor a Dios y a mi prójimo y sobre todo por enseñarme a ser un hombre “productivo” en la vida.

A mi chiquita hermosa Tatiana Mantilla, por aguantarme todo este tiempo y darme apoyo y creer en mí a pesar de todo, por darme consejos valiosos y siempre brindarme una hermosa sonrisa, por darme fuerza en los momentos difíciles. Sin tí, hubiese sido imposible cumplir en esta meta.

A mis hermanos Carlos, Bryan y Jairo por su gran apoyo durante todas las etapas de mi vida y por estar ahí siempre que los he necesitado. A mi muchacho, gracias por llenarme la vida de tanto amor y alegría.

A mi familia, por sus oraciones y apoyo durante esta etapa.

AGRADECIMIENTOS

El autor expresa sus agradecimientos a:

A la UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER, Por su continua búsqueda de la Excelencia y formación de profesionales de calidad.

A la ESCUELA DE INGENIERÍA DE PETRÓLEOS, y a sus profesores por compartir sus conocimientos y brindar un gran apoyo en mi formación personal y profesional.

Al ingeniero Fernando Enrique Calvete González, por su apoyo incondicional durante el desarrollo de este trabajo, por sus valiosas enseñanzas en métodos de producción y valores para la vida. Gracias por ser más que un maestro para mí, un gran amigo.

A los ingenieros Alfonso Wilches y Alfonso Gutiérrez, Co- Directores de este trabajo, por su apoyo y orientación durante la realización del proyecto.

A los ingeniero Juan Pablo Andrade y José Daniel Ortega, por abrirme las puertas de su compañía, por darme la oportunidad de aprender, crecer como persona y profesional dentro de ella.

A la familia TDA Supply & Service S.A. por su gran apoyo y recibirme con los brazos abiertos, gracias por sus valiosos aportes a mi formación integral, en especial al a los ingenieros Jerry Cuesta, Wilfrido Gómez y Lizeth Mejía por su comprensión, paciencia y apoyo incondicional durante el desarrollo de este trabajo.

A cada uno de los miembros del equipo de la familia TDA en la base Barrancabermeja: A los ingenieros Arnely y Daniel Camargo. A los técnicos José Luis Carpio, Harold Movilla, Álvaro Escarria, Diego guerrero, Álvaro Bonilla. Al personal de logística: Jenny Pulido, Isidro Carvajal, Juan Pablo Corrales, Juan Diego Merchán y a Martha Vargas. Por contribuir con su apoyo, conocimiento y experiencia en el desarrollo de este trabajo, por tantos días de felicidad y experiencias alegres que nunca olvidaré.

A los ingenieros Jaime Alberto Díaz, Jorge Mario Palma, Erik Montes, Jorge Sáchica, Samuel Muñoz, Olga Patricia Ortíz, Emiliano Ariza, Fernando Londoño, Helena Ribón, Laura Amaya, Diana Jaimes por sus consejos y por su valiosa amistad durante todos estos años.

A mis grandes amigos Jhon torres, Gabriel Velez, Jhonatan Quintero, Leonardo Torres, Gustavo Niño, Andrés Rossi, Jack Mateo Ramírez, Laura Osma, Jonathan Pérez, Sandra Vega, Luis Oliveros, Edith Jiménez, Andrea Ordoñez, Cristina Correa, Julieth Vásquez, William Isidro, con quienes viví un sin número de experiencias inolvidables, con los cuales aprendí grandes cosas y grandes valores, siempre los recordaré porque tienen un gran lugar en mi corazón.

A mi apoyo más grande, mi familia quien siempre ha estado ahí acompañándome y orando fuertemente por mi bienestar, gracias a Doña Ceci, Jabín, Yuri, Jeremías, Rubén, Gladys, Doña Carmen, Rodrigo, Leyda, Lina, Tito, Ibrahim, Abner, Mabel, Grency, Libardo, Rafael, Edilia, Yenny, Ruth. Gracias por creer en mí y en mis capacidades y por siempre tener una palabra de apoyo hacia a mí y convertirse en mis modelos para la vida.

A mis hermanos José Fernando, Fabián, Mauricio, Nathalia Cardozo Ojeda. Y a sus padres Fernando e Inés, por aceptarme como parte de su familia, brindarme apoyo y un amor en cristo que me ayudó a soportar momentos difíciles y vivir

experiencias maravillosas junto a ustedes, también a Brenda Aparicio y Laura Franco por aguantarme tanto y por el gran cariño que me han dado.

A la familia Mantilla Gómez, por abrirme las puertas de su hogar y aceptarme como un hijo más, gracias a ustedes y su cariño, esta última etapa de mis estudios fue mucho más sencilla porque siempre me brindaron su apoyo y creyeron en mí ciegamente.

A la Selección Colombia y a Millonarios Fútbol Club, por brindarme tantas tardes de sano esparcimiento y grandes alegrías, así como profundas tristezas que me impulsaron a estudiar fuertemente para olvidarlas.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	17
1. GENERALIDADES	20
1.1 CONCEPTOS	20
1.1.1 Modelos	20
1.1.2 Modelos matemáticos	21
1.1.3 Validación de modelos matemáticos	25
1.2 PCP COMO MÉTODO DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL	25
1.2.1 Historia	25
1.2.2 Aspectos Generales	26
1.3 DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS	30
1.3.1 Equipos de superficie	30
1.3.2 Equipos de Fondo	33
2. BOMBAS DE CAVIDADES PROGRESIVAS - PCP	37
2.1 FUNDAMENTOS BÁSICOS	37
2.1.1 Principios Teóricos	37
2.2 DESCRIPCIÓN DE LA BOMBA	38
2.2.1 Geometría	38
2.2.2 Descripción del rotor	41
2.2.3 Descripción del estator	43
2.3 OPERACIÓN DE LA BOMBA	44
2.4 CAPACIDAD DE DESPLAZAMIENTO	45
2.5 CAPACIDAD DE LEVANTAMIENTO	47
2.6 REQUERIMIENTOS DE TORQUE Y POTENCIA	48
3. CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO DE SISTEMAS BCP.	51
3.1 CONSIDERACIONES GENERALES	51

3.1.1 Geometría y configuración mecánica del pozo	51
3.1.2 Principios Básicos de Producción	52
3.1.3 Propiedades de los fluidos producidos	56
3.2 PRUEBA Y DIMENSIONAMIENTO DE LA BOMBA	61
3.2.1 Procedimiento de Prueba	62
3.2.2 Interpretación de resultados	64
3.3 CONSIDERACIONES DE DISEÑO	65
3.3.1 Condiciones de bombeo	66
3.3.2 Efecto del flujo en la tubería de producción	70
3.3.3 Cargas de Esfuerzos sobre la sarta de varillas	78
3.3.4 Desgaste sobre Varillas y tubería de producción	82
3.3.5 Equipos de superficie	87
4. PROCESO DE VALIDACIÓN DE MODELOS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS.	89
4.1. Validación de los modelos matemáticos a partir de datos reales.	89
4.1.1. Parámetros de diseño	89
4.1.2. Descripción del software PC–Pump	90
4.1.3 Descripción del proceso de validación de los modelos matemáticos	92
4.1.4 Adquisición de variables	101
4.1.5 Resultados de la validación	104
4.2. ANÁLISIS Y COMPARACIÓN DE RESULTADOS.	109
4.2.1. Descripción de la estadística inferencial	109
4.2.2. Aplicación del modelo de estadística inferencial.	112
4.2.3. Comparación estadística y discusión de resultados	116
CONCLUSIONES	132
RECOMENDACIONES	134
BIBLIOGRAFÍA	136
ANEXOS	138

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Proceso para solucionar problemas de ingeniería.....	24
Figura 2. Descripción de un sistema típico con PCP.	28
Figura 3. Cabezales KUDU y OIL LIFT.....	31
Figura 4. Motor eléctrico adecuado para sistemas PCP.	32
Figura 5. Variadores de frecuencia marca UNICO.....	33
Figura 6. Varilla convencional.....	34
Figura 7. Varilla continua Drive Rod.	35
Figura 8. Ancla anti torque Premium.....	36
Figura 9. Bomba de cavidades progresivas.....	37
Figura 10. Desarrollo 3D de las envolventes con 1,2 y 3 lóbulos.....	38
Figura 11. Geometría 3:4.....	39
Figura 12. Bomba PCP de geometría 1:2.	40
Figura 13. Rotores para bombas PCP.....	42
Figura 14. Posición relativa del rotor y el estator en una bomba de lóbulo simple.....	45
Figura 15. Diagrama de distribución de torques.	50
Figura 16. Diferentes geometrías de pozos.	52
Figura 17. Banco de pruebas para bombas PCP.....	63
Figura 18. Resultados de pruebas de bombas PCP.	65
Figura 19. Flujograma para un diseño apropiado de sistemas con bomba de cavidad progresiva.....	89
Figura 20. Ventana principal de PC-PUMP (entrada de datos).	91
Figura 21. Ventana de resultados en PC-PUMP.....	92
Figura 22. Proceso de Diseño para sistemas PCP.	93
Figura 23. Estructura del proceso de validación de los modelos matemáticos.....	94

Figura 24. Carta ASTM para determinar la viscosidad cinemática en función de la temperatura y la gravedad API.	96
Figura 25. Distribución de las presiones equivalentes a las columnas hidrostáticas de líquidos y gas.	97
Figura 26. Hoja de Datos de Entrada.....	98
Figura 27. Hoja de Análisis de datos.	99
Figura 28. Almacenamiento de resultados en base de datos de Access.....	100
Figura 29. Datos requeridos para el diseño del sistema de levantamiento artificial.	104
Figura 30. Prueba de hipótesis unilaterales o de una cola.	115
Figura 31. Regiones de aceptación para pruebas de hipótesis aplicada a los modelos matemáticos.	120
Figura 32. Resultados de la prueba de hipótesis aplicada al cálculo de la presión de entrada de la bomba.	121
Figura 33. Resultados de la prueba de hipótesis aplicada al cálculo de la presión de descarga de la bomba.	122
Figura 34. Resultados de la prueba de hipótesis aplicada al cálculo de la presión de levantamiento neto.....	123
Figura 35. Resultados de la prueba de hipótesis aplicada al cálculo de las pérdidas de flujo.	124
Figura 36. Resultados de la prueba de hipótesis aplicada al cálculo de la presión de carga de la bomba.	125
Figura 37. Resultados de la prueba de hipótesis aplicada al cálculo de la carga axial en la sarta de varillas.....	126
Figura 38. Resultados de la prueba de hipótesis para el cálculo del torque total sobre la sarta de varillas.	127
Figura 39. Resultados de la prueba de hipótesis aplicada al cálculo del esfuerzo combinado.	128
Figura 40. Resultados de la prueba de hipótesis aplicada al cálculo de la fuente primaria de energía.....	129

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Especificaciones de varillas según diámetros y grado API	82
Tabla 2. Datos de entrada mínimos requeridos para realizar un diseño de sistemas PCP.	103
Tabla 3. Resultados de la simulación en PC-Pump.....	106
Tabla 4. Resultados de la Validación de los modelos en la macro de Excel.	108
Tabla 5. Errores en prueba de hipótesis	114
Tabla 6. Resultados de los cálculos de error porcentual, varianza y desviación estándar	118
Tabla 7. Tabla para hallar valores críticos de z dependiendo del nivel de significancia.	120
Tabla 8. Resultados de la Prueba de hipótesis aplicada a los modelos matemáticos evaluados.	131

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO A. Especificaciones de la bombas PCM 400 TP 1800 Y TA 85 – 1800	138
ANEXO B. Resultados de pruebas de las bombas PCM 400 TP 1800 Y TA 85 - 1800.	141
ANEXO C. Datos de entrada de los pozos utilizados para la validación de los modelos matemáticos.	144
ANEXO D. Estados mecánicos de los pozos utilizados en el estudio	155
ANEXO E. Diagrama de flujo de un proceso de diseño de sistemas de bombeo por cavidades progresivas.	165

RESUMEN

TITULO: EVALUACIÓN DE LOS MODELOS MATEMÁTICOS UTILIZADOS EN EL DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL DE BOMBEO POR CAVIDADES PROGRESIVAS.

AUTORES:

Diego Armando Monsalve Duarte. **

PALABRAS CLAVES: Sistemas de levantamiento artificial, bombas de cavidades progresivas, Modelos matemáticos, consideraciones de diseño.

DESCRIPCIÓN: Es evidente el rápido crecimiento de la aceptación de las Bombas por Cavidades Progresivas. Desde que este sistema se implementó, debido a su buen desempeño en los campos de producción petroleros por su alta eficiencia volumétrica, se puede adaptar a diferentes tipos de fluido en especial. En la actualidad, dado que está en auge la producción de crudos pesados y viscosos, el bombeo por cavidades progresivas se convierte en una excelente alternativa ya que es un sistema económico, eficaz y de bajo riesgo.

Durante el desarrollo de este trabajo, se puede encontrar las consideraciones necesarias para el diseño de los sistemas PCP, así como los pasos necesarios para completar un proceso de diseño. También, se tuvieron en cuenta los modelos matemáticos utilizados para realizar los cálculos para completar este proceso. Los resultados de dichos modelos fueron comparados contra los resultados obtenidos de las corridas de un software comercial, y por medio de una prueba de hipótesis estadística se seleccionaron los modelos de mejor desempeño, que pueden ser utilizados para evaluar, diseñar y optimizar sistemas de bombeo por cavidades progresivas.

* Trabajo de grado

** Facultad De Ingenierías Físico-Químicas, Escuela De Ingeniería De Petróleos, M.Sc. Fernando E. Calvete, Ing. Alfonso Wilches, Ing. Alfonso Gutiérrez.

ABSTRACT

TITLE: EVALUATION OF MATHEMATICAL MODELS USED IN THE DESIGN OF PROGRESSIVE CAVITY ARTIFICIAL-LIFT PUMPING SYSTEMS.*

Author:

Diego Armando Monsalve Duarte. **

Keywords: Artificial lift systems, progressing cavity pumps, mathematical models, design considerations.

DESCRIPTION: Nowadays is evident the rapid growth of the acceptance of progressive cavity pumps. Since the scheme was implemented, due to its good performance in the fields of oil production for its high volumetric efficiency, it can be adapted to different types of fluid in particular. Today, given the rise of heavy and viscous crude production, progressive cavity pumping becomes an excellent alternative because it is an economical, effective and low risk system.

During the course of this work, we can find the necessary considerations for the design of PCP systems, and the steps required to complete a design process. Also, we took into account the mathematical models used for the calculations to complete this process. The results of these models were compared against the results of the simulation of a commercial software, and using a statistical hypothesis test, models with better performance were selected, which can be used to assess, optimize and design Progressing Cavity Pumping Systems.

* Grade Work

** Physical-Chemical Engineering Faculty, School of Petroleum Engineering, M.Sc. Fernando E. Calvete, Eng. Alfonso Wilches, Eng. Alfonso Gutierrez.

INTRODUCCIÓN

Uno de los factores que influyen en la Productividad de un campo petrolero, es la capacidad que tiene el yacimiento de aportar energía a los fluidos para ser desplazados hasta la superficie; cuando el yacimiento está en la capacidad de hacerlo, se dice que se presenta desplazamiento por flujo natural, pero si no hay la energía suficiente para que esto se presente, se hace necesario implementar los llamados Sistemas de Levantamiento Artificial (SLA), que pueda facilitar la Extracción de los hidrocarburos presentes en el yacimiento.

Es evidente el rápido crecimiento de la aceptación de las Bombas por Cavidades Progresivas desde que este sistema se implementó debido a su buen desempeño en los campos de producción petroleros ya que estas poseen una alta eficiencia volumétrica, se pueden adaptar a diferentes tipos de fluido en especial, en la actualidad que está en auge la producción de crudos pesados y viscosos el bombeo por cavidades progresivas se convierte en una excelente alternativa ya que es un sistema económico, eficaz y de bajo riesgo.

Sin embargo, por ser un sistema relativamente nuevo, las bombas de cavidades progresivas aún son poco conocidas y presentan limitaciones asociadas a diferentes factores y en sus condiciones de operación que proveen una clara oportunidad de mejoras en cuanto a desarrollos tecnológicos, prácticas operacionales, y mejores criterios de selección que permitan avanzar en el desarrollo de este sistema de levantamiento artificial.

La automatización, control y monitoreo remoto de pozos se convierte en una gran alternativa para evaluar el desempeño en tiempo real de los sistemas con bombas de cavidades progresivas, gracias a los variadores de frecuencia con los que cuentan estos sistemas ya por medio de la integración entre los variadores y unos

equipos satelitales se puede hacer una transmisión de los datos que allí adquieren y de esta manera conocer las actuales condiciones de operación del sistema.

A pesar de tener esa facilidad en la transmisión de los datos, aún no se ha podido avanzar mucho en el tema de la optimización de los sistemas gracias a esta tecnología debido a que los software especializados en diseño y optimización que hay presentes en la industria no tienen la facilidad de integrarse a un sistema de automatización y por ende no se puede realizar con la optimización de los sistemas teniendo en cuenta los cambios en las condiciones de operación del pozo en tiempo real.

Para el desarrollo de este trabajo, se trazó un objetivo general el cual era evaluar los diferentes modelos matemáticos utilizados en el diseño del sistema de levantamiento artificial de bombeo por cavidades progresivas. Para esto, se realizó una revisión bibliográfica de cursos, artículos y libros acerca del diseño, operación, mantenimiento y control de sistemas de sistemas PCP y de los métodos de evaluación de modelos matemáticos, recopilando toda información necesaria para realizar un procedimiento general con todas las actividades y consideraciones para realizar un diseño de sistemas PCP y realizar un proceso completo de validación, construyendo un programa en macros de Excel con los modelos matemáticos identificados y seleccionados, con el fin de evaluar cada uno de ellos en función de los parámetros bajo los cuales fueron desarrollados, y realizar una comparación contra los modelos utilizados en el desarrollo del software PC – PUMP de C-fer technologies, usado para diseñar, analizar, optimizar y solucionar problemas de pozos PCP, que tuvo su desarrollo por medio de un proyecto Industrial, estudiando el uso de las PCP en pozos de petróleo, esto nos da la seguridad de que los modelos matemáticos en los que PC-PUMP se basa para realizar sus cálculos son bastante confiables y con ellos podremos hacer una comparación estadística para obtener resultados representativos y decidir, si los modelos evaluados sirven como base para la construcción de un programa que

pueda integrarse fácilmente a una plataforma de automatización y así poder optimizar el funcionamiento de los sistemas PCP de una forma rápida, confiable y efectiva.

1. GENERALIDADES¹

1.1 CONCEPTOS

1.1.1 Modelos. Un modelo es una representación cualitativa y/o cuantitativa de un sistema, en el cual se muestran las relaciones predominantes entre sus elementos.

Por esta razón, un modelo no puede incluir todos los aspectos de un sistema real, sino solamente los más importantes. Es decir, los objetivos y procesos físicos y los símbolos y sus relaciones constituyen el modelo, de manera que la representación se hace generalmente, con medios de sustancia distinta a los del sistema original. Un modelo debe ser bastante detallado si se desea representar válidamente el problema real.

Un modelo contiene los siguientes elementos:

1. **Parámetros.** En el modelo son objetos o símbolos que representan a entidades o atribuciones del sistema que permanecen constantes durante el estudio.
2. **Variables.** Son objetos o símbolos en el modelo, que representan a entidades o atributos del sistema que cambian en el tiempo durante el estudio.
3. **Relaciones funcionales.** Son los procesos físicos o las relaciones entre los símbolos de un modelo, que representan a las actividades y a las relaciones entre los elementos de un sistema. Describen la forma en que cambian las variables y como las afectan los parámetros.

¹CHAPRA S.C., Métodos numéricos para ingenieros, Mc Graw Hill.

Por otra parte los modelos de decisiones tienen dos partes: una función objetivo y un conjunto de una o más restricciones. Una función objetivo es una ecuación que tiene la forma siguiente:

Rendimiento del sistema (P) = alguna relación (f) entre variables controladas (C) y Variables no controladas (U) o bien $P = f(C, U)$

Las variables controladas son las que puede manipular quien toma las decisiones. Las variables no controladas son las que no se sujetan al control de el o los que toman las decisiones.

1.1.2 Modelos matemáticos. Según Chapra, Un modelo matemático puede ser definido, con amplitud, como una formulación o una ecuación que expresa las características esenciales de un sistema físico o proceso en términos matemáticos. En términos generales, el modelo puede ser representado mediante una relación funcional de la forma:

Variable independiente = F (Variables independientes, Parámetros, Funciones de Fuerza).

Donde la Variable dependiente es una característica que generalmente refleja el comportamiento o estado de un sistema; las variables independientes son, generalmente, dimensiones tales como tiempo y espacio, a través de las cuales el comportamiento del sistema será determinado; los parámetros son el reflejo de las propiedades o la composición del sistema; y las funciones de fuerza la cuales son influencias externas que actúan sobre él.

Es posible diseñar modelos matemáticos para simulación, y en problemas complejos éstos pueden ser más económicos y existe una gran variedad de este

tipo de modelos orientados a encontrar soluciones óptimas (programación matemática).

En general, los modelos matemáticos de sistemas estáticos (que no varían con el tiempo) consisten de ecuaciones algebraicas, mientras que las representaciones matemáticas de sistemas dinámicos y leyes físicas se integran mediante ecuaciones diferenciales.²

La precisión de los modelos matemáticos está íntimamente ligada a su costo de explotación, por lo que deben tomarse en cuenta los siguientes factores:

a) **La exactitud de los datos iniciales.** Tomar en cuenta la discontinuidad de los datos y la magnitud de error de los mismos.

b) **Tipo de fenómeno a estudiar.** Dependiendo del fenómeno y su importancia dependerá su precisión.

c) **Exactitud de las ecuaciones que rigen el fenómeno.** Las ecuaciones mediante las que se ha formulado el modelo, pueden determinar un límite a la exactitud con que se podrá describir el fenómeno. Esto puede ser ocasionado por las hipótesis introducidas para simplificar, o bien, por constituir ellas mismas una simple aproximación al no considerar ciertas variables.

d) **Forma de aproximar las ecuaciones.** Partiendo de un sistema de ecuaciones con los consiguientes errores de truncamiento, la exactitud puede verse afectada.

e) **Evolución del modelado.** Durante el proceso de cálculo, al cambiar el modelo en el espacio y en el tiempo, puede ocurrir que los errores que se producen se

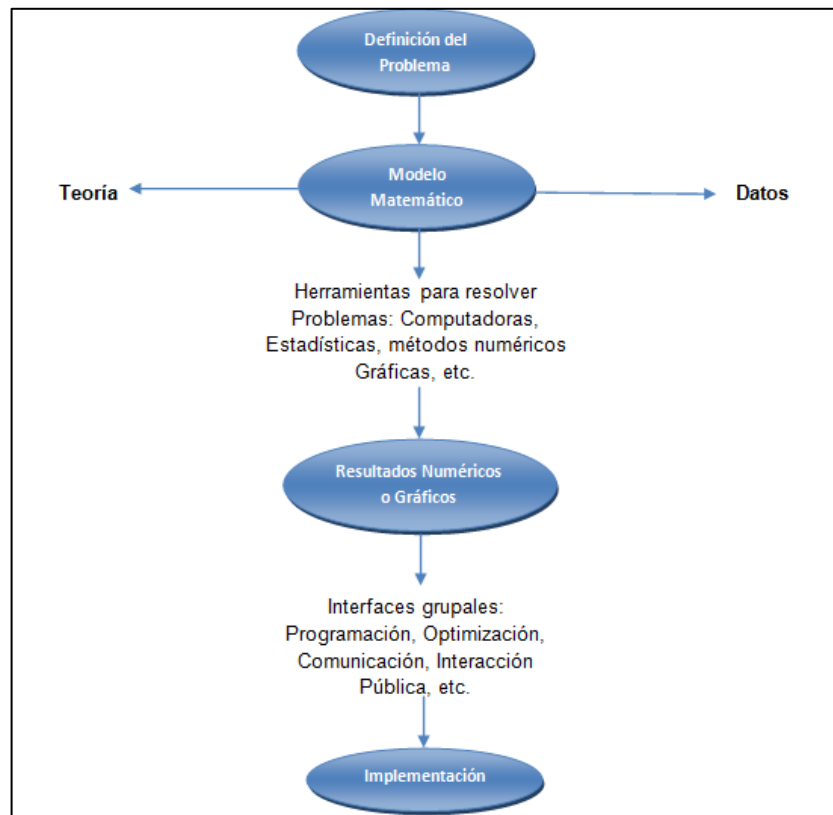
²Ibíd.

vayan transmitiendo o acumulando, con lo cual la precisión obtenida del modelo puede verse limitada.

La secuencia del desarrollo de un modelo matemático consta de seis etapas que a continuación se describen: La primera etapa se hace una **descripción del fenómeno**, planteándose las variables que intervienen y las hipótesis del comportamiento de la misma. En la segunda etapa se **plantean las ecuaciones que describen matemáticamente el fenómeno** (modelo matemático), las condiciones de frontera y la variabilidad de solución. La tercera etapa consiste **en seleccionar el método de solución** del modelo matemático, es decir la elección del algoritmo de cálculo. En la cuarta etapa, la **programación del algoritmo de cálculo** para una computadora. La **calibración, verificación y validación del modelo** corresponde a la quinta etapa. Por último. La sexta etapa corresponde a la **explotación del modelo**, es decir, la utilización del mismo con base en datos de campo, de experimentos en laboratorios o de supuestos para obtener predicciones.

En términos generales los modelos matemáticos nos ayudan a solucionar problemas de ingeniería.

Figura 1. Proceso para solucionar problemas de ingeniería.



Fuente: CHAPRA S.C., Métodos numéricos para ingenieros, Mc Graw Hill.

Las características típicas de los modelos matemáticos del mundo físico:

1. Describe un sistema o proceso natural en términos matemáticos.
2. Representa una idealización y una simplificación de la realidad. Es decir, ignora los detalles insignificantes del proceso natural y se concentra en sus manifestaciones elementales.
3. Finalmente, conduce a resultados predecibles y, en consecuencia, puede emplearse con propósitos de predicción.³

³Ibíd.

1.1.3 Validación de modelos matemáticos. Validar un modelo es asignar un nivel de certeza adecuada a los resultados del modelo es decir, asegurarse de que contiene todos los parámetros, variables y relaciones funcionales necesarias para que dé respuestas concretas.

Para validar un modelo se utilizan, por lo general, tres pruebas:

1. Se construye el modelo y se analiza para estar seguro de que tiene apariencia de certeza, es decir, que tiene parecido o describe al sistema original.
2. Se efectúa una o más pruebas con el modelo y se pregunta si los resultados parecen razonables.
3. Se busca directamente relacionada o involucrada en el sistema original y se le pide que compare los resultados del modelo con las respuestas actuales del sistema.

1.2 PCP COMO MÉTODO DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL⁴

1.2.1 Historia. El concepto de las bombas de cavidades progresivas fue desarrollado por René J. Moineau en su tesis basada en “el nuevo capsulismo”, patentando un nuevo concepto para ser aplicado en bombas y dispositivos de transmisión.

En sus inicios. Éste nuevo concepto fue aplicado en industrias del papel, agricultura, alimentos, etc. Para la industria petrolera, la primera aplicación se efectúa en la perforación de pozos direccionales en los motores hidráulicos a mediados de los años 50. Solo hasta los años 70, fueron utilizados como método de levantamiento artificial para pozos productores de hidrocarburos.

⁴ CHACÍN, Nelvy. Bombeo de cavidad progresiva. 2003.

Actualmente, las características ventajosas de los sistemas PCP permiten su utilización en un amplio rango de aplicaciones, a saber:

- Producción de crudo pesado y bitumen (< 12 °API) con cortes de arena hasta de 50%
- Producción de crudos medianos (de 12 a 20 °API) con contenido limitado de H₂S.
- Producción de crudos livianos dulces (> 20 °API) con limitaciones en el contenido de aromáticos.
- Pozos de crudo superficial.
- Pozos productores con altos cortes de agua y temperatura relativamente altas.
- Evaluación de nuevas áreas de producción.

1.2.2 Aspectos Generales. Las bombas de cavidades progresivas son bombas de desplazamiento positivo que consisten en un rotor de acero helicoidal y un elastómero sintético pegado a un tubo de acero. El estator se instala en el pozo conectado al fondo de la tubería de producción, a la vez que el rotor está conectado al final de la sarta de varillas. La rotación de ésta sarta desde superficie por el accionamiento de una fuente de energía externa, permite el movimiento giratorio del rotor dentro del estator fijo por lo cual permite que el fluido se desplace verticalmente hacia la superficie del pozo.

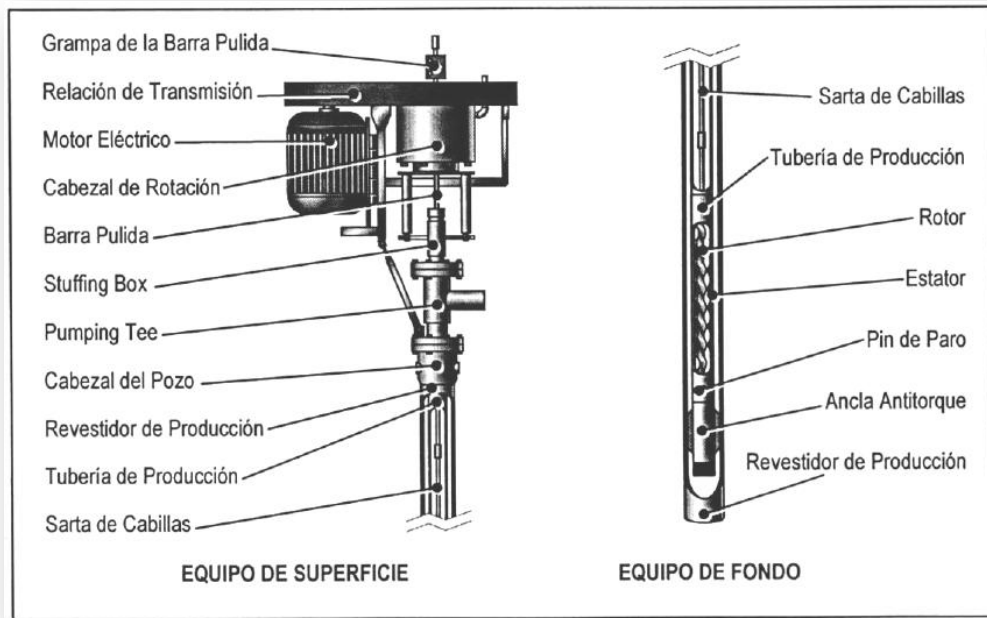
Los equipos de superficie de distintas capacidades y dimensiones, se seleccionan en función de los requerimientos que exige cada sistema.

Los sistemas PCP tienen algunas características únicas que los hacen ventajosos con respecto a otros métodos de levantamiento artificial. Una de sus cualidades más importantes es su alta eficiencia total. Habitualmente se obtienen eficiencias entre 70 y 80%, lo cual, es mayor que cualquier otro método de levantamiento.

Otras Ventajas adicionales son:

- Habilidad para producir fluidos altamente viscosos.
- Habilidad para producir con altas concentraciones de arena.
- Habilidad para tolerar altos porcentajes de gas libre.
- Ausencia de válvulas o partes recíprocas evitando el bloqueo o desgaste de las partes móviles.
- Muy buena resistencia a la abrasión.
- Bajos costos de inversión inicial.
- Bajos costos de energía.
- Demanda constante de energía.
- Simple instalación y operación.
- Bajo mantenimiento.
- Equipos de superficie de pequeñas dimensiones.
- Bajo nivel de ruido.

Figura 2. Descripción de un sistema típico con PCP.



Fuente. CIULLA, Francesco. Principios fundamentales para diseño de sistemas con bomba de cavidad progresiva. Weatherford. 1999.

Los sistemas PCP también tienen algunas desventajas en comparación con los otros sistemas de levantamiento artificial. La más significativa de estas limitaciones se refiere a la capacidad de desplazamiento y levantamiento de la bomba, así como la compatibilidad de los elastómeros con ciertos fluidos producidos, especialmente con el contenido de componentes aromáticos. A continuación se presentan varias de las desventajas de los sistemas PCP:

- Capacidad de desplazamiento real de hasta 2.000 Bbls/día (máximo 4000 Bbls/día).
- Capacidad de levantamiento real de hasta 6.000 pies o 1850 metros (máximo 10.500 pies o 3.500 metros).
- Resistencia a la temperatura de hasta 280 °F o 138 °C (máximo de 350 °F o 178 °F).

- Alta sensibilidad a los fluidos producidos (los elastómeros pueden hincharse o deteriorarse con el contacto de ciertos fluidos por periodos prolongados de tiempo).
- Sujeto a operar con bajas condiciones volumétricas cuando se producen cantidades de gas libre.
- Tendencia del estator a daño considerable cuando la bomba trabaja en seco por periodos de tiempo relativamente cortos.
- Desgaste por contacto entre las varillas y la tubería de producción pueden tornarse un problema grave en pozos direccionales y horizontales.
- La mayoría de los sistemas requieren la remoción de la tubería de producción para sustituir las bombas.
- Los sistemas están propensos a altas vibraciones en el caso de operar a altas velocidades requiriendo el uso de anclas de tubería y estabilizadores o centralizadores de varilla.
- Poca experiencia en el diseño, instalación y operación del sistema.

Sin embargo, estas limitaciones están siendo superadas cada día con el desarrollo de nuevos productos y el mejoramiento de los materiales y diseño de los equipos. En su aplicación correcta de los sistemas PCP proveen el más económico, y en muchos casos del único, método de levantamiento artificial si se configura y opera apropiadamente.⁵

⁵ GARCÍA, Jorge L., Bombeo de cavidad progresiva Impulsado por sarta de bombeo. Monografía para obtener el título de especialista en producción de hidrocarburos, UIS 2010.

1.3 DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS

1.3.1 Equipos de superficie

1.3.1.1 Cabezal: El cabezal es un equipo de accionamiento mecánico instalado en la superficie directamente sobre el cabezal del pozo. Consiste principalmente en un sistema de rodamientos o cojinetes que soportan la carga axial del sistema, un sistema de freno que se requiere para evitar el “back spín” es decir la rotación en sentido inverso que se presenta cuando se para el sistema y que es debida a la liberación de torque en las varillas y a la igualación de niveles de fluido en la tubería de producción y en el espacio anular al momento de la parada. Este fenómeno debe ser controlado porque las altas velocidades se pueden presentar causan daños a los equipos de superficie así como un desenroscamiento de la tubería de producción o la sarta de varillas. También el cabezal posee un sistema de poleas y correas, y un stuffing box o prensaestopa que sirve para evitar la filtración de fluidos a través de conexiones de superficie.⁶

⁶ Ibíd.

Figura 3. Cabezales KUDU y OIL LIFT.



Fuente: TDA Supply & Service S.A.

1.3.1.2 Motor: Los sistemas PCP, pueden funcionar con motores eléctricos o motores con combustión interna los cuales pueden ser adaptados para su funcionamiento, de estos dos tipos de motores, los eléctricos son los más utilizados en la industria debido a su mayor eficiencia de operación y capacidad de automatización (monitoreo y control remotos). Los motores de combustión interna (funcionan con Gas natural, Propano, gasolina o diesel) y están reservados para instalaciones en donde no se dispone de facilidades eléctricas o resulta muy costoso instalarlas.

Por medio de un sistema de correas y poleas el motor proporciona potencia al cabezal, el cual transmite movimiento a la sarta de varillas por intermedio de la barra lisa.

Figura 4. Motor eléctrico adecuado para sistemas PCP.



Fuente:TDA Supply & Service S.A.

1.3.1.3 Variador de frecuencia: Los variadores de frecuencia son dispositivos basados en el principio de limitador de torque, pero con una configuración mucho más avanzada debido al software integrado al variador. Estos elementos son capaces de proveer una protección al sistema de una forma efectiva debido a que es posible determinar el rango de operación de torque del sistema, la velocidad de rotación y el consumo de corriente.

Los variadores de frecuencia muestran en un display (pantalla) o transmiten a distancia los parámetros operacionales utilizados para el seguimiento, diagnóstico y optimización del sistema.⁷

⁷ CURSO DE DISEÑO, DIAGNÓSTICO, OPTIMIZACIÓN, INSTALACIÓN Y ANÁLISIS DE FALLAS DE SISTEMAS PCP. TDA Supply & Service S.A. 2012.

Figura 5. Variadores de frecuencia marca UNICO.



Fuente: TDA Supply & Service S.A.

1.3.2 Equipos de Fondo

1.3.2.1 Sarta de varillas: En un sistema PCP, la sarta de varillas seleccionada debe estar en capacidad de soportar de cierta carga axial y tiene como función transmitir un torque determinado desde la superficie hasta el fondo del sistema, compuesto por la fuerza para levantar el líquido y los esfuerzos de fricción por el movimiento giratorio de las varillas.⁸

⁸ HIRSHFELDT, Marcelo. Manual de bombeo de cavidades progresivas. 2008.

Figura 6. Varilla convencional.



Fuente: TDA Supply & Service S.A.

Actualmente, en el campo se están utilizando, además de la varilla convencional, la continua o Corod y Drive Rod. La varilla convencional tiene cuerpo y pin del mismo diámetro y concentra los esfuerzos de contacto en las uniones, mientras la continua los tiene uniformemente distribuidos.

Las drive rod son varillas con cuerpo de un diámetro diferente al del pin, por ejemplo cuerpo de 1" con pin de 7/8", con el fin de disminuir los efectos de esfuerzos de las conexiones.

Figura 7. Varilla continua Drive Rod.



Fuente: TDA Supply & Service S.A.

1.3.2.2 Ancla: En algunas aplicaciones PCP eventualmente se presentan incrementos de torque del sistema debido a la presencia de arena, fluidos viscosos, parafinas, asfáltenos y cualquier otro elemento que pudiera incidir en el aumento de la fricción entre el rotor y el estator, debido al movimiento en esta sección del BHA (Bottom Hole Assembly), se corre un riesgo potencial de desenroscar la tubería de producción en cualquier punto de la misma.

Es por esta razón que para estos casos se acostumbre instalar un dispositivo mecánico llamado ancla anti-torque inmediatamente por debajo de la bomba con el fin de evitar la rotación de la misma en sentido de las manecillas del reloj.

Figura 8. Ancla anti torque Premium.



Fuente: TDA Supply & Service S.A.

2. BOMBAS DE CAVIDADES PROGRESIVAS - PCP⁹

2.1 FUNDAMENTOS BÁSICOS

2.1.1 Principios Teóricos. El concepto teórico de las bombas de engranajes helicoidales o cavidades progresivas parte de dos condiciones necesarias para obtener las cavidades cerradas:

El rotor debe tener un “diente” o “lóbulo” menos que el estator y cada “diente” del rotor debe estar siempre en contacto con la superficie interna del Estator.

El rotor y el estator constituyen longitudinalmente dos engranajes helicoidales

Figura 9. Bomba de cavidades progresivas.



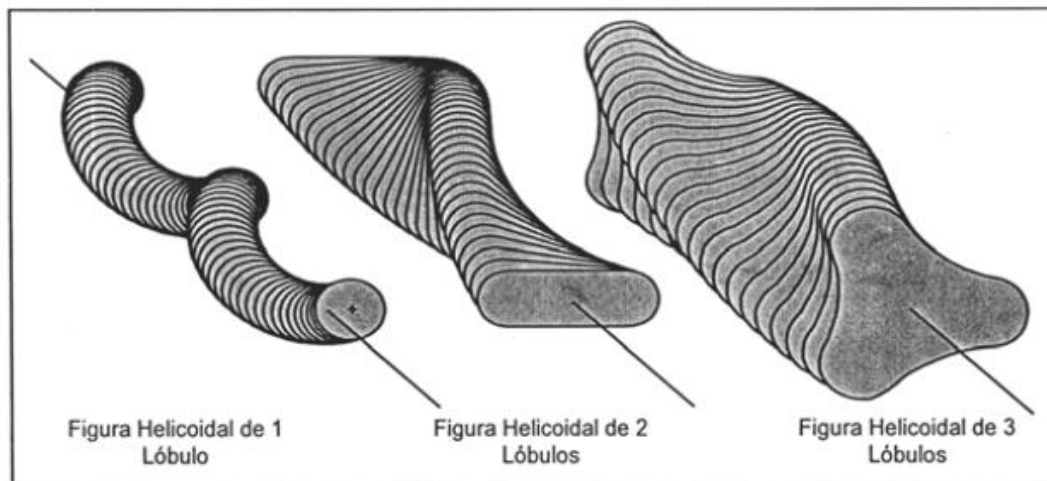
Fuente: Archivo TDA Supply & Service S.A.

La geometría de la bomba viene definida fundamentalmente por la relación de lóbulos entre rotor y estator, la cual obedece las dos condiciones anteriormente expuestas. Por ejemplo, la bomba con rotor externamente helicoidal simple y estator internamente helicoidal doble se conoce como “Bomba 1:2”.

⁹ SKOCZYLAS, Paul. Progressing cavity pumping systems: Design, operation and performance. 2002.

Otro tipo de geometría que se emplea, es el de las bombas multilóbulos que son utilizadas en aplicaciones de producción de hidrocarburos cuando se esperan altas tasas de producción de los pozos. Están compuestas, cumpliendo con la primera condición, por un rotor con L_r hélices insertado dentro de un estator con $L_s = L_r + 1$ hélices.¹⁰

Figura 10. Desarrollo 3D de las envolventes con 1,2 y 3 lóbulos.



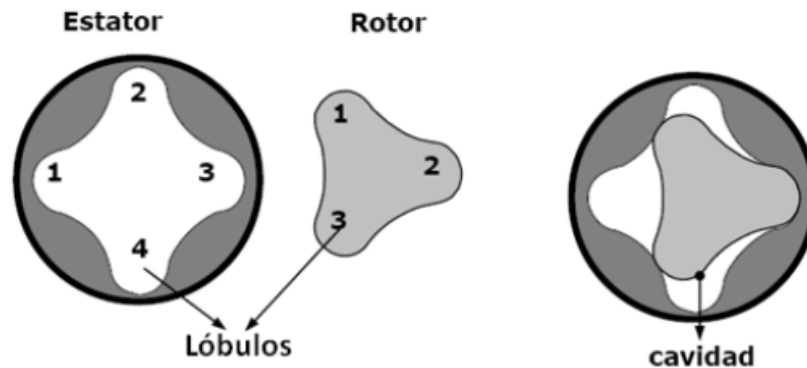
Fuente: CIULLA, Francesco. Principios fundamentales para diseño de sistemas con bomba de cavidad progresiva. Weatherford. 1999.

2.2 DESCRIPCIÓN DE LA BOMBA

2.2.1 Geometría. La geometría de la bomba está definida de manera fundamental por la relación que se presenta entre los lóbulos del rotor y el estator. Por ejemplo: un estator de 4 lóbulos y un rotor de 3 lóbulos genera una geometría 3:4 (ver figura 5).

¹⁰ CIULLA, Francesco. Principios fundamentales para el diseño de sistemas con BCP. 1999.

Figura 11. Geometría 3:4.



Fuente: HIRSCHFELDT, Marcelo. Manual de bombeo de cavidades progresivas. Versión 2008 V1.

El rotor no es concéntrico con el estator. Por tanto, el movimiento del rotor dentro del estator resulta una combinación de dos movimientos:

La rotación alrededor de su propio eje en una dirección (en sentido de las manecillas del reloj)

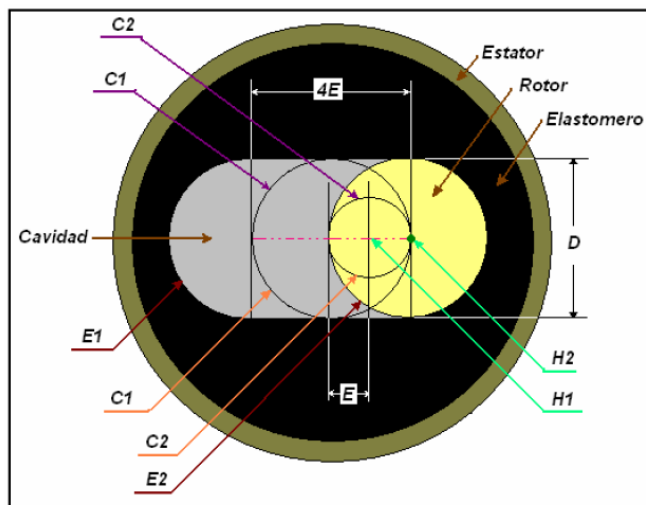
La rotación en sentido contrario de su eje longitudinal alrededor del eje del estator.¹¹

2.2.1.1 Diámetros y Excentricidad: La excentricidad es la diferencia entre el “mayor” y el “menor” diámetro del rotor.

- La sección más delgada del rotor helicoidal simple (diámetro menor) se simboliza como “D”.
- La excentricidad es la distancia entre el eje central del rotor y el eje central del estator y se simboliza como “E”.
- El diámetro del rotor medido de cresta a cresta (diámetro mayor) se simboliza como “(D + 2E)”.
- En consecuencia, las distancias internas del estator serán: “D” y “(D + 4E)”.¹²

¹¹ Óp. Cit. HIRSHFELDT, Marcelo

Figura 12. Bomba PCP de geometría 1:2.



Fuente: Modificado de CIULLA, Francesco. Principios fundamentales para diseño de sistemas con bomba de cavidad progresiva. Weatherford. 1999.

2.2.1.2 Longitud del paso¹³: La longitud del paso está definida como la distancia lineal que separa dos crestas consecutivas del rotor separadas por 180° de rotación (en el caso de bombas 1:2). Se simboliza con la letra P.

Si definimos el paso del rotor como P_r y el paso del estator como P_s , la relación de paso entre el rotor y el estator se define como:

- Para una Bomba de geometría 1:2:

$$P_s = 2P_r \quad \text{Ec. 1.}$$

- Para una bomba multilóbulos, donde L_r es el número de lóbulos:
-

$$P_s = \frac{L_s+1}{L_r} \times P_r \quad \text{Ec. 2.}$$

¹² Óp. Cit. GARCÍA, Jorge L

¹³ Óp. Cit. CIULLA, Francesco.

2.2.1.3 Cavidad¹⁴: Las cavidades son volúmenes lenticulares, espirales y cerrados creados en los espacios vacíos entre el rotor y el estator. Su existencia es posible debido a la hélice adicional presente en el estator. Cada cavidad se mueve en forma de espiral alrededor del eje del estator, progresando desde la entrada hacia la salida de la bomba como consecuencia de la rotación del rotor. La longitud de la cavidad es siempre igual a la longitud del paso del estator.

El número de cavidades **C** es calculado de la siguiente forma:

$$C = L_r \frac{H_s}{P_r} - 1 \quad \text{Ec. 3.}$$

Dónde: L_r es el número de lóbulos del rotor.

H_s es la longitud del estator.

P_r es la longitud del paso del rotor.

2.2.2 Descripción del rotor. El rotor es minuciosamente torneado con acero de alta resistencia obteniéndose externamente una forma helicoidal. Para resistencia a la abrasión, es recubierto por una fina capa de un material resistente a la abrasión. Aunque materiales como el carburo de tungsteno, carburo de silicio, óxido de titanio y óxido de cromo han sido probados como recubrimiento en el pasado, ninguno de ellos han mostrado tan alta resistencia a la abrasión como el cromo endurecido, siendo éste el material comúnmente usado por los fabricantes de bombas (recientemente, algunos fabricantes han estado evaluando los recubrimientos de boro como solución a aquellas aplicaciones donde la concentración de arena es sumamente alta).¹⁵

¹⁴ Ibíd.

¹⁵ Óp. Cit. HIRSHFELDT, Marcelo

Figura 13. Rotores para bombas PCP.



Fuente: TDA Supply & Service S.A.

Los rotores fabricados con acero al carbón de alta resistencia (1040, 1050, 4120, 4130, 4140) son una excelente opción para la mayoría de las aplicaciones. En aquellos casos donde estén presentes agentes corrosivos o acidificantes en alta concentración, se utiliza el acero inoxidable por su capacidad de resistencia a estos ambientes agresivos. Lamentablemente, este material es muy susceptible a la abrasión y es unas dos veces y media más costoso que el tradicional acero al carbón.

El rotor de forma helicoidal y sección transversal circular es definido por:

Diámetro:	D
Excentricidad rotor-estator:	E
Paso del rotor:	$P_r = P_s / 2$ (Geometría 1:2) Ec. 4.

El diámetro final del rotor depende del posible hinchamiento que sufrirá el elastómero del estator por efectos de presión diferencial, reacción química con los fluidos producidos y altas temperaturas. El espesor del recubrimiento dependerá de la naturaleza y cantidad de los componentes abrasivos producidos.

2.2.3 Descripción del estator. Los estatores consisten en tubos de acero con cuerpos de elastómeros pegados internamente. Los elastómeros son internamente torneados como hélices de dos o más lóbulos (depende de la geometría).

Para su fabricación, primero se tornea externamente una pieza de metal según la geometría helicoidal deseada, alineándola concéntricamente con el tubo de acero que previamente debe pasar por un proceso de limpieza para aplicarle en su interior una fina capa de adhesivo que permita la unión metal-elastómero. Para sellar el espacio entre el tubo y el molde se utilizan unos tapones herméticos colocados a ambos extremos del tubo. Posteriormente se procede al vaciado de la mezcla de elastómero a alta presión a través del espacio anular con una temperatura, presión y tasa de inyección controlada, dependientes del tipo de elastómero, de la geometría de la bomba y de la longitud del estator. Con esto se garantiza un vaciado homogéneo. Una vez lleno, el estator pasa a un proceso del vulcanizado para lograr las propiedades finales deseadas para el elastómero. Finalmente, se extrae el molde interno y se tornean las conexiones según las especificaciones requeridas. Es importante que cada cierta cantidad de estatores fabricados, se tome una muestra de elastómero para verificar que todas sus propiedades mecánicas estén en los rangos permitidos, ya que precisamente el elastómero es el mayor responsable de la calidad del producto final.¹⁶

La forma helicoidal interna del estator viene definida por:

Ancho mínimo de la sección transversal: D

Ancho máximo de la sección transversal: $D + 4E$ Ec. 5.

Paso del estator: $P_s = 2 \times P_r$ (Geometría 1:2) Ec. 6.

¹⁶ Ibíd.

2.3 OPERACIÓN DE LA BOMBA

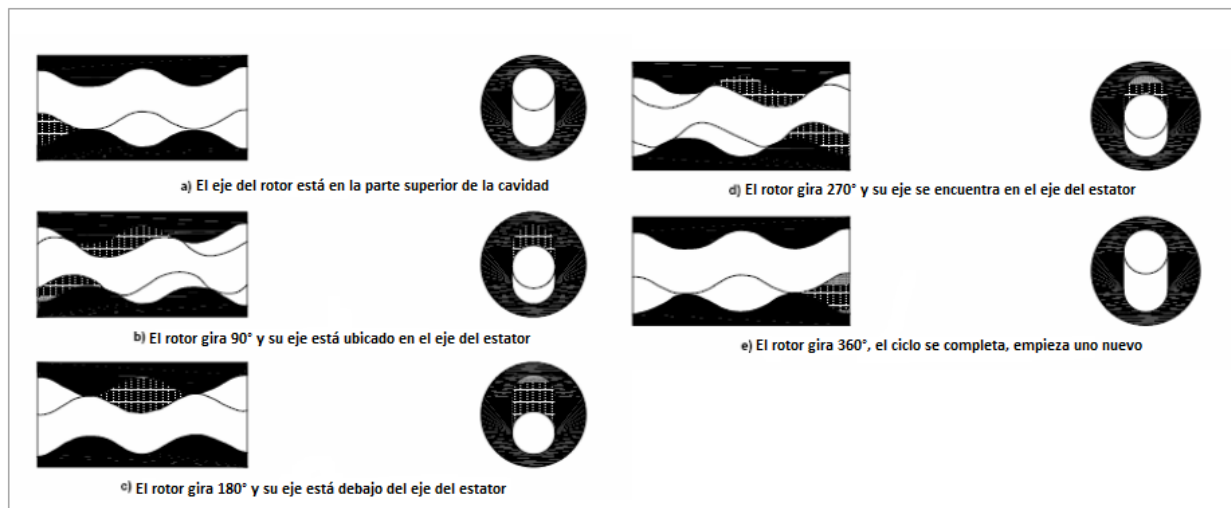
En vista de que la mayoría de las bombas existentes en el mercado son de geometría 1:2, todas las consideraciones y ejemplos expuestos en lo sucesivo serán referidos a este tipo de bombas, siendo perfectamente aplicables a bombas multilóbulos en cuanto a conceptos se refiere, aunque los cálculos sean ligeramente diferentes.

Como se expuso anteriormente, cuando el rotor se posiciona dentro del estator, una serie de idénticas, pero diferentes cavidades son formadas en el espacio vacío entre ambos. Cada una de estas cavidades es de longitud igual a un paso del estator y se desarrolla en forma de espiral a lo largo de la cara externa del rotor, con una cavidad comenzando donde la otra termina. En cada sección transversal de la bomba, el número de cavidades separadas es siempre una más que el número de lóbulos del rotor.

El movimiento del rotor dentro del estator es una combinación de dos movimientos: rotación concéntrica “a la derecha” del rotor alrededor de su propio eje; y rotación excéntrica “a la izquierda” del rotor alrededor del eje del estator. En una bomba de lóbulo simple, estos movimientos originan la traslación hacia uno y otro lado del rotor a lo largo de la sección transversal del estator tal como se muestra en la figura 12. Esto es lo que origina el desplazamiento de las cavidades.¹⁷

¹⁷ Ibíd.

Figura 14. Posición relativa del rotor y el estator en una bomba de lóbulos simple.



Fuente: HIRSCHFELDT, Marcelo. Manual de bombeo de cavidades progresivas. Versión 2008 V1.

2.4 CAPACIDAD DE DESPLAZAMIENTO

A medida que la bomba gira, las cavidades se mueven axialmente desde la succión hacia la descarga creando acción de bombeo. Cuando el rotor completa una revolución, el volumen contenido entre el rotor y el estator es desplazado por el paso del estator. Debido a que el área transversal total permanece constante a lo largo de la bomba, éste desplaza el fluido sin pulsaciones.

La capacidad de desplazamiento de una bomba de cavidades progresivas está definida como el volumen de fluido producido por la bomba por cada rotación del rotor.

El área transversal constante de la cavidad para una bomba de geometría 1:2 es:

$$A_c = 4E \times D \quad \text{Ec. 7.}$$

Por lo tanto el volumen correspondiente a una cavidad es:

$$V_c = 4E \times D \times P_s \quad \text{Ec. 8.}$$

Dónde:

V_c = Volumen de cavidad [=] Bls/día.RPM

E = Excentricidad [=] in

P_s = Paso del estator [=] in

D = Diámetro del rotor [=] in

C = Constante [=] $5,94 \times 10^{-1}$

Los rangos típicos de desplazamiento de las bombas van desde 0,02 m³/día.RPM (0,13 Bls/día.RPM) a más de 1,2 m³/día.RPM (7,55 Bls/día.RPM).

La tasa de flujo teórica de una bomba de cavidades es directamente proporcional a su desplazamiento y a su velocidad de rotación. Su determinación está dada por la siguiente ecuación:

$$Q_{Teorico} = V_c \times N_c \times RPM \quad \text{Ec. 9.}$$

Dónde:

V_c = Volumen de cavidad [=] Bls/día.RPM

N_c = Número de cavidades [=] Adimensional

RPM = Revoluciones por minuto de la bomba

Sin embargo durante la operación de la bomba a una determinada presión diferencial a través de ella, cierta cantidad de fluido se desliza a través de las líneas de sello entre el rotor y el estator, causando una reducción en la tasa de flujo. Como consecuencia, la tasa de flujo real de la bomba puede calcularse así:

$$Q_{Real} = Q_{Teórico} - Q_{Slip} \quad \text{Ec. 10.}$$

Dónde:

Q_{Real} = Tasa de flujo real (Bls/día)

$Q_{Teórico}$ = Tasa de flujo teórico (Bls/día)

Q_{Slip} = Tasa de deslizamiento (Bls/día)

El deslizamiento de una bomba de cavidades progresivas está relacionado con el grado de ajuste entre el rotor y el estator, las propiedades de los elastómeros, la viscosidad del fluido, la presión diferencial a través de la bomba, etc.¹⁸

2.5 CAPACIDAD DE LEVANTAMIENTO

La presión diferencial a través de la bomba causa el deslizamiento o filtración del fluido a través de las líneas de sello entre el rotor y el estator desde las cavidades de mayor hasta las de menor presión. El deslizamiento de flujo origina en la bomba un gradiente de presión a través de la misma, el cual dependerá de la naturaleza y la composición de los fluidos de producción. Los fluidos incompresibles como el agua tendrán un comportamiento lineal mientras que los compresibles como es el caso de los hidrocarburos con gas en solución, tendrán un comportamiento exponencial desde la entrada hasta la descarga de la bomba.

La capacidad de levantamiento de una bomba de cavidades progresivas será controlada por la presión diferencial máxima que puede ser desarrollada tanto por una sola cavidad como por el total de cavidades de la bomba. La máxima capacidad de presión de cada cavidad es función directa de la integridad de la línea de sello entre el rotor y el estator y de las propiedades de los fluidos producidos. En general, la presión diferencial máxima a través de las líneas de sello incrementa cuando se tiene una mayor interferencia entre el metal y el elastómero, la máxima presión diferencial entre cavidades varía típicamente en un rango de 35 a 44 psi (en bombas de lóbulo siempre) este rango alcanza los 105 –

¹⁸ CIULLA, Francesco. Principios fundamentales para el diseño de sistemas con BCP. 1999.

132 psi por cada etapa de la bomba (asumiendo que cada etapa es igual a 1,5 veces el paso del estator, es decir 3 cavidades). Históricamente los fabricantes han utilizado el número total de etapas de la bomba para indicar su capacidad máxima de levantamiento. Sin embargo, hace algunos años empezó a utilizarse el valor de presión máxima real acorde con ciertos criterios de eficiencia, a manera de obtener una referencia más exacta.

La operación de las bombas de cavidades progresivas que excedan las recomendaciones del fabricante ocasionará una alta tasa de deslizamiento que a su vez causa una mayor deformación en los lóbulos del elastómero. Una operación continua bajo estas condiciones resulta en un deterioro acelerado de los elastómeros y en consecuencia reducirá significativamente el tiempo de vida útil de la bomba.

2.6 REQUERIMIENTOS DE TORQUE Y POTENCIA¹⁹

La rotación del rotor provoca el movimiento del fluido hacia arriba desplazándose de cavidad a cavidad en contra de la presión diferencial. La energía requerida para girar el rotor y mover el fluido es suministrada a la bomba en forma de torque.

El torque requerido por la bomba consta de dos componentes: el torque hidráulico y el torque por fricción. El componente hidráulico (torque necesario para vencer la presión diferencial) es directamente proporcional al desplazamiento de la bomba y a la presión diferencial a través de la bomba, y puede ser calculado de la siguiente manera:

$$T_{hidráulico} = C * V * \Delta P \quad \text{Ec. 11.}$$

¹⁹ Óp. Cit. SKOCZYLAS, Paul.

Dónde:

$T_{hidráulico}$: Torque hidráulico de la bomba

V : Capacidad de desplazamiento

ΔP : Presión diferencial a través de la bomba

C: Constante (métrico: 0,111 o inglés $8,97 \times 10^{-2}$)

El torque de fricción es aquel que se necesita para vencer la fricción mecánica entre el rotor y el estator. La magnitud del torque por fricción depende del ajuste por interferencia entre ambas partes, el tipo de recubrimiento del rotor, el tipo de elastómero utilizado para el estator, las propiedades lubricantes y caloríficas del fluido producido, la longitud de la bomba y el tamaño del rotor. Los valores de torque de fricción varían en un rango desde 0 a más de 400 lbs*pie (0 a 544 N*m)- El torque total requerido por la bomba es:

$$T_{total} = T_{hidráulico} + T_{fricción} \quad \text{Ec. 12.}$$

Dónde:

T_{total} = Torque total de la bomba (N*m o lbs*pie)

$T_{hidraulico}$ = Torque hidráulico de la bomba (N*m o lbs*pie)

$T_{fricción}$ = Torque pro fricción de la bomba (N*m o lbs*pie)

La potencia requerida para suministrar el torque total al sistema será función de este torque y de la velocidad de operación, siendo determinada por:

$$P_{bomba} = C * T_{total} * N \quad \text{Ec. 13.}$$

Dónde:

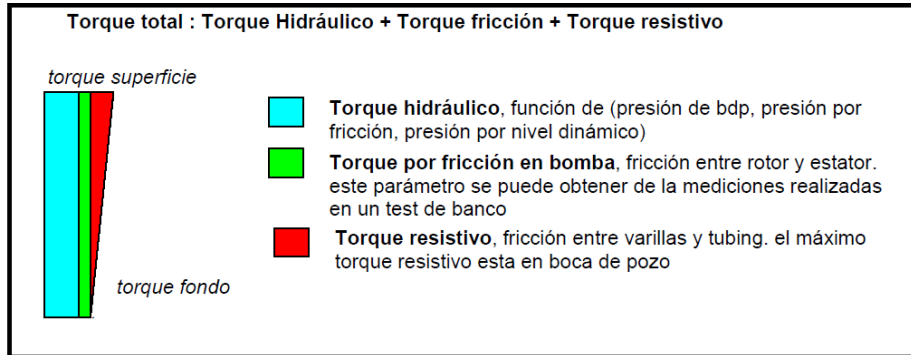
P_{bomba} : Potencia requerida por la bomba (kW o HP)

T_{total} : Torque total de la bomba (N*m o lbs*pie)

N: Velocidad de operación (RPM)

C: Constante (métrico $1,05 \times 10^{-4}$ o inglés $1,91 \times 10^{-4}$)

Figura 15. Diagrama de distribución de torques.



Fuente: HIRSCHFELDT, Marcelo. Manual de bombeo de cavidades progresivas. Versión 2008 V1.

3. CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO DE SISTEMAS BCP²⁰.

3.1 CONSIDERACIONES GENERALES

De la misma manera que ocurre en el procedimiento de diseño de cualquier método de levantamiento artificial, los sistemas PCP deben tomar en cuenta las limitaciones que se ofrece el entorno en el que serán instalados y en el cual van a operar. Así, independientemente de los componentes propios del sistema, existen limitaciones dimensionales de aplicación y de compatibilidad que restringen la selección de ciertos y determinados productos en un ambiente determinado. A continuación se presentan algunas consideraciones que deben tomarse en cuenta al momento de seleccionar un adecuado sistema PCP.

3.1.1 Geometría y configuración mecánica del pozo.²¹: En los sistemas PCP, la geometría y la configuración mecánica del pozo juega un papel importante a la hora de elegir la aplicación más adecuada, además de aplicaciones en pozos verticales, los sistemas PCP también pueden ser empleados en pozos desviados y direccionales. Teniendo una atención especial en el ángulo del hueco y la severidad de la curvatura que son factores importante en el contacto entre la sarta de varillas y la tubería de producción, convirtiéndose en muchos casos en la principal causa de problemas relacionados con el desgaste y esfuerzos adicionales sobre cualquiera de estos dos componentes del sistema.

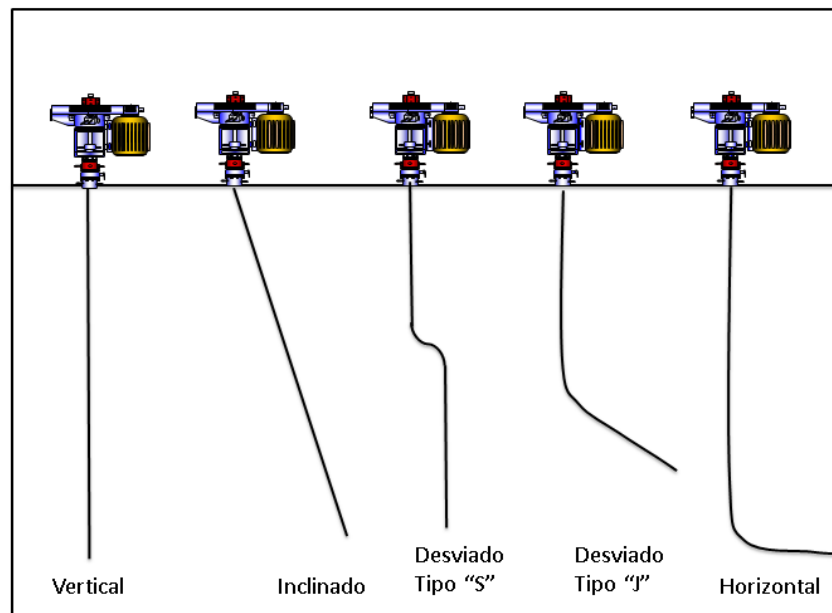
A la hora de implementación de los sistemas PCP, es de vital importancia el conocer la geometría del perfil del pozo, sobre todo para prevenir futuras fallas por desgaste, usualmente cuando se perfora un pozo se registra la desviación y dirección del mismo utilizando mediciones como el comportamiento de la

²⁰ Óp. Cit. CIULLA, Francesco

²¹ Óp. Cit. SKOCZYLAS, Paul

profundidad medida en función de la profundidad vertical. Además se debe conocer el ángulo de inclinación y la severidad de desviación junto con la dirección en varios puntos de profundidad del pozo. La exactitud de toda esta información dependerá de la distancia mínima seleccionada entre los puntos de medición y el método e instrumentos utilizados.

Figura 16. Diferentes geometrías de pozos.



Fuente: HIRSCHFELDT, Marcelo. Manual de bombeo de cavidades progresivas. Versión 2008 V1.

3.1.2 Principios Básicos de Producción. Para la selección de las bombas que van a ser utilizadas en aplicaciones PCP, es muy importante tener en cuenta todas los parámetros básicos que se ven involucrados en la producción de un yacimiento de petróleo. Por lo tanto es primordial que se entiendas perfectamente tanto en sus definiciones como en sus influencias en la operación de la misma manera de poder seleccionar e instalar el conjunto adecuado.

Cuando se va a arrancar la bomba en un pozo que no fluye, el fluido se estabiliza en un nivel tal que la presión ejercida por la columna de fluido a la profundidad del

yacimiento más la presión de tubería de revestimiento (CHP) es igual a la presión del yacimiento (suponiendo que el pozo no esté instalado con un empaque).

El nivel de fluido que equilibra exactamente la presión de yacimiento cuando está abierto el espacio anular (CHP=0) se llama Nivel Estático (NE) y se mide desde superficie.

Este es el nivel más alto o cercano a la superficie alcanzado por el fluido del pozo. La presión ejercida por la columna de fluido al nivel del yacimiento se le llama Presión Estática (PS).

Al arrancar la bomba sube el nivel en la tubería de producción hasta la superficie y baja el nivel en el espacio anular. Al disminuir el nivel en el espacio anular, disminuye la presión de fondo, lo que genera una afluencia de fluido desde el yacimiento, el pozo comienza entonces a producir. Cuanto más baja el nivel de fluido en el espacio anular, mas aumenta la afluencia del fluido. El nivel se estabiliza cuando la producción del yacimiento es igual al caudal de la bomba. En este caso la presión hidrostática más la presión del revestimiento (CHP) equilibran la presión de fondo fluyendo (PWF). El nivel de fluido que equilibra la presión de fondo fluyendo, cuando está abierto el espacio anular, se llama nivel dinámico (ND). Un nivel dinámico, está asociado a una tasa de producción determinada; si aumenta la producción producto de una velocidad alta de operación, baja el nivel y viceversa.

La distancia vertical entre la succión de la bomba (PB) y el nivel dinámico se conoce como sumergencia de la bomba ($H = PB - ND$).

3.1.2.1 Índice de Comportamiento de Afluencia (IPR)

IP = Índice de productividad (Bls/día/Lpc).

Q = tasa de producción líquida (Bls/D Para realizar un diseño apropiado de un sistema PCP y aún de cualquier otro sistema de levantamiento artificial, se debe conocer la capacidad del yacimiento en el área del pozo, solo el conocimiento de las presiones de fondo y sus correspondientes tasas de producción permitirán construir una relación que refleje lo que el yacimiento es capaz de ofrecer en este punto de drenaje. Es por esto, que es demasiado importante establecer la relación entre la afluencia de los fluidos desde el yacimiento hasta la superficie, las cuales son producto de fuerzas que a su vez tienen lugar al variar las presiones en el yacimiento desde una presión promedio del yacimiento (PS) a las presiones de fondo fluyendo (PWF). Esta relación se conoce como índice de comportamiento de Afluencia (IPR).

El primer intento para construir una curva que refleje el comportamiento de afluencia de un pozo, fu el de la línea recta. Bajo este supuesto, la tasa de producción del pozo, sería directamente proporcional a la diferencia entre la presión del yacimiento y la presión de fondo fluyendo ($P_s - P_{wf}$), esta constante de proporcionalidad es conocida como índice de productividad (IP) y matemáticamente se expresa de la siguiente manera:

$$IP = \frac{Q}{P_s - P_{wf}} \quad \text{Ec. 14.}$$

Dónde:

P_s = Presión promedio del yacimiento (PSI).

P_{wf} = Presión de fondo fluyendo (PSI).

La diferencia de presión ($P_s - P_{wf}$) se le conoce como draw-down y la siguiente figura ilustra de una manera gráfica esta relación. Su uso debe estar limitado solo a yacimientos sub-saturados (sin gas libre). Esta IPR puede ser calculada conociendo una sola prueba fluyente de producción y la presión estática del yacimiento.

3.1.2.2 Vogel: Cuando se observa un comportamiento multifásico de gas y líquido en el fondo del pozo (es decir yacimientos saturados). La ecuación de Vogel se genera de una aproximación estadística de numerosas pruebas de diferentes tipos de fluidos a diversas condiciones de producción. Es fácil de calcular y sus resultados son muy representativos y ajustados a la realidad. Para proceder a realizar estos cálculos es necesario conocer una prueba fluyente, la presión estática y la presión de burbuja.²²

$$\frac{Q}{Q_{max}} = 1 - 0,2 * \frac{P_{wf}}{P_{est}} - 0,8 * \left(\frac{P_{wf}}{P_{est}}\right)^2 \quad \text{Ec. 15.}$$

Q: Tasa de producción puntual ($m^3/día$ o Bls/día)

Q_{max} : Tasa máxima de producción del pozo ($m^3/día$ o Bls/día)

P_{wf} : Presión del fondo fluyente para Q (kPa o psi)

P_{est} : Presión estática del yacimiento (kPa o psi)

3.1.2.3 Fetkovich: Este método calcula el comportamiento de influjo de pozos de petróleo utilizando el mismo tipo de ecuación desarrollada para analizar pozos de gas. Asumiendo que la presión estática del yacimiento es conocida, este método requiere al menos dos pruebas fluyentes del pozo. Además, el método de fetkovich incluye el cálculo de un coeficiente de flujo C, y un exponente n, los

²² BROWN, Kermit E., The technology of artificial lift methods. 1984

cuales dependen de las características del pozo. Su ecuación general es la siguiente.²³

$$Q = C * (P_{est}^2 - P_{wf}^2)^n \quad \text{Ec. 16.}$$

Dónde:

Q: Tasa de Producción del pozo (m³/día o Bls/día)

C: Coeficiente de flujo

P_{wf} = Presión del fondo fluyente para Q (kPa o psi)

P_{est} = Presión estática del yacimiento (kPa o psi)

n: exponente (usualmente entre 0,5 y 1,0)

3.1.3 Propiedades de los fluidos producidos. A la hora de realizar un buen diseño de sistemas PCP, debemos tener en cuenta las características de los fluidos producidos para hacer una correcta selección de los componentes para tener una óptima operación del sistema. Las características de los fluidos, son parámetros determinantes al momento de realizar un diseño correcto, ya que el no tener en cuenta sus rangos máximos de aceptación, puede traer consecuencias graves que pueden afectar a los componentes del sistema.

3.1.3.1 Viscosidad y densidad del petróleo: Los sistemas PCP son utilizados para la producción de crudos pesados y altamente viscosos. Un ejemplo claro lo podemos encontrar en Venezuela, Canadá y para no ir tan lejos Colombia en campos como Moriche, Rubiales y Jazmín, en donde una gran parte de los sistemas instalados producen crudos de menos de 14° API y viscosidades de crudo muerto entre 1.000 y 100.000 centipoise a condiciones de superficie.

²³ Ibid.

Uno de los principales problemas asociados a la presencia de alta viscosidad y densidad del crudo es la influencia de estos dos parámetros tienen sobre las pérdidas de producción. Además, la fricción generada al nivel de bomba (entre rotor y estator) y la tubería (entre la varilla y la tubería de producción) tiende a tener valores muy elevados, incrementando el requerimiento de torque y potencia para la operación del sistema y por ende su consumo energético que puede aumentar el costo de levantamiento.

Es por esto, que cuando la viscosidad y la densidad de los fluidos producidos empiezan a ser parámetros críticos de diseño, se debe tener en cuenta la correcta selección de una bomba que cuente con la capacidad suficiente para vencer la presión diferencial que se presenta), una sarta de varillas adecuada que soporte el torque excesivo durante la operación del sistema y un motor que aporte la capacidad de potencia suficiente para garantizar la buena operación del sistema.

3.1.3.2 Gas libre asociado al petróleo: Cuando encontramos pozos productores con bajo índice de productividad, generalmente las presiones de fondo a las cuales se están operando son menores a la presión de burbuja, lo que trae como consecuencia un alto de contenido de gas libre asociado al petróleo. Esto quiere decir, que muy posiblemente vamos a encontrar niveles dinámicos de fluido muy cerca de la entrada de la bomba y con esto crece el riesgo de hacer trabajar la bomba en vacía causándole un gran daño, cualquiera de estas condiciones provoca una aceleración en el proceso de histéresis debido a que no hay disipación del calor generado por la fricción provocada entre el rotor y el estator. La mejor solución para los problemas de interferencia de gas es evitar que éste entre a la bomba. Cuando es posible, la entrada de la bomba debe ser instalada por debajo de las perforaciones a manera de inducir la separación natural del gas. En los casos que no sea posible (como en el caso de pozos con alta producción de arena), se recomienda la instalación de equipos separadores de gas.

3.1.3.3 Presencia de arena: Los sistemas PCP están en capacidad de manejar cantidades de arena considerablemente altas. Aunque durante la etapa de producción del pozo, es posible que por periodos cortos de tiempo aparezcan baches de arena que pueden ocasionar problemas de obstrucción y bloqueo del sistema.

Aunque en la gran mayoría de las veces los baches se forman naturalmente, también pueden ser provocados por inestabilidades en la operación del sistema, por ejemplo, cuando se practican cambios drásticos de la velocidad de operación. El incremento de la velocidad del sistema generalmente provoca un aumento en la producción del pozo, el cual altera el nivel de fluido dinámico disminuyendo la presión de fondo fluyente y aumentando, en consecuencia la presión diferencial en la cara de la arena productora. Esta presión diferencial provoca la ruptura de los puentes de arena formados detrás de las perforaciones, causando el desprendimiento de los granos y el flujo de ellos hacia el fondo del pozo y, posteriormente, al sistema de producción. Por esta razón, la velocidad de rotación del sistema debe ser controlada cuidadosamente en los pozos productores de arena, y en caso de necesitar un aumento de la misma, debe hacerse lentamente a manera de permitir que el pozo se estabilice. Lo mejor en estos casos es procurar la menor variación posible de la presión de fondo fluyente en periodos de tiempo relativamente cortos, para así controlar el derrumbe de la formación producto de la inestabilidad dinámica del yacimiento.

Otro problema común es la deposición de arena sobre la bomba. Esto provoca un incremento de la presión de descarga acompañado de una restricción en el área de flujo, con una inminente falla de la bomba. Esto sucede cuando las condiciones de flujo del pozo por encima de la bomba no son capaces de transportar los granos de arena hacia la superficie. Por tanto, es necesario conocer la velocidad

de asentamiento del grano de arena y la velocidad del flujo a través de la tubería de producción.²⁴

3.1.3.4 Presencia de CO₂ y H₂S: La presencia de CO₂ y H₂S causan extensión de la vulcanización del elastómero lo cual resulta en el endurecimiento y eventual ruptura del mismo. Por lo tanto, la principal implicación de estos agentes está relacionada a la selección apropiada del elastómero mostrando los nitrilos hidrogenados de la mejor resistencia a ambos componentes.

Por otra parte el CO₂ combinado con altos cortes de agua puede acelerar la corrosión, particularmente en la sarta de varillas. Esto puede reducir significativamente la resistencia de las varillas y causar una falla prematura en ellas. Existe varillas fabricadas con materiales especiales como las de fibra de vidrio que son capaces de mitigar el efecto corrosivo del CO₂ las cuales surgen como una solución para combatir este problema, aunque traiga como consecuencia un alto costo. También se pueden utilizar algunos inhibidores de corrosión siempre y cuando sean compatibles con el material del elastómero.

3.1.3.5 Presencia de aromáticos: Los componentes aromáticos del crudo como el benceno, xileno y tolueno, que normalmente están presentes en los crudos livianos, inducen problemas de hinchamiento de los elastómeros. Aunque estos problemas suelen presentarse casi de inmediato, algunas veces toma un periodo de tiempo un poco más largo (casi seis meses) para lograr el hinchamiento máximo que puede llegar a ser hasta el 15% del volumen inicial. Es por esto que las bombas deben ser seleccionadas cuidadosamente para el ambiente a en el cual el elastómero va a estar expuesto. Para ello existen las pruebas de cupón de elastómero y también una evaluación previa con agua en el banco de prueba en el que se obtenga una eficiencia volumétrica relativamente baja (en casos extremos, esta puede ser hasta de 20%). Este proceso de dimensionamiento es un método

²⁴ Óp. Cit. CIULLA, Francesco

de balance muy crítico ya que, en caso de obtener un ajuste por interferencia muy pequeño, se tendrá una línea de sello muy débil, incapaz de generar presión hasta el momento que se logre el hinchamiento. Una manera de evitar esta pérdida de producción y levantamiento, es reemplazar periódicamente el rotor a medida que el estator van ensanchando; lógicamente, este proceso requiere de un conocimiento muy cercano del elastómero en relación con el fluido en condiciones dinámicas.²⁵

3.1.3.6. Altas temperaturas: Los cambios de temperatura causan un comportamiento cíclico de expansión y contracción sobre el elastómero del estator, siendo este proceso muy diferente al experimentado por el rotor de acero. Estas diferencias en las características de expansión térmica de ambos materiales hacen que el dimensionamiento óptimo de las partes en aplicaciones de altas temperaturas se muy difícil de definir. Los fabricantes suelen utilizar las curvas de comportamiento de las bombas obtenidas en el banco de pruebas a condiciones ambientales controladas para seleccionar la eficiencia relativa más adecuada para cada aplicación. El problema se presenta cuando existe una fluctuación significativa de la temperatura del pozo, pequeñas disminuciones en la temperatura incrementarán la fricción entre rotor y estator como consecuente aumento del torque de operación y, en los casos más críticos, posible aprisionamiento del rotor. Aunque se puede practicar el cambio periódico del rotor para compensar las fluctuaciones térmicas, no se recomienda la instalación de sistemas BCP en pozos con cambios superiores a 10°C (18°F).

Los elastómeros solo pueden tolerar una temperatura máxima hasta que ocurran cambios permanentes en su estructura físico-química. Estos cambios, que causa el endurecimiento, cristalización y fracturamiento del elastómero, resultan en un rápido deterioro de la bomba. La susceptibilidad del elastómero al ataque químico también aumenta cuando se está en presencia de altas temperaturas. Aunque los

²⁵ Ibíd.

elastómeros de nitrilo estándar pueden tolerar temperaturas hasta 100 °C (212°F), ellos no deberían ser utilizados a temperaturas superiores a los 70°C (160 °F). actualmente los fabricantes han estado desarrollando formulaciones de elastómeros de nitrilo capaces de soportar temperaturas hasta 170 °C (340 °F) y fluoroelastómeros con capacidad térmica máxima hasta 200 °C (400 °F). Lamentablemente, la principal limitación de estos compuestos radica en sus pobres propiedades mecánicas las cuales limitan su rango de aplicación.

Por otro lado, las altas temperaturas también afecta el espaciamiento del rotor debido al efecto de expansión térmica sufrido por el material de la sarta de varillas. Si la tubería de producción está anclada, los cambios de temperaturas provocarán que la varilla se elongue en relación a la tubería. Por ejemplo, si la temperatura alcanza los 212 °F causará que una sarta de unos 300 pies se expanda alrededor de 3 pies más. Debido a que la expansión térmica causa efecto sólo en función de la longitud y no del diámetro, en el caso de tuberías no ancladas se produce un elongamiento equivalente entre la sarta de varillas y la tubería de producción, no afectando esto el espaciamiento del rotor.²⁶

3.2 PRUEBA Y DIMENSIONAMIENTO DE LA BOMBA

Es necesario conocer el comportamiento de las bombas nuevas y también las usadas que han estado en operación durante algún tiempo, estas pruebas son realizadas en un Banco de pruebas el cual es usado para observar y cuantificar el comportamiento de la eficiencia volumétrica y el torque total requerido por la bomba en función de la presión diferencial a través de ella. Los resultados que obtenemos, nos sirven para seleccionar las dimensiones apropiadas del rotor para una aplicación específica a ser utilizada en el caso de las bombas nuevas, o para darnos una idea del cambio de comportamiento en la bomba usada luego de estar

²⁶ Ibíd.

en operación en campo, sirviendo de guía para identificar posibles fallas ocurridas o evaluarla para una posible reutilización.²⁷

3.2.1 Procedimiento de Prueba. Para realizar este tipo de pruebas, se debe contar con las instalaciones apropiadas para este fin, ya que debemos contar con una serie de equipos para que nuestros resultados sean representativos y puedan ser utilizados para ayudarnos a realizar un diseño exitoso, o simplemente para evaluar el funcionamiento de nuestra bomba ante una eventual reutilización en campo.

Es necesario contar con una fuente primaria de energía que nos permita proveer el movimiento rotatorio y el torque requerido para la prueba; puede ser un motor eléctrico o un motor hidráulico, este tipo de motores son los apropiados para obtener mediciones reales de torque y potencia para cumplir con los objetivos de la prueba. Además de esta fuente, es necesario tener un ciclo cerrado que me permite bombear y circular un fluido de prueba, para ellos es necesario una fuente de almacenamiento y recolección de fluidos, un sistema de alimentación, dispositivos de filtración, una bomba y un sistema de descarga, conectados y distribuidos según criterio de cada fabricante o distribuidor.²⁸

²⁷ CHACÍN, Nelvy, Bombeo de cavidad progresiva. 2003.

²⁸ GARCÍA, Jorge L., Bombeo de cavidad progresiva Impulsado por sarta de bombeo. Monografía para obtener el título de especialista en producción de hidrocarburos, UIS 2010.

Figura 17. Banco de pruebas para bombas PCP.



Fuente: TDA Supply & Service S.A.

El procedimiento de prueba consiste normalmente en instalar horizontalmente la bomba y acoplado los sistemas anteriormente mencionados, el fluido a ser utilizado para ser recirculado en el banco en la mayoría de los casos es el agua. Y para controlar la presión diferencial a través de la bomba se utiliza un regulador de flujo a la descarga de la misma.

Durante la prueba, normalmente se varía la presión de descarga de la bomba mientras ella está en una velocidad de operación constante junto con la presión de entrada que también debe permanecer constante. Diferentes parámetros son monitoreados entre ellos tenemos el torque, la presión diferencial y el volumen desplazado entre los más importantes y de esta manera observar el comportamiento de la bomba durante un determinado tiempo.

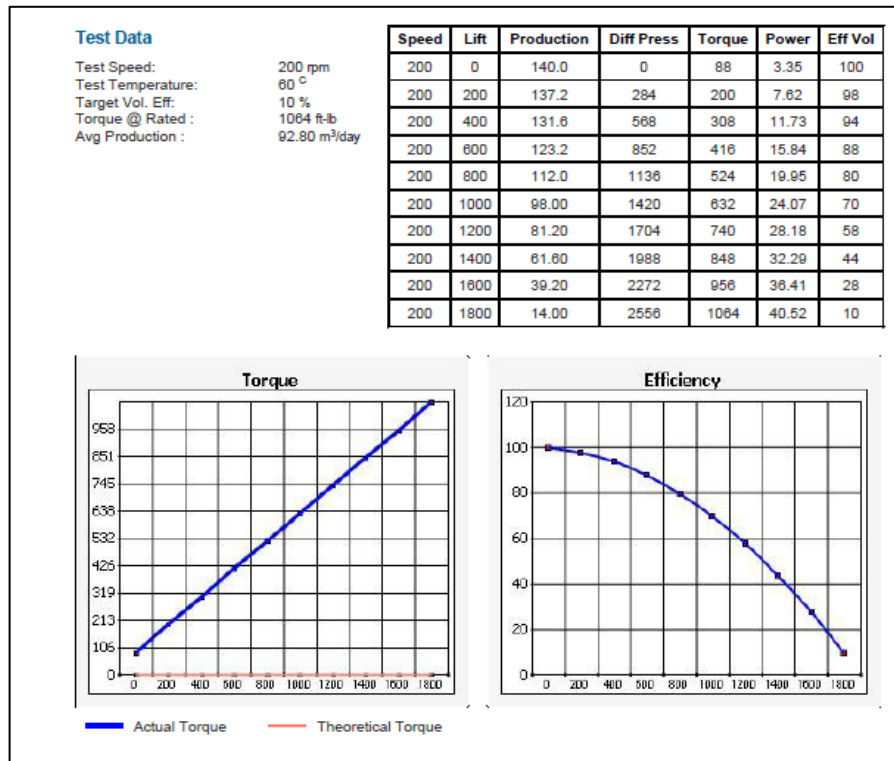
Al inicio de la prueba la presión diferencial debe ser igual a cero y a medida que avanza el tiempo, se incrementa hasta un rango limitado por los requerimientos de una aplicación específica o por la capacidad máxima de levantamiento de la

bomba. Este procedimiento debe ser repetido a diferentes velocidades de operación para así determinar el cambio en los parámetros de operación en función de la velocidad.

3.2.2 Interpretación de resultados. Los resultados de las pruebas de bomba generalmente muestran información acerca del comportamiento de las velocidades de operación, presiones de descarga de la bomba, volúmenes desplazados por la bomba, eficiencias volumétricas, torques y presiones hidráulicas, torques de fricción y potencias requeridas. Sin embargo, los únicos parámetros directamente medidos durante las pruebas serán la presión de descarga, la velocidad, el volumen desplazado y el torque.

La interpretación correcta de estos resultados nos ayudan a dimensionar efectivamente nuestras bombas nuevas o a evaluar el factor de servicio de bombas usadas. Despendiendo de los diversos procedimientos de prueba, se pueden mostrar los comportamientos a diferentes velocidades o a diferentes escalas de presión diferencial como se puede ver en la figura 16. Sin embargo las curvas de eficiencia volumétrica y torque en función en la presión diferencial contienen toda la información necesaria para determinar la efectividad de aplicación de un modelo determinado de bomba.

Figura 18. Resultados de pruebas de bombas PCP.



Fuente: TDA Supply & Service S.A.

3.3 CONSIDERACIONES DE DISEÑO²⁹

Las consideraciones que debemos tener en cuenta a la hora de realizar el diseño de un sistema de bombeo por cavidades progresivas son en conjunto una matriz de decisiones para la selección para obtener una correcta aplicación de cada uno de los componentes del sistema. Por ejemplo al momento de seleccionar el tamaño de nuestra bomba, debemos considerar las dimensiones del revestimiento del pozo, así mismo el tamaño de la tubería y el diámetro de las varillas, ya que debemos tener en cuenta las dimensiones de la tubería así como el efecto que puede causar las pérdidas de flujo.

²⁹ Óp. Cit. CIULLA, Francesco

Las principales condiciones que debemos tener en cuenta a la hora de realizar un diseño de un sistema PCP pueden ser clasificadas como:

- * Condiciones de bombeo
- * Efecto del flujo de fluidos
- * Cargas y esfuerzos sobre la sarta de varillas
- * Desgaste sobre las varillas y tuberías de producción
- * Dimensionamiento de los equipos de superficie.

Si se logra un perfecto balance entre las condiciones anteriores se puede obtener un diseño correcto y óptimo del sistema para una aplicación específica y de esta forma obtener el mejor desempeño del mismo cuando esté en operación.

3.3.1 Condiciones de bombeo. Es muy importante que nosotros podamos identificar cuáles son las principales condiciones de bombeo para que podamos tenerlas en cuenta y así realizar una correcta selección de la bomba PCP, es por esto que la tasa de bombeo requerida, el levantamiento requerido, la temperatura de operación, la compatibilidad de fluidos. Las restricciones con las dimensiones del revestimiento. La capacidad de manejo de arena, el comportamiento de influjo y las limitaciones de torque y potencia son factores importantes para tomar en cuenta sin dejar a un lado la eficiencia de bombeo, la cual es función del deslizamiento, del llenado de la bomba, la interferencia del gas libre y de la interferencia del ajuste.

Basados en estas condiciones, podemos realizar una correcta selección de la bomba de fondo que debe tener las siguientes características:

- * Capacidad de desplazamiento suficiente
- * Capacidad de levantamiento suficiente
- * Geometría adecuada de la bomba

* Elastómero compatible con los fluidos a ser producidos

* Revestimiento del rotor compatible.

3.3.1.1 Capacidad de Desplazamiento y levantamiento de la Bomba.³⁰: Estos dos parámetros son críticos en la selección de una bomba PCP, y deben satisfacer los requerimientos de producción del pozo. Para poder realizar una correcta selección, es necesario conocer las condiciones de producción, las cuales se obtienen de las curvas IPR, de la analogía con los pozos vecinos y con un conocimiento completo de las propiedades de los fluidos.

La tasa de diseño, la cual se asume como la máxima tasa que se obtiene en el rango permisible de operación de la bomba, puede calcularse como:

$$Q_{diseño} = \frac{100 * Q_{req}}{\eta} \text{Ec. 17.}$$

$Q_{diseño}$: Tasa de diseño (m³/día o Bls /día)

Q_{req} : Tasa de Producción requerida (m³/día o Bls/día)

η : Eficiencia volumétrica de la bomba (%)

Es necesario a la hora de realizar un diseño, que la tasa de diseño siempre sea mayor a la tasa de producción requerida, ya que debemos tener en cuenta las ineficiencias de las condiciones de bombeo, tales como las producidas por el escurrimiento, el llenado incompleto de las cavidades y la presencia de gas libre. En cuanto a cuál es la tasa de producción requerida debemos tomar, debemos tener en cuenta el volumen de fluido total a desplazar, es decir, de petróleo gas y agua.

³⁰ Óp. Cit. SKOCZYLAS, Paul.

El otro paso a seguir, es determinar la capacidad de desplazamiento mínima que la bomba debe tener para nuestra aplicación, para esto, utilizamos la tasa de diseño anteriormente calculada y la velocidad de operación del sistema.

$$V_{mínimo} = \frac{Q_{diseño}}{N} \text{Ec. 18.}$$

$V_{mínimo}$: Capacidad mínima de desplazamiento ($m^3/día/RPM$ o $Bls/día/RPM$)

$Q_{diseño}$: Tasa de diseño ($m^3/día$ o $Bls/día$)

N : Velocidad de operación del sistema (RPM) *

Para la velocidad de operación del sistema, la figura... es una tabla de referencia para seleccionar la velocidad óptima de operación del sistema en función de la viscosidad del fluido. Esta tabla fue construida basada en la experiencia por lo que no existe un valor matemático comprobado. En muchos casos, especialmente en aplicaciones de alto volumen, no puede diseñarse en función de estos valores por lo que necesariamente debe excederse estos límites. De igual forma es recomendable operar los sistemas a bajas velocidades para de esta forma alargar la vida útil de los componentes de la bomba, la sarta de varillas y de los equipos de superficie.³¹

El otro parámetro que debemos tener en cuenta es la capacidad de levantamiento de la bomba, para evaluar este parámetro es necesario que tengamos en cuenta cual es el levantamiento neto requerido por el sistema para una determinada condición de producción. El levantamiento neto lo podemos definir como el diferencial de presión entre la presión de entrada y de descarga de la bomba, para esto tenemos que:

³¹ Ibid.

$$\Delta P_{neto} = P_{descarga} - P_{entrada} \text{ Ec. 19.}$$

ΔP_{neto} = Levantamiento neto requerido (kPa o psi)

$P_{descarga}$ = Presión de descarga de la bomba (KPa o psi)

$P_{entrada}$ = Presión de entrada de la bomba (KPa o psi)

Para poder calcular el levantamiento neto requerido, es necesario que realicemos el cálculo de las presiones de entrada y descarga de la bomba, para ello, debemos considerar los parámetros para realizar los cálculos. La presión de entrada a la bomba es función de la energía de aporte del yacimiento reflejada por las medidas de nivel de fluido y presiones en el anular. De esta forma, la presión de entrada podemos calcularla como la suma de la presión del revestimiento o casing en la superficie con la presión equivalente a la columna hidrostática de gas y la presión equivalente a la columna de líquido.³²

$$P_{entrada} = P_{csg} + P_{gas} + P_{líquido} - P_{aux} \text{ Ec. 20.}$$

$P_{entrada}$: Presión de entrada a la bomba (kPa o psi)

P_{csg} : Presión del casing en la superficie (kPa o psi)

P_{gas} : Presión equivalente a la columna hidrostática de gas (KPa o psi)

$P_{líquido}$: presión equivalente a la columna hidrostática de líquido (kPa o psi)

P_{aux} : Presión equivalente a las pérdidas en equipos auxiliares (kPa o psi)

En caso de existir componentes adicionales en el sistema (como un separador de gas) las pérdidas de presión deben sustraerse.

Para el otro caso, la presión de descarga de la bomba será calculada en función de los requerimientos de energía necesarios para poder fluir una cantidad

³² Ibid.

determinada de fluidos a través de la sarta de tubería en el camino del fluido desde el fondo hasta la superficie, la presión equivalente a la columna hidrostática de los fluidos contenida en la tubería de producción y las pérdidas de presión debido a las restricciones de flujo.

$$P_{descarga} = P_{tbg} + P_{columna} + P_{fricción} \text{ Ec. 21.}$$

$P_{descarga}$: Presión de descarga de la bomba (kPa o Psi)

P_{tbg} : Presión de superficie de la tubería de producción (KPa o psi)

$P_{columna}$: Presión equivalente a la columna hidrostática de los fluidos (KPa o psi)

$P_{fricción}$: Pérdidas por fricción en la tubería (kPa o Psi)

Una vez establecidos la capacidad mínima de desplazamiento y el levantamiento mínimo requeridos, se establece en función de estos valores, el rango de los modelos de bombas que cumplan con las especificaciones de una aplicación específica.³³

3.3.2 Efecto del flujo en la tubería de producción. De la misma manera en que ocurre en cualquier otro sistema de levantamiento artificial operado con sarta de varillas, el viaje del fluido desde el fondo hasta la superficie entre la tubería de producción y la sarta de varillas también ocurre en los sistemas PCP. Pero no podemos despreciar el efecto que factores como la viscosidad, la tasa de producción y las restricciones de flujo crean sobre las tasas de corte de fluido. Cuando este esfuerzo de corte aumenta se obtiene simultáneamente lo siguiente:

* Incremento de las pérdidas de flujo debido al efecto de la fricción creando sobrepresión sobre la descarga de la bomba.

* Esfuerzos adicionales sobre la sarta de varillas y sus componentes produciendo un torque de resistencia adicional al torque hidráulico.

³³ Ibid.

* Aumento de las fuerzas ascendentes del flujo sobre la sarta de varillas y sus componentes ayudando a reducir la tensión sobre la misma.

3.3.2.1 Régimen de flujo: Es muy importante definir el régimen de flujo que existe para poder determinar el efecto del flujo a través de la tubería de producción, el cual puede ser laminar o turbulento. El flujo laminar es continuo, suave y uniforme, estando principalmente gobernado por fuerzas viscosas, mientras que el flujo turbulento, por el contrario, es agitado y fluctuante, siendo gobernado principalmente por fuerzas inerciales. Uno de los métodos más prácticos y sencillos para la determinación del régimen de flujo es el cálculo del número de Reynolds.³⁴

Número de Reynolds:

$$RE_{anular} = \frac{C*Q*\rho}{\mu* D_t + D_r} \text{Ec. 22.}$$

RE_{anular} : Número de Reynolds para flujo anular

Q: Tasa de Flujo

ρ : Densidad de fluido

μ : viscosidad de Fluido

D_t : Diámetro interno de la tubería de producción (milímetros o pulgadas)

D_r : Diámetro externo de las varillas

C: Constante (SI: 14,74 o imperial: 1,478)

Cuando el resultado del cálculo del número de Reynolds es igual a 2100 se asume que existe una transición entre ambos patrones de flujo, para valores por debajo de 2100 se asume que el patrón de flujo es laminar y que con valores mayores a 2100 se asume un patrón de flujo turbulento.

³⁴ Óp. Cit. CIULLA, Francesco.

3.3.2.2 Pérdidas de flujo: Una vez el patrón de flujo es determinado, se puede proceder a evaluar los efectos del flujo en el sistema de bombeo. De ellos, el más crítico para el diseño es el que hace referencia a las pérdidas de flujo por efecto de fricción y restricción de área entre la tubería y las varillas. Con las siguientes dos correlaciones se puede realizar un cálculo sencillo de las pérdidas de flujo³⁵:

Patrón laminar par flujo anular:

$$P_{Fricción (laminar)} = \frac{C_1 * Q * L * \mu}{D_t - D_r^2 * D_t^2 - D_r^2} \text{Ec. 23.}$$

Patrón turbulento para flujo anular:

$$P_{fricción turbulento} = \frac{C_2 * Q^{1,8} * L * \mu^{0,2} * \rho^{0,8}}{D_t - D_r^{1,2} * D_t^2 - D_r^2^{1,8}} \text{Ec. 24.}$$

$P_{fricción(laminar)}$: Pérdidas de flujo por fricción en patrón laminar (kPa o psi)

$P_{fricción(turbulento)}$: Pérdidas de flujo por fricción en patrón turbulento (kPa o psi)

Q: tasa de flujo (m³/dia o Bls/dia)

L: Longitud de tubería (metros o pies)

μ : viscosidad del fluido (kg/m³ o lbs/pie)

D_t : Diámetro interno de la tubería (milímetros o pulgadas)

D_r : Diámetro externo de las varillas (milímetros o pulgadas)

C1: Constante (SI: 707,4 o imperial: 1,194x10⁻⁵)

C2: Constante (SI: 16,10 o imperial: 4,317x10⁻⁸)

Es muy importante aclarar, que éstas ecuaciones sólo pueden ser aplicadas a fluidos newtonianos, es decir aquellos donde la viscosidad es independiente de las tasas de corte que son aplicadas sobre los mismos (la relación entre el esfuerzo y

³⁵ Óp. Cit. CIULLA, Francesco

la tasa de corte es proporcional, siendo la viscosidad la constante de proporcionalidad). Sin embargo, como es sabido, la mayoría de los hidrocarburos especialmente los de alta viscosidad siguen un comportamiento Pseudoplástico, es decir que la viscosidad tiende a disminuir al aumentar las tasas de corte. Por lo tanto los resultados de estas ecuaciones tenderá a arrojar valores sobreestimados debido a que las viscosidades reales generalmente serán menores a las estimadas, minimizando el efecto de las pérdidas de flujo por fricción, especialmente en flujos laminares.

La segunda consideración de importancia es la de un flujo concéntrico, es decir, donde la sarta de varillas se ubica sobre el eje vertical de la tubería de producción. Esto no es del todo cierto cuando nos referimos al sistema PCP puesto que las varillas tienden a recostarse sobre un lado de la tubería debido a su propia inercia, ampliando el área de flujo transversal y acercándose a un flujo tubular. Esto provoca que exista una reducción de las pérdidas por fricción en el caso de flujo turbulento es del 20% y del 60% en el caso del flujo laminar.

Las pérdidas de flujo representan un factor que influye altamente en el diseño del sistema PCP por lo que omitir este cálculo no es algo recomendable. En el caso de producir crudos livianos o con alto corte de agua las pérdidas por fricción no tendrán un efecto muy marcado debido a la baja viscosidad de estos, pero en el caso de grupos medianos a pesados con viscosidades mayores a 500 Cp, las pérdidas de flujo serán más significativas a medida que aumenten la viscosidad y la densidad o se reduzca el área transversal de flujo en la tubería.

Otro modo de cálculo donde se toma en cuenta la variación en las viscosidades de fondo y de superficie se presenta a continuación³⁶

³⁶ Ibid.

$$P_{Fricción} = \frac{C*Q*\mu_f*L}{D_t+D_r *(D_t-D_r)^3} * \frac{\frac{\mu_s}{\mu_f}-1}{\ln \frac{\mu_s}{\mu_f}} \text{Ec. 25.}$$

μ_s : Viscosidad a condiciones de superficie (centipoise)

μ_f : Viscosidad a condiciones de fondo (centipoise)

C: Constante (Métrico: $7,05 \times 10^2$ o inglés: $1,20 \times 10^{-5}$)

Esta ecuación es válida para flujo laminar o turbulento. A pesar que considera el perfil de viscosidades a lo largo de la tubería de producción, los resultados obtenidos serán más referenciales que cuantitativamente correctos, ya que no considera el patrón de flujo ni las fuerzas predominantes que gobiernan en cada caso. Sin embargo se considera un cálculo bastante aproximado de las pérdidas de flujo por fricción en función de la viscosidad del fluido producido.

3.3.2.3 Torque de resistencia sobre la sarta de Varillas³⁷: Al producirse el movimiento de rotación de la sarta de varilla dentro de la tubería de producción, se produce una fuerza de resistencia generada por el fluido sobre las varillas. Esta fuerza de resistencia genera un torque adicional que se conoce como torque de resistencia, que se puede calcular de la siguiente forma:

$$T_{resistencia} = \frac{C*D_r^3*L*\mu*N}{(D_t-D_r)} \text{Ec. 26.}$$

$T_{resistencia}$: Torque resistencia (N*m o lbs*pie)

D_r : Diámetro externo de las varillas (milímetros o pulgadas)

L: longitud de la sarta de varillas (metros o pies)

μ : Viscosidad del Fluido (centipoise)

N: Velocidad de rotación del sistema (RPM)

D_t : Diámetros interno de la tubería de producción (milímetros o pulgadas)

³⁷ Ibid.

C: Constante (métrico: $1,643 \times 10^{-10}$ o inglés: $2,381 \times 10^{-8}$)

Esta ecuación puede ser aplicada para cualquier patrón de flujo, laminar o turbulento, y no hay necesidad de realizar ningún tipo de ajuste. El procedimiento de cálculo es similar al caso de las pérdidas de flujo, es decir, se calcula independientemente el torque de resistencia en cada sección de la sarta y luego se suman para obtener el torque de resistencia total.

El parámetro más influyente en el resultado es la viscosidad del fluido. En los casos de fluidos pocos viscosos, el torque de resistencia no representa un valor considerable por lo que, en muchos casos, tiende a no considerarse para el diseño del sistema. Ahora en el caso de crudos viscosos de más de 500 cp, se observa una influencia significativa del torque de resistencia en el torque total del sistema afectando, principalmente, la selección de una sarta de varillas con una resistencia suficiente para soportarlo. También al igual que en el caso de las pérdidas de flujo, el área transversal de flujo influye en los valores finales de torque de resistencia, esto debido a que en áreas restringidas se genera mayor torque para poder permitir el movimiento de la varilla a una determinada velocidad.

Por último y no menos importante, está la velocidad de operación que es un parámetro de mucha importancia ya que presenta un comportamiento de relación directamente proporcional en el valor final de torque resistencia.

Por último se puede realizar un cálculo dependiente de las viscosidades de fondo y de superficie y sus resultados obtenidos son más representativos ya que el torque resistencia depende solo de las fuerzas viscosas y no tanto de las inerciales.³⁸

³⁸ Ibid.

$$T_{resistencia} = \frac{C * \mu_f * L * N * D_i^3 * \frac{\mu_s}{\mu_f} - 1}{D_t - D_r * Ln \frac{\mu_s}{\mu_f}} \text{Ec. 27.}$$

μ_s : Viscosidad a condiciones de superficie (centipoise)

μ_f : Viscosidad a condiciones de fondo (centipoise)

C: Constante (Métrico: $1,65 \times 10^{-10}$ o Inglés $2,39 \times 10^{-8}$)

3.3.2.4 Fuerza Ascendentes de flujo³⁹: Existen fuerzas ascendentes en dirección al flujo provocadas por el movimiento del fluido. En el momento en que estas fuerzas actúan sobre la sarta de varillas, ellas reducen significativamente la carga de tensión de la misma. Estas fuerzas actúan tanto sobre los acoples (fuerzas ascendentes areales) como sobre el cuerpo de las varillas (fuerzas ascendentes superficiales).

Las pérdidas de flujo y la presión hidrostática crean un diferencial de presión a través de los acoples, centralizadores y guías de la sarta de varillas. La mayor presión en el fondo de cada elemento, en comparación a la presión del tope, resulta en una fuerza neta en dirección ascendente. La magnitud de esta fuerza areal se puede calcular como:

$$F_{areal} = C * P_{\Delta c} * D_c^2 - D_r^2 \text{ Ec. 28.}$$

Fareal= fuerza ascendente areal (N o lbs)

$P_{\Delta c}$: Presión diferencial a través de los acoples (kPA o psi)

D_c : Diámetros externo de los acoples (milímetros o pulgadas)

D_r : Diámetro externo del cuerpo de varillas (milímetros o pulgadas)

C: Constante (Métrico $7,854 \times 10^{-4}$ o inglés: 0,7854)

³⁹ Ibid.

La manera más simple de determinar la fuerza areal total en un sistema completo de sarta y tubería es calculando individualmente los valores de fuerza para cada combinación entre varilla y acople, totalizando las pérdidas de flujo, la Columna hidrostática y las longitudes equivalentes de cuerpo de varilla y acople en la sección específica. Sin embargo en vista de que los valores de las presiones hidrostáticas y pérdidas de flujo varían cuantitativamente y cualitativamente en cada punto de la tubería de producción, lo ideal es realizar un cálculo simple para cada acople e ir sumando progresivamente los resultados de fuerza obtenido desde el fondo hasta la superficie. Para ello es necesario contar con software especializado para realizar estos cálculos.

En cuanto a las fuerzas ascendentes superficiales, estas se producen por la fricción entre el fluido en movimiento y la cara externa del cuerpo de la varilla como de los acoples y demás accesorios. Esta fuerza ascendente puede ser calculada como:

$$F_{Sup} = CLQ\mu D_r \frac{\ln \frac{D_r}{D_t}}{D_t^4 - D_r^4 \ln \frac{D_r}{D_t} + D_t^2 - D_r^2} D_r + \frac{D_t^2 - D_r^2}{2D_r \ln \frac{D_r}{D_t}} \text{ Ec. 29.}$$

F_{sup} : Fuerza ascendente superficial (N o lbs)

L: Longitud (metros o pies)

Q: tasa de flujo ($m^3/día$ o Bls/día)

μ : Viscosidad del fluido (centipose)

D_r : Diámetro externo de varillas y/o accesorios (milímetros o pulgadas)

D_t : Diámetro externo de la tubería (milímetros o pulgadas)

C: Constante (Métrico: 0,3704 o Inglés: $6,242 \times 10^{-6}$)

Esta Ecuación puede ser aplicada para cualquier patrón de flujo. Sin embargo, los resultados deben ser reducidos por el efecto no concéntrico de la sarta de varillas utilizando el mismo criterio de ecuaciones anteriores. El procedimiento simplificado de cálculo es exactamente el mismo que el utilizado en las pérdidas de flujo y el

torque de resistencia, es decir, con longitudes equivalentes de cuerpo de varilla, acoples y demás accesorios. El resultado final será, de igual modo, la sumatoria de los resultados parciales obtenidos.

De la misma forma que en el caso del cálculo de las pérdidas de flujo, para el efecto de las fuerzas ascendentes aplican básicamente la tasa de flujo, el área transversal de flujo y la viscosidad de fluido siendo esta última el parámetro más crítico ya que para viscosidades menores a 500 centipoise, los valores obtenidos no serán tan significativos. Cuando ocurren cambios de área de flujo se incrementarán los calores de fuerzas ascendentes a medida en que el área transversal se reduce y la tasa de flujo incide de una forma directamente proporcional sobre el resultado.

3.3.3 Cargas de Esfuerzos sobre la sarta de varillas. Como en cualquier sistema de bombeo que utiliza sarta de varillas, en los sistemas PCP, la selección de las mismas debe enfocarse a que estén en la capacidad de soportar una cierta carga axial y de transmitir un torque determinado desde la superficie hasta el fondo del sistema.

En el caso que la carga axial y el torque exigidos por el sistema produzcan un esfuerzo combinado al superior al máximo permisible para el tamaño y grado seleccionados, ocurrirá una falla inmediata por ruptura de varilla. Es por esto, que las consideraciones de cargas y esfuerzos sobre la sarta de varillas determinarán el grado y tamaño mínimos necesarios para soportarlos sin riesgo a la falla en periodos relativamente cortos de operación.

3.3.3.1 Carga Axial y torque: La carga axial y el torque a lo largo de la sarta de varillas es una combinación de distintos componentes, muchas de las cargas con aplicadas sobre la sarta de varillas desde la bomba, como por ejemplo el torque hidráulico de la bomba, el torque de fricción y la carga axial en un punto

diferencial. Otras cargas, en cambio, son generadas a lo largo de la tubería de producción teniendo un mayor o menor efecto sobre la sarta de varillas (por ejemplo, el torque de resistencia y las fuerzas ascendentes de flujo). En todos los casos las mayores cargas axiales y torque se registran en la barra pulida, ya que la misma arrastra todas las cargas acumuladas desde el fondo hasta la superficie. La carga axial en cualquier punto de la sarta de varillas se puede calcular como:

$$S_{sarta} = S_{bomba} + \Sigma_{S_{Peso}} - \Sigma_{F_{ascendente}} \text{ Ec. 30.}$$

S_{sarta} : Carga axial sobre la sarta de varillas (N o lbs)

S_{bomba} : Carga de presión sobre la bomba (N o lbs)

$\Sigma_{S_{Peso}}$: Sumatoria del peso de las varillas y accesorios de la sarta (N o lbs)

$\Sigma_{F_{ascendente}}$: Sumatoria de las fuerzas ascendentes (N o lbs)

La carga de presión sobre la bomba es el resultado de la presión diferencial a través de la misma, la cual empuja hacia abajo al rotor de forma analógica de la acción que se ejecuta sobre el pistón en aplicaciones reciprocantes. La siguiente correlación provee una muy buena aproximación para el cálculo de esta carga:

$$S_{bomba} = C * (P_{descarga} - P_{entrada}) * (2D^2 + 13eD + 16e^2) - P_{descarga} D_r^2 \text{ Ec. 31.}$$

S_{bomba} : Carga de presión sobre la bomba (N o lbs)

$P_{descarga}$: Presión de descarga de la bomba (kPa o psi)

$P_{entrada}$: Presión de entrada de la bomba (kPa o psi)

D: Diámetro nominal del rotor (milímetros o pulgadas)

e: excentricidad de la bomba (milímetros o pulgadas)

C: Constante (Métrico $7,9 \times 10^{-4}$ o inglés: 0,79)

El peso de las varillas dependerá de la metalurgia con que están fabricadas y sus dimensiones. Usualmente se conoce este valor en función de su peso por unidad de longitud. Calculándose de la siguiente manera:

$$S_{\text{peso}} = C * W_r * L_{\text{vert}} \text{ Ec. 32.}$$

S_{peso} : Peso total de la sarta de varillas (N o lbs)

W_r : Peso unitario de las varillas (kg/m o lbs/pie)

L_{vert} : Longitud vertical de la sarta de varillas (metros o pies)

C: Constante (Métrico: 9,81 o Inglés 1,0)

En cuanto al torque total en cualquier punto sobre la sarta de varillas, el mismo puede calcularse como:

$$T_{\text{sarta}} = T_{\text{hidráulico}} + T_{\text{fricción}} + \Sigma T_{\text{resistencia}} \text{ Ec. 33.}$$

T_{sarta} : Torque total sobre la sarta de varillas (N*m o lbs*pie)

$T_{\text{hidráulico}}$: Torque hidráulico de la bomba (N*m o lbs*pie)

$T_{\text{fricción}}$: Torque de fricción en la bomba (N*m o lbs*pie)

$\Sigma T_{\text{resistencia}}$: Sumatoria del torque de resistencia en cada varilla (N*m o lbs *pie)

El comportamiento de la carga axial incrementará linealmente con el incremento de la profundidad del pozo, el diámetro de las varillas y el desplazamiento de la bomba. En aplicaciones para crudos pesados, los cambios en las cargas axiales relativos a la tasa de flujo dependerán básicamente del área transversal y de las fuerzas ascendentes. Por su parte, el torque incrementará con el incremento de la presión diferencial a través de la bomba, el torque pro fricción entre rotor y estator y el torque de resistencia.

3.3.3.2 Esfuerzo Combinado: Las cargas combinadas sobre la sarta de varillas como consecuencia del torque y la carga axial, pueden ser representadas por la fórmula de esfuerzo efectivo:

$$\sigma_e = \frac{C_1 * S_{sarta}^2}{\pi^2 * D_r^4} + \frac{C_2 * T_{sarta}^2}{\pi^2 * D_r^6} \text{ Ec. 34.}$$

σ_e : Esfuerzo efectivo (Mpa o Kps)

S_{sarta} : Carga axial de la sarta de varillas (N o lbs)

T_{sarta} : Torque sobre la sarta de varillas (N*m, o lbs*pie)

D_r : Diámetro externo de las varillas (milímetros o pulgadas)

C_1 : Constante (Métrico 16,0 o inglés: $3,594 \times 10^{-6}$)

C_2 : Constante (Métrico: $7,680 \times 10^8$ o Inglés; 0,1106)

El esfuerzo en aplicaciones rotativas es relativamente contante, a diferencia de los esfuerzos de tensión y compresión cíclicos en aplicaciones reciprocantes. Como consecuencia positiva, los esfuerzos efectivos sobre la sarta de varillas pueden alcanzar el límite máximo del material utilizado sin causar una falla por ruptura, aunque en pozos desviados y horizontales el efecto deformación por curvatura pudiera causar una fatiga prematura y posterior ruptura.

En la siguiente tabla podemos encontrar las especificaciones de las varillas, según diámetros y grado API.

Tabla 1. Especificaciones de varillas según diámetros y grado API

DIAMETRO	3/4"			7/8"			1"		
GRADO API	C	D	K	C	D	K	C	D	K
PROF. BOMBA (Pies)	TORQUE (lbs-pie)			TORQUE (lbs-pie)			TORQUE (lbs-pie)		
1000	330	430	310	530	690	500	800	1030	750
2000	300	400	285	495	650	465	750	980	705
3000	275	375	255	460	620	425	710	940	660
4000	250	350	255	420	580	385	650	890	605

Fuente: Curso PCP TDA Supply & Service S.A.

Para el diseño de los sistemas PCP la carga sobre la sarta de varillas debe ser evaluada para asegurarse de que ella tendrá la capacidad suficiente de soportar los esfuerzos a las condiciones de operación para el cual fue diseñado. Es recomendable utilizar un factor de seguridad de al menos 20% de su capacidad máxima a la tensión de protegerse de cualquier incremento no esperado del torque o algún cambio imprevisto en las condiciones de producción. Adicionalmente, debe considerarse un factor de seguridad que compense algún evento de desgaste. Por ejemplo, con una reducción del 20% en el diámetro de las varillas, se obtendrá un 200% de incremento en el esfuerzo efectivo y un 50% de reducción en la capacidad de carga.

3.3.4 Desgaste sobre Varillas y tubería de producción. Debido al movimiento de rotación de la sarta de varillas y al contacto constante con la tubería de producción, se produce un desgaste progresivo tanto de la tubería como de la varilla, este descaste es provocado por las cargas de contacto entre ellos. En la mayoría de los casos, la rotación se produce en un punto determinado sobre la pared interna de la tubería provocando una reducción de la pared de la misma que después de un tiempo determinado debido también a la acción de la velocidad de rotación termina por convertirse en un hueco.

Este proceso de desgaste de las varillas y de la tubería de producción en sistemas PCP es debido a tamaño y tipo de cada uno de los componentes principalmente, además de verse involucrado la magnitud de carga entre ellos, las características de los fluidos producidos y la velocidad de operación del sistema. Con estos parámetros podemos determinar el mecanismo predominante de desgaste.

3.3.4.1 Cargas de contacto entre varilla y tubería: La geometría del pozo es un factor importante a la hora de determinar la magnitud y la naturaleza de las cargas de contacto entre la sarta de varillas y la geometría del pozo y también lo son la configuración de ambos elementos y la tensión sobre las varillas. Si nos detenemos a observar el comportamiento de las cargas de las varillas convencionales es totalmente diferente al comportamiento de las cargas en la varilla continua, las podemos denominar como Cargas centradas sobre los acoples en el caso de la convencional y cargas distribuidas a lo largo del cuerpo en el caso de la continua, teniendo esto, lógicamente, consecuencias significativas para el comportamiento del sistema de producción.

Para calcular la carga neta de contacto, debemos tener en cuenta que ella es resultado de la suma de las cargas inducidas por gravedad y aquellas cargas que son desarrolladas a partir de la combinación entre la curvatura del pozo y la tensión de la sarta. Para el caso de la varilla convencional, la carga neta de contacto concentrada sobre los acoples se puede calcular como:

$$F_{contacto (conv)} = F_{grav (conv)} + F_{Curv (conv)} \text{ Ec. 35.}$$

$F_{contacto (conv)}$: Carga neta de contacto en varillas convencionales (N o lbs).

$F_{grav (conv)}$: Cargas de contacto inducidas por gravedad (N o lbs).

$F_{Curv (conv)}$: Cargas de contacto inducidas por curvatura (N o lbs).

Las cargas inducidas por gravedad, están en función del ángulo de curvatura y se puede calcular para diferentes diámetros de varillas, cabe resaltar que debemos tener en cuenta el contacto entre la tubería de producción y los acoples y que el efecto está entre ellos y no del cuerpo de la varilla. Estas cargas pueden determinarse de la siguiente manera:

$$F_{grac\ conv} = C * W_r * L_{cs} * \text{sen}\theta \text{Ec. 36.}$$

$F_{grac\ conv}$: Cargas de contacto inducidas por gravedad (N o lbs)

W_r : Peso unitario de las varillas (Kg/m o lbs/pie)

L_{cs} : Longitud entre los acoples (metros o pies)

θ : Ángulo de desviación (°)

C: Constante (Métrico: 9,81 o Inglés: 1,0)

Para calcular las cargas inducidas por curvatura debemos tener en cuenta de que ella depende de la severidad de curvatura, la tensión de la varilla y el espacio entre los acoples. Estas cargas pueden calcularse como:

$$F_{curv\ (conv)} = C * S_{sarta} * L_{cs} * \Delta\theta \text{Ec. 37.}$$

$F_{curv\ (conv)}$: Cargas de contacto inducidas por curvatura (N o lbs)

S_{sarta} : Tensión de la sarta de Varillas (N o lbs)

L_{cs} : Longitud de entre los acoples (metros o pies)

$\Delta\theta$: Severidad del hoyo (°/30m o °/100 pies)

C: Constante (métrico: $5,818 \times 10^{-4}$ o inglés: $1,736 \times 10^{-4}$)

Para el caso de la varilla continua se utilizan los mismo criterios que son utilizados para las varillas convencionales, con algunos cambios conceptuales en el cálculo

de los valores. Para determinar la carga neta de contacto distribuida se puede utilizar:

$$F_{contacto (cont)} = F_{grav (cont)} + F_{curv (cont)} \text{ Ec. 38.}$$

$F_{contacto (cont)}$: Carga neta de contacto en Varilla continua (N/m o lbs/pie).

$F_{grav (cont)}$: Cargas de contacto inducidas por gravedad (N/m o lbs/pie).

$F_{curv (cont)}$: Cargas de contacto inducidas por curvatura (N/m o lbs/pie).

Para calcular las cargas inducidas por gravedad en la varilla continua podemos hacerlo de la siguiente forma:

$$F_{grav (cont)} = C * W_r * \text{sen}\theta \text{ Ec. 39.}$$

$F_{grav (cont)}$: Cargas de contacto inducidas por gravedad (N/m o lbs/pie)

W_r : Peso unitario de las varillas (Kg/m o lbs/pie)

θ : Ángulo de desviación (°)

C: Constante (métrico 9,81 o inglés: 1,0)

Las cargas de contacto inducidas por curvatura en las varillas podemos calcularlas como:

$$F_{curv (cont)} = C * S_{sarta} * \Delta\theta \text{ Ec. 40.}$$

$F_{curv (cont)}$: Cargas de contacto inducidas por curvatura (N/m o lbs /ft)

S_{sarta} : Tensión de la sarta de varillas (N o lbs)

$\Delta\theta$: Severidad del hoyo (°/30m o °/100 pies)

C: Constante (Métrico: $5,818 \times 10^{-4}$ o inglés: $1,736 \times 10^{-4}$)

Para establecer un parámetro de comparación entre ambos tipos de carga, deben normalizarse la neta de contacto en el caso de las varillas convencionales.

3.3.4.2 Desgaste de la tubería de producción: El desgaste de los elementos del sistema de producción, es consecuencia del efecto de rotación permanente de las varillas sobre la tubería de producción. La tasa de desgaste de cada uno de los componentes irá de acuerdo a las características del material de cada uno de ellos, las propiedades de los fluidos y del contenido de material abrasivo en ellos y de las cargas de contacto en cada punto de tubería y de la geometría del pozo. En cuanto al cálculo para la tasa de desgaste de la tubería de producción, el Centre For Energy Research Inc. (C-FER) de Edmonton, Canadá, estableció una correlación empírica en base a una muestra de pozos representativa de varias zonas de Canadá y Estados Unidos. Con ella, es posible obtener la magnitud de la tasa de desgaste en función a las cargas de contacto, el contenido de arena y los coeficientes de desgaste del material. Así, se define la correlación:

Correlación del C-FER

$$W_t = C * X * 10^{0.075*Y*S} * F_{contacto (dist)} \text{Ec. 41.}$$

W_t : Tasa de desgaste de la tubería (mm/Mmrevs o pulg/MMrevs)

$F_{contacto (dist)}$: Carga de contacto distribuida (N/m o lbs/pie)

S: Contenido de arena (%)

X,Y: Coeficientes de Desgaste del material

C: Constante (métrico: $1,9548 \times 10^{-5}$ o Inglés: $7,2485 \times 10^{-3}$)

X= 0,75

Y= 0,90

Los coeficientes X y Y de desgaste del material se determinaron en función a la susceptibilidad del mismo al desgaste por fricción. De allí se obtuvo que el caso

del acero ambos coeficientes tiene un valor de 1, mientras que para el poliuretano (material utilizado en las varillas de fibra de vidrio, centralizadores estáticos y otros accesorios) es de $X=0.75$ y $Y=0,90$. Para otros materiales, el valor de estas variables debe ser determinado en referencia al acero.

3.3.4.3 Elementos para minimizar el desgaste: Para poder minimizar el desgaste, lo que se quiere hacer, es tratar de separar la sarta de varillas de la tubería de producción, es decir, tratar de centralizarla de esta forma, minimizamos la magnitud de las cargas de contacto. En función de ello, existen diversos productos en el mercado disponibles para contrarrestar el desgaste tanto de la sarta de varillas como de la tubería de producción. Los mismos se pueden clasificar de la siguiente forma:

Centralizadores de varilla rotativos.

Centralizadores de varilla estáticos.

Varilla continua.

Los centralizadores de varilla pueden ser rotativos o estáticos.

3.3.5 Equipos de superficie. Para dimensionar los correctamente los equipos de superficie que sean capaces de proveer la energía requerida por el sistema, es necesario tener en cuenta los parámetros de operación mínimos necesarios para accionar el equipo de subsuelo. Para ello estos equipos seleccionados deben estar en capacidad de:

- * Suspender la sarda de varillas y soportar la carga axial del equipo de fondo.
- * Entregar el torque requerido en la barra lisa o pulida.
- * rotar la barra pulida a la velocidad requerida.
- * Prevenir la fuga de fluidos en la superficie.

3.3.5.1 Fuente primaria de energía: Como se mencionó anteriormente, los sistemas PCP pueden ser adaptados a motores eléctricos como a motores de combustión interna. Siendo el primero de ellos el más utilizado por su mayor eficiencia de operación y capacidad de automatización. Por el contrario, el uso de los motores a combustión interna está preservado a aquellas aplicaciones donde no se dispone de facilidades eléctricas o resulta muy costoso instalarlas.

En cualquiera de los dos casos, la función principal de la fuente de energía primaria es proveer la potencia requerida por el sistema para poder operar. Esta potencia es función directa del torque total del mismo, siendo esta relación expresada en la siguiente ecuación:

$$P_{req} = \frac{C * T_{sarta} * N}{\mu_{trans}} \text{Ec. 42.}$$

P_{req} : Potencia total requerida por el sistema (KW o HP)

T_{sarta} : Torque total sobre la sarta de Varillas (N*m o lbs*pie)

N: Velocidad de rotación del sistema (RPM)

μ_{trans} : Eficiencia de transmisión (%)

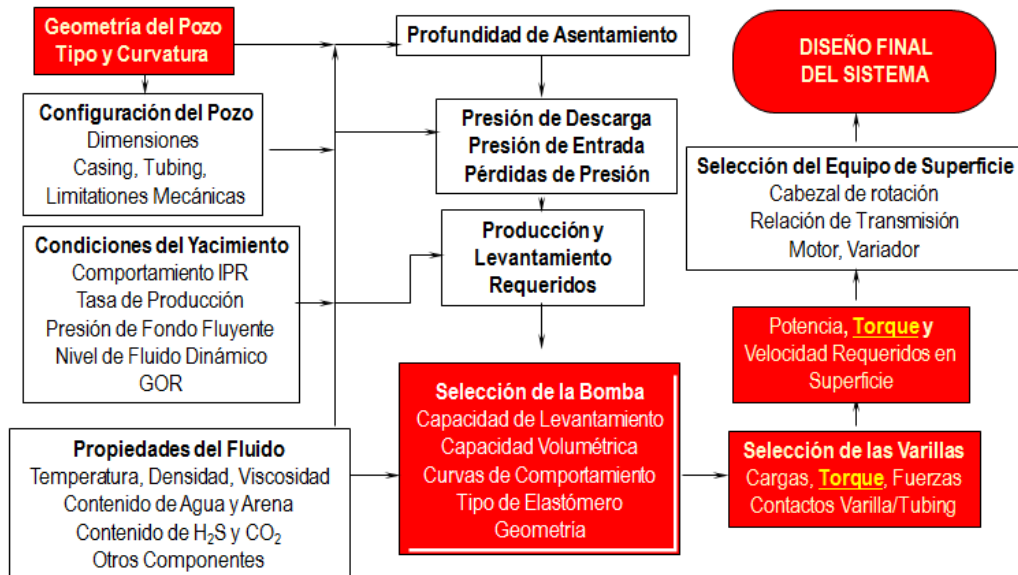
C: Constante (Métrico: $1,504 \times 10^{-2}$ o inglés: $1,917 \times 10^{-6}$)

4. PROCESO DE VALIDACIÓN DE MODELOS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS.

4.1. Validación de los modelos matemáticos a partir de datos reales.

4.1.1. Parámetros de diseño. Los sistemas con bombas de cavidades progresivas son muy conocidos por su habilidad de trabajar efectivamente en diversos rangos de aplicación, pero en realidad, el éxito a la hora de realizar un diseño está en que cada uno de los componentes del sistema sean compatibles con las condiciones del pozo y con el ambiente en el cual va a operar.

Figura 19. Flujograma para un diseño apropiado de sistemas con bomba de cavidad progresiva.



Fuente: Introducción al Diseño de Sistemas PCP con PC-PUMP™ de C-FER. Curso TDA Supply & Service S.A., Marzo 2012.

Es vital que cuando se realice un diseño se tengan en cuenta estas dos consideraciones, de ser así, se tendrá una mayor probabilidad de éxito si se utiliza un criterio de selección de componentes acorde a las limitaciones presentes. En la

figura 17. Se muestra un diagrama general para el diseño apropiado de sistemas PCP.

4.1.2. Descripción del software PC–Pump. El PC-PUMP es un software interactivo de diseño y evaluación para pozos con sistemas de bombeo por cavidad progresiva, usado para diseñar, analizar, optimizar y solucionar problemas de pozos con PCP. Que fue un desarrollado por un proyecto industrial en conjunto conducido por C-FER, estudiando el uso de las PCP en pozos de petróleo. La primera versión fue lanzada en el año 1993.

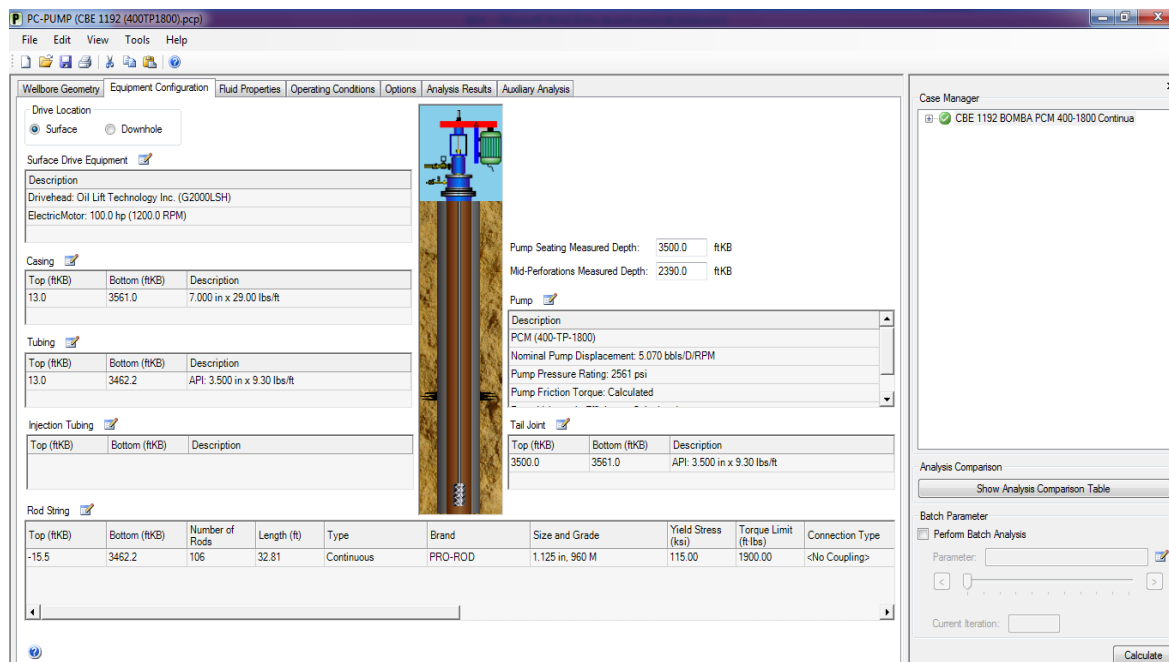
PC-PUMP puede ser utilizado para realizar un amplio rango de cálculos relacionados con el diseño y operación de sistemas PCP. Para utilizar el software efectivamente se debe saber qué información se necesita y cómo introducirla para obtener los resultados que se requieren.

En PC-PUMP hay dos secciones principales: la sección de datos de entrada (Figura 20) y la de resultados (Figura 21).

Para correr el programa, se deben seguir una secuencia de pasos que son los siguientes:

1. Especificar la geometría del pozo.
2. Especificar la profundidad de asentamiento de la bomba, la profundidad de las perforaciones y todos los equipos y componentes del sistema.
3. Especificar las propiedades de los fluidos.
4. Especificar las condiciones de operación.

Figura 20. Ventana principal de PC-PUMP (entrada de datos).



Fuente: Introducción al Diseño de Sistemas PCP con PC-PUMP™ de C-FER.

Una vez el sistema haya terminado el análisis, la sección de resultados le permite al usuario revisar los parámetros clave y gráficas que describen el desempeño del sistema.

Se puede acceder al resumen de parámetros de salida, que incluyen datos clave como:

- Sumergencia.
- Presión de entrada y presión de descarga.
- Presión de carga de la bomba.
- Presión hidrostática y pérdidas de flujo.
- Torque máximo y carga axial máxima de las varillas.
- Porcentaje de carga sobre las varillas.
- Carga máxima de contacto entre varilla y tubería.
- Eficiencia del sistema.

Figura 21. Ventana de resultados en PC-PUMP.

Input Parameters		Output Parameters	
Fluid Properties		Basic Parameters	
Fluid Type	Multi-phase	Submergence	1310.00 ft
Oil API Gravity	21.00 °API	Pump Intake Pressure	514.95 psi
Water Salinity	7700.00	Pump Discharge Pressure	1762.14 psi
Gas Specific Gravity	0.65	Differential Pressure	1247.19 psi
BS&W Content	82.00 %	Net Hydrostatic Head	944.17 psi
Producing GOR	51.00 scf/STB	Flow Losses	3.01 psi
Free Gas Separation	100.00 %	Pump Pressure Loading	48.70 % Rtd.
Operating Conditions		Pump Torque	757.60 ft-lbs
Surface Liquid Flow Rate (specified)	900.00 bbls/D	Pump Axial Load	6.25 kips
Pump Speed	212.03 RPM	Maximum Rod Torque	771.93 ft-lbs
Pump Volumetric Efficiency	86.05 %	Maximum Rod Torque Load	40.63 % Limit
Fluid Level (specified)	2190.00 ftKB	Maximum Axial Rod Load	17.90 kips
Submergence	1310.00 ft	Maximum Effective Rod Stress	52.29 %
Bottomhole Pressure	49.68 psi	Rod Contact Loads	
Tubing Head Pressure	300.00 psi	Maximum Load Rod	3.65 lb/ft
Casing Head Pressure	0.00 psi	Surface Parameters	
Bottomhole Temperature	135.00 °F	System Input Power	34.53 hp

Fuente: Introducción al Diseño de Sistemas PCP con PC-PUMP™ de C-FER.

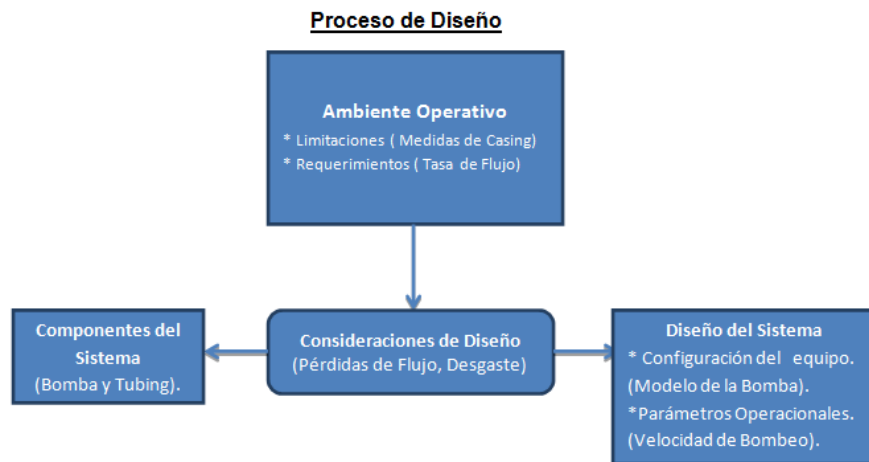
4.1.3 Descripción del proceso de validación de los modelos matemáticos.

Conociendo las consideraciones que se deben tener en cuenta para el diseño de un sistema PCP, es necesario establecer cuál es el proceso adecuado para realizarlo, un contorno apropiado es el ilustrado en la figura 22.

Aunque existe una diversidad de ecuaciones, tablas, nomogramas, etc., para el diseño o selección de los equipos, muchos de estos recursos fueron elaborados bajo determinadas suposiciones, las cuales no siempre reflejan la realidad del campo. En algunas oportunidades se cuenta con factores de ajuste para corregir los resultados obtenidos de las gráficas, no obstante, los mismos arrojan resultados aproximados y dichos factores no se han desarrollado.

Un diseño manual puede ser desarrollado como una aproximación y solo debe ser realizado de esta manera luego de tener un conocimiento completo de todos los factores o variables que intervienen como por ejemplo, el estado mecánico del pozo y contar con estadísticas de desempeño de los equipos correctamente diseñados e instalados en el campo.

Figura 22. Proceso de Diseño para sistemas PCP.

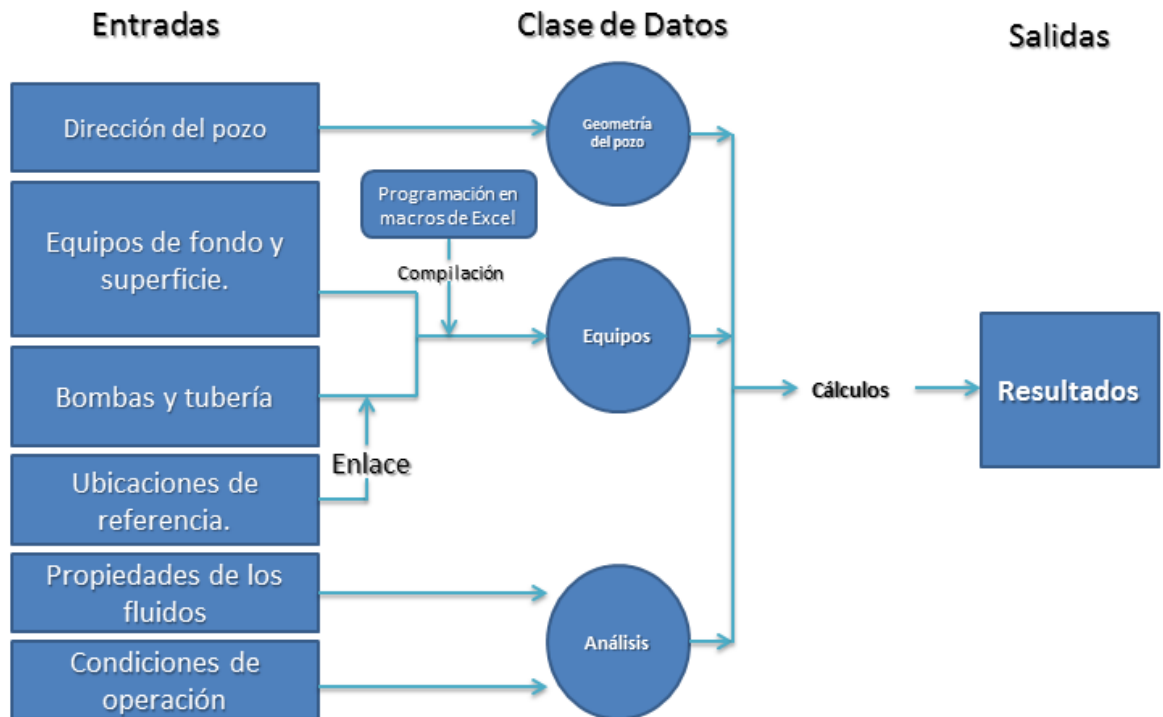


Fuente: Manual PC- PUMP de C-FER Industries.

Aun así, bajo determinadas condiciones tales como: alta relación gas líquido, crudos muy viscosos, pozos de alto caudal, profundidades considerables de asentamiento de bomba, pozos desviados u horizontales, etc., repercuten en comportamientos complejos desde el punto de vista hidráulico y mecánico, además imposibilitan realizar diversas sensibilidades en tiempos razonables, sobre todo considerando el gran dinamismo de las operaciones petroleras.

El proceso de validación para este estudio, se basó en un esquema similar a la arquitectura de sistema del PC-PUMP. En él, encontramos una serie de datos de entrada que nos sirve para alimentar a los modelos matemáticos con las variables necesarias para realizar los cálculos y relaciones funcionales necesarias para que dé respuestas concretas, una vez establecidas las entradas gracias a un programa construido en Excel (ver el diagrama de flujo en el anexo E). Posteriormente, estos datos de entrada fueron clasificados en tres grupos: Geometría del pozo, datos de equipos y datos para análisis. Una vez hecha esta clasificación, se realizaron los cálculos y se obtuvieron los resultados que fueron agrupados en una base de datos.

Figura 23. Estructura del proceso de validación de los modelos matemáticos.



A pesar de que no contamos con la estructura del PC-PUMP para cargar los datos, principalmente los datos de geometría de pozo y la bases de datos de bombas, varilla y tubería con las que cuenta este software especializado, fue necesario realizar un minucioso estudio de los datos que se utilizaron para validar los modelos en la macro de Excel, ya que antes de ingresar los datos, se debe realizar unos cálculos que son necesarios para obtener algunas las variables de entrada.

Para completar este proceso de validación los cálculos que se realizaron fueron los siguientes:

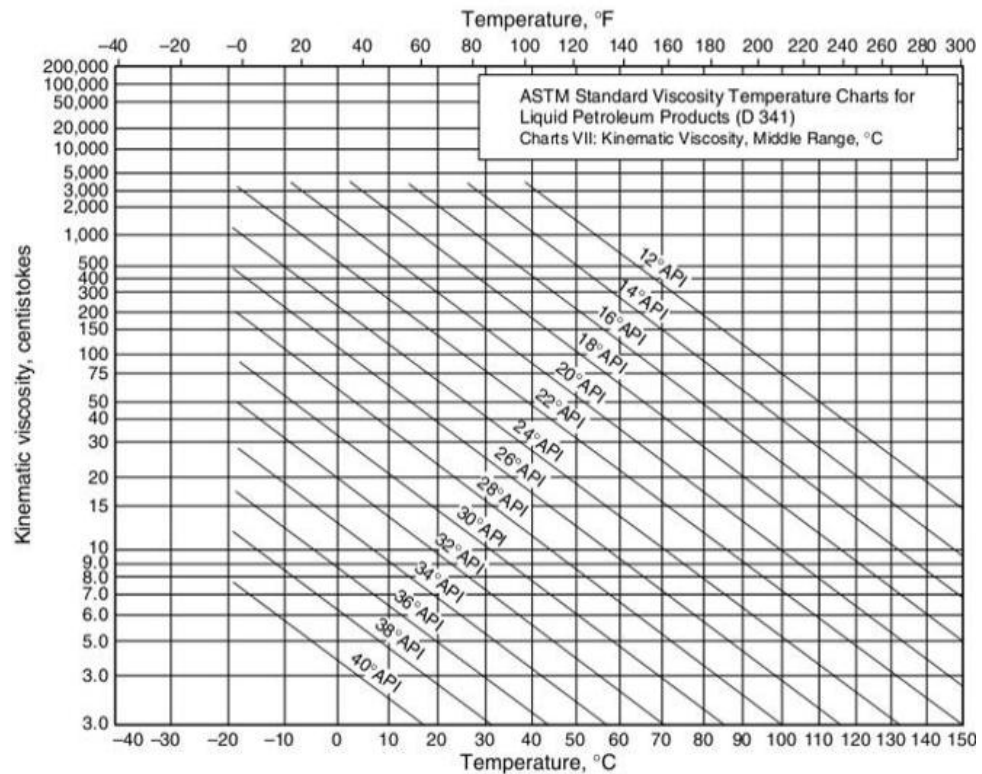
- Cálculos para hallar gravedad específica de los fluidos.
- Cálculos para hallar la densidad de los fluidos.
- Cálculo para hallar viscosidad de los fluidos.

- Cálculo para hallar el torque hidráulico de la bomba.
- Cálculo para hallar la Excentricidad de la bomba.
- Cálculos para hallar la presión hidrostática equivalente al gas.
- Cálculos para hallar la presión hidrostática equivalente al líquido.

Para realizar estos cálculos, se tuvieron en cuenta correlaciones, ecuaciones, tablas, nomogramas, etc., de los cuales existe una gran diversidad en la literatura. Las correlaciones y las ecuaciones que se han formulado, pueden determinar un límite a la exactitud con que se podrá describir estos fenómenos. Esto puede ser ocasionado por las hipótesis introducidas para simplificar, o bien, por constituir ellas mismas una simple aproximación al no considerar ciertas variables y esto puede contribuir al error que obtendremos al final del proceso de validación.

Para el cálculo de las propiedades de los fluidos como por ejemplo la viscosidad, se seleccionó la correlación de Beggs & Robinson, que dentro de la literatura como artículos y libros especializados, se pudo determinar cierto grado de confiabilidad de acuerdo a los estudios realizados en su construcción, pero llegado el caso no se pueda realizar el cálculo con esta correlación, se puede hacer uso de la carta que se encuentra en las Normas ASTM (figura 24) en donde se puede determinar la viscosidad cinemática en función de la temperatura y la gravedad ρ , esto dependiendo de los datos suministrados para realizar el diseño del sistema.

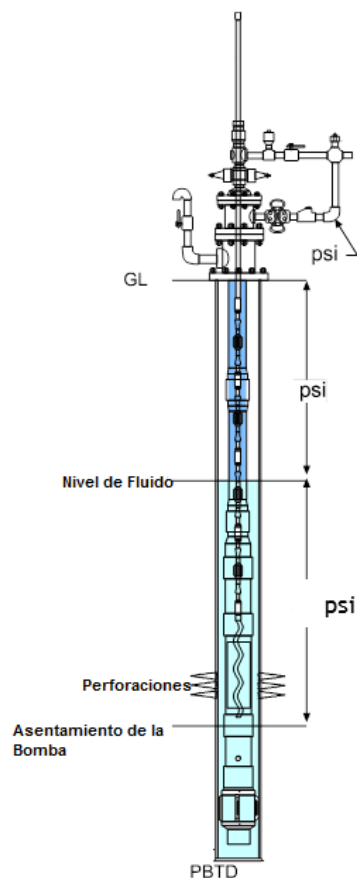
Figura 24. Carta ASTM para determinar la viscosidad cinemática en función de la temperatura y la gravedad API.



Fuente: ASTM Standard viscosity temperature charts for liquid petroleum products.

Además de los cálculos de las propiedades de los fluidos, también se realizaron cálculos para hallar las presiones equivalentes a las columnas hidrostáticas de los líquidos y el gas, para ello se tuvo a consideración la profundidad de asentamiento de la bomba, el nivel de fluido y la profundidad de los intervalos cañoneados. Teniendo en cuenta estos parámetros se pudo obtener las presiones equivalentes tal y como se muestra en la figura 25.

Figura 25. Distribución de las presiones equivalentes a las columnas hidrostáticas de líquidos y gas.



Fuente: TDA Supply & Service S.A.

Una vez se hayan realizado los cálculos de los parámetros necesarios, se llena la hoja correspondiente a la entrada de datos en Excel (figura 26) que alimentan a una hoja llamada "análisis" en donde se encuentran todas las variables necesarias para la validación de los modelos matemáticos, que por medio de una macro de Excel, realizó los cálculos y se obtuvo los resultados para completar el proceso de validación.

En esta hoja de entrada de datos se introdujo variables como: las especificaciones de la tubería (diámetros, longitud), especificaciones de la varilla (longitud, diámetro y peso), Propiedades de los fluidos (Gravedad Específica del agua, aceite y gas, corte de agua, Densidad de los fluidos, Gravedad API), Condiciones de operación

del sistema (Tasa de flujo, velocidad de operación, CHP, THP, nivel de fluido, eficiencia de la bomba), geometría del pozo (máximo dogleg, profundidad de perforados) y características de la bomba (capacidad de desplazamiento, excentricidad, diámetro nominal del rotor, torque hidráulico, torque de fricción.).

Figura 26. Hoja de Datos de Entrada.

Pozo		Pozo XYYY	
Entrada Datos			
	OD	ID	
Tbg	3.5	2.992	Pulg
Var	1.125		Pulg
Prof. Perf	4560		ft
PLD	4714		ft
API	21		
SgW	1.12		
SgG	0.7		
SgO	0.928		
Visc	35	75	CP
Tasa	1100		Bls/Día
W/O	75	25	%
Nivel Fluido	4493		ft
THP	300		Psi
CHP	0		Psi
DogLeg	0.5		°
Velocidad	249		RPM
Long Varilla	4619		ft

Es importante tener en cuenta, que la selección de la bomba se debe realizar previamente antes ingresar los datos de entrada, puesto que es necesario tener las especificaciones de la misma, para este caso, seleccionamos bombas de dos fabricantes de los cuales TDA Supply & Service S.A. tiene representación exclusiva y son la utilizadas en los pozos seleccionados para la validación de los modelos, los fabricantes seleccionados son PCM y TIERRA ALTA, principalmente las bombas 400TP1800 y TA 85 -1800 (ver especificaciones de las bombas en los documentos anexos).

La selección de la bomba se hace teniendo en cuenta la tasa de producción deseada, con ella, se calcula la capacidad de desplazamiento de la bomba y de acuerdo a este parámetro seleccionar la bomba adecuada para el manejo de esas tasas de producción deseadas.

En la hoja de análisis (figura 27), se encuentran incluidas las constantes definidas para cada modelo matemático, dependiendo del sistema de unidades que se vaya a utilizar, se completan las casillas de las constantes, dado que las unidades más utilizadas en la industria son las del sistema inglés, las constantes establecidas para dicho sistema fueron las empleadas para realizar el proceso de validación.

Figura 27. Hoja de Análisis de datos.

Parámetro	Valor	Unidad
Tasa de Diseño	1,567	Bls/d
Eficiencia volumétrica de la bomba	70.2	%
Tasa de Producción Requerida	1100	Bls/d
Capacidad mínima de desplazamiento de la bomba	6	Bls/día/RPM
Velocidad de operación del sistema	249	RPM
Levantamiento neto requerido	2,496	psi
Presión de entrada de la bomba	95	psi
presión del casing de superficie	0	psi
presión equivalente a la columna hidrostática de gas	1.57255	psi
presión equivalente a la columna hidrostática de líquido	98.405312	psi
presión equivalente a las pérdidas en equipos auxiliares	22	psi
Presión de descarga	2,591	psi
presión de superficie de la tubería de producción	300	psi
Presión equivalente a la columna hidrostática de los fluidos	2.171	psi

La macro fue construida en base a los modelos matemáticos descritos en el capítulo 3, con una secuencia lógica que ayuda a obtener los resultados que se quieren evaluar. En algunos casos, los resultados de los modelos, son parámetros necesarios para el cálculo de otros, como por ejemplo, la presión de entrada y de

descarga de la bomba fueron necesarios para el cálculo de la presión de levantamiento neto.

El diagrama de flujo en el cual fue basada la construcción de la macro de Excel se puede apreciar en el Anexo E.

Después de realizada la operación, los resultados fueron almacenados en una base de datos de Microsoft Access, para de esta forma, tener facilidades a la hora de almacenarlos después de ser realizados los cálculos por la macro de Excel. A medida que se repite el proceso, junto con el cambio de nombre del pozo se crea un nuevo registro en la base de datos en Access, para así tener tabulados y de forma ordenada los resultados, esto se puede realizar gracias a una modificación en el código de programación de la macro que integra Excel y Access para la creación de estos registros en un archivo con extensión .mdb como se puede observar en la siguiente figura. Después, los datos pueden ser exportados a Excel para realizar el manejo estadístico requerido para completar el proceso de validación.

Figura 28. Almacenamiento de resultados en base de datos de Access.

Pozo	Tasa_diseño	capacidad_desp	presion_ent	Presion_descarg	Lev_netto_requer	Colum_hidr	Calculo_Fricción	Torque
Pozo XXYY	997.150997150997	5.66563066563067	102.94868	2607.51325999329	2504.56457999329	1969.9884	76.5144787739128	
Pozo XXYY2	1566.95156695157	6.29297818052838	77.977862	2547.08036469391	2469.10250269391	1955.0579616	120.237038073292	
Pozo XXYY3	854.700854700855	4.88400488400488	244.22071	2585.23281199329	2341.01210199329	1950.0811488	65.5838389490681	
*	0	0						

4.1.4 Adquisición de variables. Para el desarrollo de este estudio además de tener en cuenta todas las consideraciones de diseño descritas en el capítulo 3, fueron seleccionados 10 pozos de en un campo colombiano en los cuales TDA Supply &Service S.A. tiene equipos instalados. La razón por la cual fueron seleccionados estos pozos, es porque el total de los pozos con sistemas PCP instalados hasta la fecha en el campo seleccionado son 20, por ende corresponde al 50% del total de la población, esto quiere decir, que es una muestra representativa en la cual se puede basar para realizar el estudio estadístico, ya que Nuestro principal objetivo es el probar los modelos matemáticos descritos en capítulo 3 y asignar un nivel de certeza adecuada a los resultados del modelo es decir, asegurarse de que contiene todos los parámetros, variables y relaciones funcionales necesarias para que dé respuestas concretas.

Antes de realizar un diseño, el cliente que hace la solicitud, diligencia un datasheet que tiene la TDA Supply &Service S.A. dentro de sus documentos estandarizados, en el cual se solicita la información del cliente, los datos requeridos para para el diseño del sistema de levantamiento artificial, condiciones actuales del pozo y algunos comentarios y sugerencias de parte del operador para realizar el diseño del sistema.

Dentro de los datos que son solicitados para realizar el diseño están:

- Caudal actual.
- Caudal esperado.
- IPR.
- BSW.
- GOR.
- THP.
- CHP.

- Nivel estático y dinámico de fluido.
- Viscosidad del fluido en superficie.
- Conexión de cabeza de pozo.
- Especificaciones de Casing
- Especificaciones de tubing.
- API.
- Corte de arena.
- H₂S.
- Punto de Burbuja.
- Profundidad de asentamiento de la bomba.
- Tope de perforados.
- Base de perforados.
- Presión estática de yacimiento.
- Temperatura de yacimiento.
- Presión de fondo de superficie.
- Temperatura de superficie.

En todos los casos, no se puede contar con todos los datos aquí solicitados, ya que la empresa operadora o quien solicita el diseño no tiene toda la información, pero debemos asegurarnos que existan los datos mínimos para poder realizar el diseño, estos datos podremos encontrarlos en la siguiente tabla.

Tabla 2. Datos de entrada mínimos requeridos para realizar un diseño de sistemas PCP.

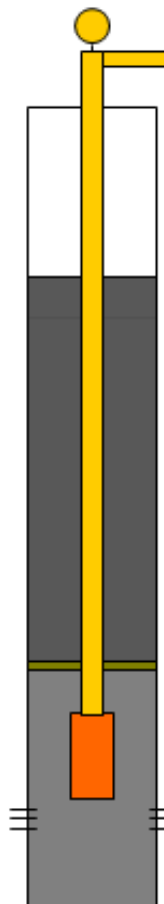
PARÁMETROS	
Indices de Productividad	BF/PSI
Presión estática de yacimiento	PSI
Producción deseada	Bbl/D
Nivel dinámico del fluido	Ft
Profundidad de asentamiento de la bomba	Ft
BSW	%
GOR	SCF/STB
Gravedad API	°API
Punto de Burbuja	PSI
Presión en cabeza de pozo	psi
Temperatura en cabeza de pozo	°F

Además de los datos que podemos apreciar en esta tabla, es necesario conocer el Survey direccional, la última prueba de producción, la configuración en cabeza de pozo (conexiones) y Estado mecánico del pozo.

Haciendo alusión a este último, el estado mecánico es muy importante, puesto que de allí podremos obtener variables muy importantes para nuestros modelos, como lo son las especificaciones de la tubería y de la varilla continua (OD, ID, Longitud), especificaciones de los equipos de superficie como cabezal, motor y variador de frecuencia. Además podremos saber al detalle que accesorios fueron instalados en el pozo y cuáles son los componentes exactos del BHA que fueron bajados para completar el pozo.

Figura 29. Datos requeridos para el diseño del sistema de levantamiento artificial.

II. DATOS REQUERIDOS PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL



Pozo =	<input type="text"/>				
Q total Actual =	<input type="text"/>	Bfpd		THP =	<input type="text"/> Psi
Q esperada =	<input type="text"/>	Bfpd		CHP =	<input type="text"/> Psi
IPR =	<input type="text"/>	Bpd/Psi			
BSW =	<input type="text"/>	%			
GOR =	<input type="text"/>	Scf/Stb			
Pozo Desviado ?	<input type="checkbox"/> Sí <input type="checkbox"/> No				
Nivel de fluido Estático =	<input type="text"/>	ft			
Viscosidad del fluido en superficie	<input type="text"/>	Cp	@	<input type="text"/>	:F
Conexión en cabeza de pozo	<input type="text"/>				
Casing O.D. =	<input type="text"/>	Pulg		<input type="text"/>	Lb/ft
Casing I.D. =	<input type="text"/>	Pulg			
Tubing O.D. =	<input type="text"/>	Pulg		<input type="text"/>	Lb/ft
Tubing I.D. =	<input type="text"/>	Pulg			
API =	<input type="text"/>				
Corte de arena =	<input type="text"/>	%			
H2S =	<input type="text"/>	ppm			
CO2 =	<input type="text"/>	ppm			
P. pto de burbuja	<input type="text"/>	psi			
Viscosidad del fluido en fondo	<input type="text"/>	Cp	@	<input type="text"/>	:F
Nivel de Fluido Dinámico =	<input type="text"/>	ft	@	<input type="text"/>	bfpd
Profundidad Asentamiento de la bomba = (deseado)	<input type="text"/>	ft		<input type="text"/>	ft
Tope Perforaciones =	<input type="text"/>	ft			
Base Perforations =	<input type="text"/>	ft			
Presión Estática de Yacimiento =	<input type="text"/>	psi			
Temperat. de Yacimiento =	<input type="text"/>	:F		Temp. Sup. =	<input type="text"/> :F
Presión Fluyendo (Pwf) =	<input type="text"/>	psi	@	<input type="text"/>	Bfpd

Fuente: TDA Supply & Service S.A.

4.1.5 Resultados de la validación. En primer lugar, se realizó una corrida en el software PC-PUMP. Con los mismos datos de entrada de los pozos seleccionados para el estudio, que fueron utilizados en la corrida del programa hecho en Excel el cual fue construido con los modelos matemáticos descritos en el capítulo 3 (sección 3.3).

Además de emplear los mismos datos de entrada para las dos corridas, se utilizaron las mismas bombas, (PCM 400TP1800 y TA 85-1800), El PC-PUMP dentro de su amplia base de datos de bombas PCP, cuenta con las especificaciones de estas dos bombas y las utiliza para alimentar sus variables

para realizar los cálculos. De la misma manera que se utilizaron las mismas bombas, se hizo con la configuración de la sarta de tubería (tubería J55 de 3 ½”) y con la sarta de varillas (Varilla Continua PROROD 960M de 1 ¼”). Para más detalles acerca del completamiento usado para la corrida en los dos programas, podemos verlos en los documentos anexos en donde se encuentran los estados mecánicos de cada uno de los pozos y las especificaciones de la varilla continua. Los cabezales instalados en los pozos y con los cuales se utilizaron en las corridas de los dos programas son de dos fabricantes diferentes, uno de ellos fue un cabezal OIL LIFT TECHNOLOGY INC. Modelo G2000HSH de engranes, con una capacidad de resistencia de 125.1 HP y 500 RPM en la barra pulida, con reducción de 3,65:1.

El otro cabezal utilizado es del fabricante KUDU INDUSTRIES INC. Modelo VH 100 HP – 11.6T de poleas, con una capacidad de resistencia de 100 HP y 750 RPM en la barra pulida, con una reducción de 3.70:1, y con una eficiencia de transmisión del 98%. Más especificaciones de estos equipos se pueden ver en los documentos anexos.

Después de ejecutadas las corridas con cada una de las variables de entrada, la configuración de los sistemas y los elementos de fondo y superficie, los resultados obtenidos de las corridas del PC-PUMP fueron los siguientes:

Tabla 3. Resultados de la simulación en PC-Pump

Pozo	Presión de Entrada de la Bomba (psi)	Presión de Descarga de la Bomba (psi)	Presión de Levantamiento Neto (psi)	Pérdidas de Flujo (psi)	Presión de Carga de la Bomba (%)	Máxima Carga Axial de las Varillas (kips)	Máximo Torque en las Varillas (ft·lbs)	Máximo esfuerzo Combinado en las varillas (%)	Fuente primaria de energía (hp)
POZO 1 BOMBA PCM 400-1800 Continua	253	1869	1616	17	63	21	779.1	53.6	24.8
POZO 2 BOMBA 85-1800 Continua	77	2177	2100	28	80	26.2	1175.1	79.3	44.6
POZO 3 BOMBA 400TP1800 Continua	405	1758	1353	9	53	19.5	749.2	51.3	20.1
POZO 4 BOMBA 400TP1800 Continua	508	1916	1408	1	55	20.7	768	52.8	27.9
POZO 5 BOMBA PCM 400-1800 Continua	437	1760	1323	1	52	18.3	841.3	56.7	27.5
POZO 6 BOMBA 85-1800 Continua	64	1329	1265	7	48	14.7	748.5	57.6	17.1
POZO 7 BOMBA 85-1800 Continua	255	1670	1415	1	54	17.9	829.4	55.9	28.8
POZO 8 BOMBA 85-1800 Continua	322	1717	1395	1	53	18.1	825.3	55.6	28.5
POZO 9 BOMBA 85 1800 Continua	324	1752	1428	3	55	18.6	862.9	58.1	17.9
POZO 10 BOMBA PCM 400-1800 Continua	515	1762	1247	3	49	17.9	771.9	52.3	24.5

Las variables que podemos observar en la tabla 3 (presión de entrada de la bomba, presión de descarga de la bomba, presión de levantamiento neto, pérdidas de flujo, Presión de carga de la bomba, máxima carga axial de las varillas, máximo torque en las varillas, máximo esfuerzo combinado de las varillas, fuente primaria de energía.), fueron seleccionadas para ser evaluadas porque son las que se pueden obtener más fácilmente del variador de frecuencia cuando pensamos en un proceso de monitoreo remoto, asociando también, la toma de los niveles con un equipo Echometer para saber cuál es la sugerencia de la bomba.

Con el análisis de estos parámetros, podremos determinar si el rendimiento de nuestro sistema PCP es óptimo en tiempo real.

Fue importante realizar el proceso de validación con cada uno de las consideraciones de diseño (sección 3.3) y los cálculos de los modelos matemáticos realizados por la macro de Excel para poder obtener también los resultados de las variables que seleccionamos en la tabla anterior. De esta forma, realizando todos los cálculos necesarios para alimentar la hoja de entrada de la macro de Excel con las propiedades de los fluidos, las presiones equivalentes a las columnas hidrostáticas de líquido y de gas, etc. y teniendo en cuenta las consideraciones de diseño, las bombas seleccionadas y la información de los estados mecánicos de cada uno de los pozos y los equipos de superficie, se realizaron las corridas en la macro de Excel, teniendo en cuenta que el éxito de los cálculos realizados por la macro, depende únicamente de la calidad de los datos de entrada con que se alimentaron los modelos matemáticos que van a ser analizados (esto depende de la calidad del estudio previo), se obtuvo los siguientes resultados que fueron almacenados en una base de datos y posteriormente exportados a un archivo de Excel.

Tabla 4. Resultados de la Validación de los modelos en la macro de Excel.

	Pozo	presion_entrada (psi)	Presion_descarga (psi)	Lev_netorequerido (psi)	Pérdidas_Flujo (psi)	Carga_Presión_Bomba (%)	Carga_Axial_Varillas (Kips)	Torque_Cualquier_Var (lbs*ft)	Esfuerzo_Combinado (%)	Fuente Primaria_Energía (hp)
1	POZO 1 BOMBA PCM 400-1800 Continua	262	1933	1671	20	67	22	805.3	54.6	25.9
2	POZO 2 BOMBA 85-1800 Continua	80	2254	2174	34	85	28	1218.1	80.3	47.4
3	POZO 3 BOMBA 400TP1800 Continua	418	1819	1401	11	56	21	775.3	52.1	21.8
4	POZO 4 BOMBA 400TP1800 Continua	524	1984	1460	1	58	22	796.1	53.7	29.5
5	POZO 5 BOMBA PCM 400-1800 Continua	451	1819	1368	1	55	19	869.0	57.5	26.6
6	POZO 6 BOMBA 85-1800 Continua	66	1377	1310	9	51	16	775.2	58.6	18.1
7	POZO 7 BOMBA 85-1800 Continua	265	1730	1465	1	57	19	856.7	56.7	28.4
8	POZO 8 BOMBA 85-1800 Continua	334	1781	1448	1	56	19	856.7	56.6	28.2
9	POZO 9 BOMBA 85-1800 Continua	312	1817	1505	4	58	20	892.4	59.1	17.1
10	POZO 10 BOMBA PCM 400-1800 Continua	535	1825	1290	4	52	19	801.0	53.1	26.2

Una vez se obtuvieron los resultados tanto de las corridas del PC-Pump como de la macro de Excel con la que se realizó el proceso de validación de resultados, se realizó un estudio estadístico para determinar, si los modelos matemáticos descritos en el capítulo 3, en especial los seleccionados, son candidatos para la elaboración de un programa que nos ayude a evaluar el rendimiento de sistemas PCP en tiempo real con datos provenientes del monitoreo remoto implementado en los pozos que tengan instalado estos sistemas.

4.2. ANÁLISIS Y COMPARACIÓN DE RESULTADOS.

4.2.1. Descripción de la estadística inferencial⁴⁰. Cuando las poblaciones son por lo general demasiado grandes para estudiarlas en su totalidad. Su tamaño exige que tomemos muestras, de las cuales podremos extraer inferencias sobre las poblaciones. Mucho más fácil le resultaría calcular la media de una muestra representativa y a partir de ella hacer una estimación de la media población.

Hay dos tipos de estimadores como mínimo que se utilizan para este fin: la estimación puntual y la estimación por intervalo. La estimación puntual se vale de un estadístico para estimar el parámetro en un solo valor o punto. Una estimación de intervalo es la que define un intervalo dentro del cual puede estar el parámetro desconocido.

El objetivo principal de la estadística Inferencial es la estimación, esto es que mediante el estudio de una muestra de una población queremos generalizar nuestras conclusiones al total de la misma.

⁴⁰CANAVOS, George C. Probabilidad y estadística, aplicaciones y métodos. Editorial Mc. Graw-Hill. México 1995.

Los estadísticos varían mucho dentro sus distribuciones muestrales y mientras menor sea el error estándar de un estadístico, más cercanos serán sus valores unos de otros.

Como al estimar un parámetro de población desconocido se suele hacer una afirmación o juicio, el juicio da solamente una estimación. Es un valor particular obtenido de las observaciones de la muestra. No hay que confundir este concepto con el de estimador, que se refiere a la regla o método de estimar un parámetro de población.

Por ejemplo, se dice que \bar{X} es un estimador muestral de un método para estimar la media de población. El procedimiento de juzgar acerca de un parámetro de población se llama estimación estadística, que a su vez se divide en estimación puntual y estimación por intervalos.

Para poder utilizar la información que se tenga de la mejor manera posible, se necesita identificar los estadígrafos que sean buenos estimadores. Hay cuatro criterios que se suelen aplicar para determinar si un estadígrafo es un buen estimador:

- Consistencia.

La consistencia es una propiedad que ha de poseer un estimador. Un estimador consistente es el que tiende a tener una mayor probabilidad de acercarse al parámetro de la población a medida que el tamaño de la muestra crece.

- Secuencia de Sesgo.

Si se utiliza un estadígrafo muestral \bar{x} para estimar el parámetro de población μ , se dice que \bar{x} es un estimador insesgado de μ si $E(\bar{x}) = \mu$.

- Eficacia.

Para evaluar un estimador es que debe ser eficaz. La eficacia de un estimador se suele enunciar en términos relativos como se indica a continuación: Si se utiliza dos estadígrafos como estimadores del mismo parámetro, aquel cuya distribución muestral tenga menor error típico es un estimador más eficaz que el otro.

- Suficiencia.

Un estimador suficiente del parámetro μ es el que agota la información pertinente sobre μ de que se puede disponer en la muestra.

Se habla con frecuencia de límites de probabilidad siendo aquellos (superior e inferior) asignados a un valor estimado, con el objeto de indicar el intervalo dentro del cual se supone está comprendido el valor verdadero (parámetro) conforme a algún acuerdo de carácter probabilístico, generalmente denominado nivel de confianza.

Los límites de confianza son los valores Z_s y Z_i (también t_s y t_i) que forman los extremos superior e inferior respectivamente de los intervalos de confianza.

Recordemos que en alguna oportunidad se habló de dos tipos de estimación: puntual y por intervalos. El primero corresponde a un solo valor o punto que resulta de una investigación por muestreo, como por ejemplo, la media aritmética, una proporción, una razón, la varianza, etc. Al realizar una muestra se van a obtener conclusiones sobre la población, mediante la utilización de alguna medida de posición o de dispersión, pero este valor puede ser igual o diferente al del parámetro.

4.2.2. Aplicación del modelo de estadística inferencial.⁴¹

4.2.2.1. Prueba de hipótesis: La prueba de hipótesis es uno de los procedimientos más importantes de la inferencia estadística cuyo objetivo es emitir un juicio sobre la diferencia existente entre el estadístico calculado y un parámetro poblacional.

La palabra hipótesis se define como una afirmación o suposición y no un hecho establecido, que tiene que ser comprobada.

Una hipótesis estadística es una afirmación sobre una o más poblaciones, explícitamente sobre uno o más parámetros las que deben verificarse o contrastarse por procedimientos estadísticos. Las hipótesis pueden aceptarse o rechazarse.

La prueba de hipótesis es un proceso que se realiza en base a los datos de la muestra, para contrastar la veracidad o la falsedad de la hipótesis, el que denominamos prueba de hipótesis, prueba de significación o docimasia de hipótesis.

En el proceso de prueba intervienen dos tipos de hipótesis: La hipótesis nula y la hipótesis alternativa.

a. La hipótesis nula: Denotada por H_0 , es aquella hipótesis de igualdad o de no diferencia. La hipótesis nula se plantea con el propósito de rechazarla. Por lo general, es la suposición del “statu quo”.

b. La hipótesis alternativa: Denotada H_a , es aquella que está ligada a la hipótesis de trabajo de la investigación. Está planteada con el propósito de aceptarla o rechazarla.

⁴¹ Ibid.

Las dos hipótesis tanto H_0 y H_a son mutuamente excluyentes. Sus planteamientos son opuestos y al final del proceso si se acepta H_1 se rechaza H_0 y viceversa si se rechaza H_a se acepta H_0 .

- **Errores en la prueba de hipótesis.**

Al probar una hipótesis realmente se está tomando una decisión entre dos acciones, la decisión entre H_0 y H_a .

La veracidad o falsedad de una hipótesis nunca puede conocerse con una certidumbre al 100% a menos se estuviera trabajando con toda la población. Por tanto, como se trabaja con las muestras tiene en cuenta la probabilidad de llegar a una conclusión equivocada; luego hay márgenes de error.

Tenemos errores de dos tipos:

Error de tipo I. Denotado por error α , es el que se comete al rechazar la hipótesis nula cuando en realidad es la verdadera. La probabilidad de cometer el error de tipo I es " α ".

La probabilidad de cometer este error al tomar una decisión, se denomina nivel de significación(α). Los valores típicos de α son 0.01 o el 1% y 0.05 o 5%.

Error de tipo II. Denotado por error β , es el que se comete al aceptar la hipótesis nula cuando en realidad es falsa. La probabilidad de cometer el error de tipo I es " β ".

La probabilidad de cometer este error al tomar una decisión, se denomina nivel de significación(β). Los valores típicos de β son 0.01 o el 1% y 0.05 o 5%.

Resumimos estos errores en la tabla:

Tabla 5. Errores en prueba de hipótesis

ALTERNATIVA	HIPÓTESIS NULA	
	VERDADERA	FALSA
ACEPTAR H_0	ES CORRECTA	ERROR DE TIPO II (β)
RECHAZAR H_0	ERROR DE TIPO I (α)	ES CORRECTA

- **Estadística de prueba.**

Es el valor de una estadística calculada con los datos de la muestra. La estadística de prueba es una estadística muestral o una transformación de ella en función a la distribución de dicha estadística. Una estadística de prueba tiene la siguiente constitución:

$$\text{Estadística de prueba} = \frac{\text{Estadística relevante} - \text{Parámetro supuesto}}{\text{Error estándar de la estadística relevante}} \quad \text{Ec. 43.}$$

o simplemente
$$E.P. = \frac{\text{Estadístico} - \text{Parámetro}}{\text{Error estándar}} \quad \text{Ec. 44.}$$

Ejemplo.

La estadística de prueba para la media poblacional es:

$$E.P. = \frac{\bar{X} - \mu_0}{\sigma_{\bar{x}}} \quad (\text{Ec. 45}). \quad \text{Para una distribución normal se tiene } \sigma_{\bar{x}} = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \quad (\text{Ec. 46}).$$

- **Etapas de una prueba de hipótesis estadística.**

1º Fijar H_0 y H_1

2º Fijar el nivel de significación α

3º Fijar la estadística de prueba (E.P.).

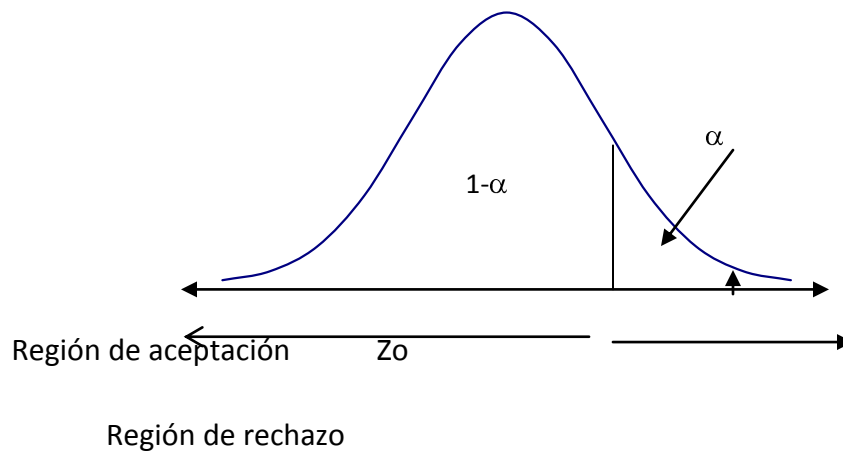
4º Se determinan las regiones de rechazo y de aceptación

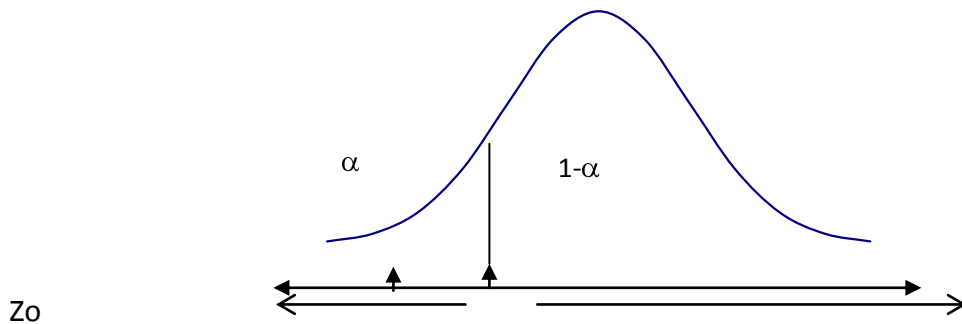
5º Se determina el valor de la estadística de prueba (E.P.)

6º Se compara la estadística de prueba con los valores críticos (en el eje Z)

En base a la comparación se toma la decisión de rechazar o no la hipótesis nula. Si se rechaza la hipótesis se acepta la hipótesis alternativa.

Figura 30. Prueba de hipótesis unilaterales o de una cola.





Región de rechazo Z_0 Región de aceptación Z .

4.2.3. Comparación estadística y discusión de resultados. En primer lugar, tenemos los resultados de la corrida en el software PC-Pump y los resultados de los cálculos realizados por la macro de Excel para validar los modelos matemáticos que seleccionamos y cuyos resultados encontramos en las tablas 3 y 4 (presión de entrada de la bomba, presión de descarga de la bomba, presión de levantamiento neto, pérdidas de flujo, Presión de carga de la bomba, máxima carga axial de las varillas, máximo torque en las varillas, máximo esfuerzo combinado de las varillas, fuente primaria de energía.) debemos recordar que para validar un modelo se utilizan, por lo general, tres pruebas:

1. Se construye el modelo y se analiza para estar seguro de que tiene apariencia de certeza, es decir, que tiene parecido o describe al sistema original.
2. Se efectúa una o más pruebas con el modelo y se pregunta si los resultados parecen razonables.
3. Se busca directamente relacionada o involucrada en el sistema original y se le pide que compare los resultados del modelo con las respuestas actuales del sistema.

Fue necesario realizar una comparación entre estos resultados, así que por cada variable se calculó el error porcentual en cada uno de los resultados obtenidos por modelo en cada pozo, tomando como medida teórica el resultado de la corrida del PC-PUMP. Y como medida experimental el resultado obtenido del cálculo realizado por la macro de Excel. Ejecutando el cálculo del error obtenemos la siguiente tabla:

Tabla 6. Resultados de los cálculos de error porcentual, varianza y desviación estándar

Tabla de Errores	POZO 1	3.4	3.4	3.4	20.4	5.8	6.5	3.4	1.9	4.3
	POZO 2	3.9	3.5	3.5	22.0	5.7	6.2	3.7	1.2	6.3
	POZO 3	3.3	3.5	3.5	22.6	5.5	6.7	3.5	1.6	8.4
	POZO 4	3.2	3.6	3.7	23.8	5.7	6.2	3.7	1.7	5.6
	POZO 5	3.1	3.4	3.4	28.5	5.4	6.5	3.3	1.5	3.2
	POZO 6	3.3	3.6	3.6	29.1	5.7	6.7	3.6	1.7	5.8
	POZO 7	3.8	3.6	3.5	23.2	5.8	6.4	3.3	1.5	1.2
	POZO 8	3.6	3.8	3.8	22.5	5.4	6.3	3.8	1.8	1.1
	POZO 9	3.7	3.7	5.4	29.8	5.3	6.4	3.4	1.7	4.5
	POZO 10	3.9	3.6	3.4	26.1	5.7	6.3	3.8	1.4	7.1
Promedio de Error		3.5	3.6	3.7	24.8	5.6	6.4	3.5	1.6	4.7
Varianza		0.080	0.013	0.310	9.885	0.028	0.023	0.032	0.039	5.140
desviación Estándar		0.28	0.11	0.56	3.14	0.17	0.15	0.18	0.20	2.27

Además de los cálculos de error porcentual, también fue necesario calcular el promedio del error, la varianza y la desviación estándar, ellos serán necesarios para realizar la prueba de hipótesis con la cual completaremos el proceso de validación.

Se efectuaron las pruebas de hipótesis para cada uno de los modelos que queríamos evaluar, teniendo en cuenta los pasos a realizar este tipo de pruebas se formularon las hipótesis nula y alternativa, se aplicó el método con los siguientes parámetros:

Problema: Se desea saber que modelos matemáticos sirven para realizar un diseño de un sistema PCP, para esto el necesita que el Error porcentual entre los cálculos hechos por la macro de Excel y el Software comercial PC-PUMP sea menor o igual al 8%.

Se formuló la hipótesis nula H_0 :

El error porcentual entre los cálculos es menor o igual al 8%.

$$\mu \leq 0.08$$

Se formuló la hipótesis Alternativa H_a :

El error porcentual entre los cálculos es mayor al 8%.

$$\mu > 0.08$$

Luego el paso a seguir fue el determinar un nivel de significancia, se puede asignar valores desde 0.05 a 0.1. Teniendo en cuenta esto, el nivel de significancia asignado fue: $\alpha = 0.1$.

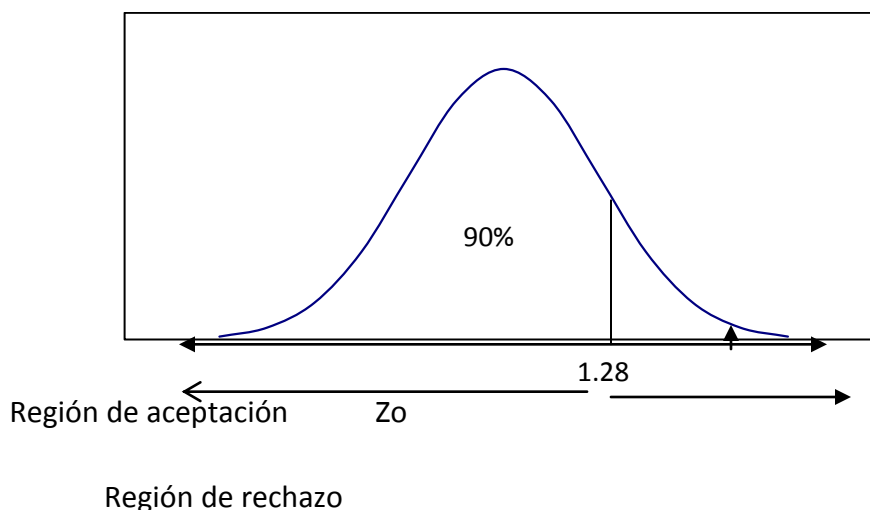
Esto quiere decir que el nivel de confianza asignado es del 90%, después de asignados los niveles de significancia y de confianza, hallamos los valores críticos de Z para pruebas de hipótesis de una cola, lo podemos hacer empleando la siguiente tabla:

Tabla 7. Tabla para hallar valores críticos de z dependiendo del nivel de significancia.

Nivel de significación	0.10	0.05	0.010	0.005	0.002
Valores críticos de z para pruebas a una cola	-1.28 o 1.28	-1.645 o 1.645	-2.33 o 2.33	-2.58 o 2.58	-2.88 o 2.88
Valores críticos de z para pruebas a dos colas	-1.645 y 1.645	-1.96 y 1.96	-2.58 y 2.58	-2.81 y 2.81	-3.08 y 3.08

Seleccionamos el valor de Z, para un nivel de significancia, el valor crítico de Z para nuestra prueba de una cola será de 1.28.

Figura 31. Regiones de aceptación para pruebas de hipótesis aplicada a los modelos matemáticos.

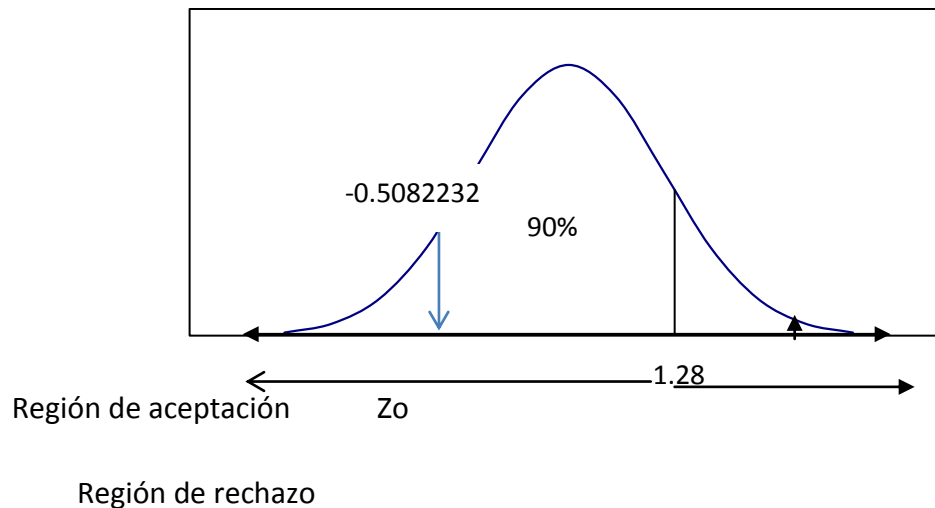


El siguiente paso es calcular el estadístico de prueba, para estos cálculos se tienen en cuenta el promedio considerado para la hipótesis nula, la media de la muestra tomada por cada variable que vamos a analizar, la desviación estándar de la muestra por cada variable y el número de elementos muestreados que para este estudio es 10, por los pozos seleccionados. Con estos parámetros calculamos la desviación estándar típica y el valor de Z tipificado que es el que me va a mostrar si está dentro de la región de aceptación o de rechazo la hipótesis nula.

Las pruebas de hipótesis fueron realizadas para cada una de los resultados obtenidos por los modelos matemáticos estudiados dando los siguientes resultados.

a. Modelo para calcular la Presión de entrada de la bomba (Ecuación 20).

Figura 32. Resultados de la prueba de hipótesis aplicada al cálculo de la presión de entrada de la bomba.



Para este modelo cuando se aplicó la prueba de hipótesis se obtuvo un valor de Z tipificado del -0.5082232 , con este valor se puede determinar, que la hipótesis nula es **ACEPTADA**.

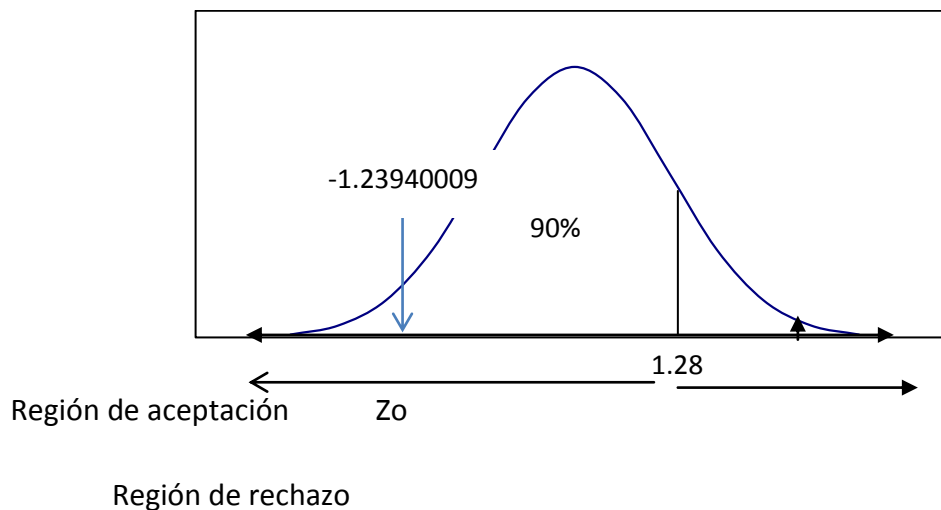
Lo que quiere decir que este modelo comparado contra el modelo que emplea el software comercial PC-Pump. Puede ser utilizado para realizar el cálculo de presión de entrada de la bomba.

El error porcentual que se obtuvo en promedio fue del 3.5%, pudo presentarse en el proceso medio para determinar las presiones equivalentes a las columnas hidrostáticas de líquido o de gas, puesto que el PC-PUMP, puede utilizar métodos diferentes al que se usó para calcularlos, también en el cálculo de la presión

equivalente a las pérdidas de en los equipos auxiliares pudo influir en valor del error porcentual.

b. Modelo para el cálculo de la presión de descarga de la bomba (Ecuación 21).

Figura 33. Resultados de la prueba de hipótesis aplicada al cálculo de la presión de descarga de la bomba.



Para este modelo cuando se aplicó la prueba de hipótesis se obtuvo un valor de Z tipificado de -1.23940009 , con este valor se puede determinar, que la hipótesis nula es **ACEPTADA**.

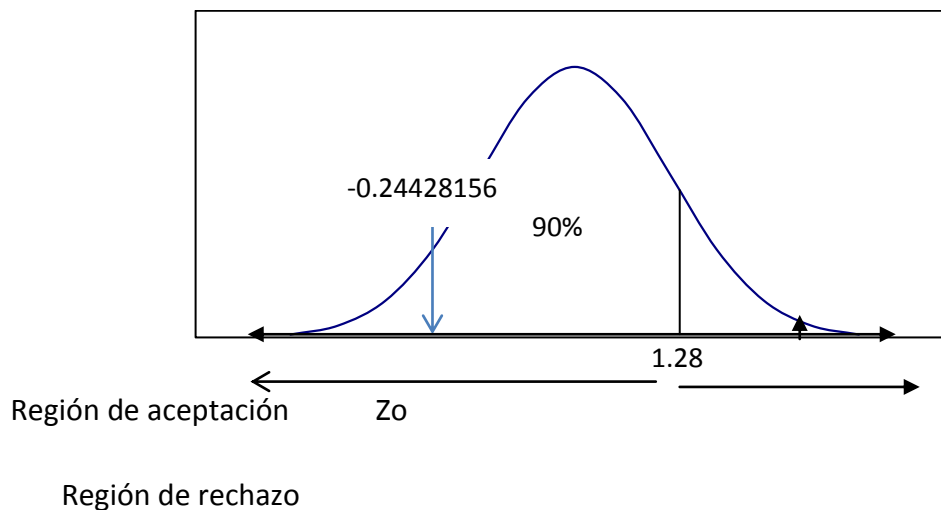
Lo que quiere decir que este modelo comparado contra el modelo que emplea el software comercial PC-Pump. Puede ser utilizado para realizar el cálculo de presión de descarga de la bomba.

El error porcentual que se obtuvo en promedio fue del 3.6%, pudo presentarse en el cálculo de la presión equivalente a la columna hidrostática de los fluidos y en el cálculo de las pérdidas por fricción en la tubería. Es necesario que para calcular estas pérdidas de presión, utilicemos software que existe en la industria para que podamos tener un cálculo lo más cerca posible a la realidad, ya que para efectos

de este estudio, los cálculos fueron realizados manualmente, hecho que pudo haber contribuido al aumento del error.

c. Modelo para el cálculo de la presión de levantamiento neto (Ecuación 10).

Figura 34. Resultados de la prueba de hipótesis aplicada al cálculo de la presión de levantamiento neto.



Para este modelo cuando se aplicó la prueba de hipótesis se obtuvo un valor de Z tipificado de -0.24438156, con este valor se puede determinar, que la hipótesis nula es **ACEPTADA**.

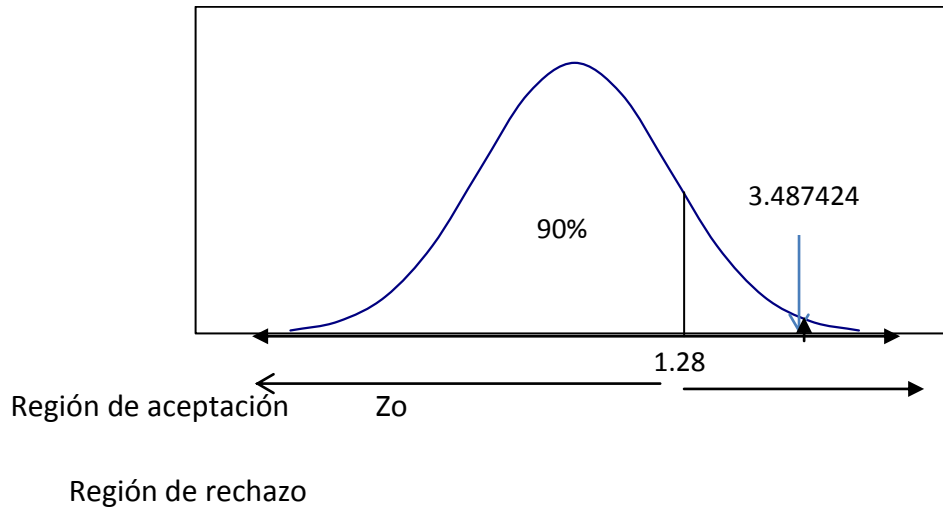
Lo que quiere decir que este modelo comparado contra el modelo que emplea el software comercial PC-Pump. Puede ser utilizado para realizar el cálculo de presión de levantamiento neto.

El error porcentual que se obtuvo en promedio fue del 3.6%, pudo presentarse porque en los cálculos de la presión de entrada y la presión de descarga, hubo errores en el cálculo o simplemente no se utilizaron los mismos modelos para calcular los parámetros para hallar estos valores. Las constantes para hallar las

presiones equivalentes para las presiones hidrostáticas pudo ser el factor que influyó en el error de cálculo.

d. Modelo para el cálculo de las pérdidas de flujo (Ecuación 25).

Figura 35. Resultados de la prueba de hipótesis aplicada al cálculo de las pérdidas de flujo.



Para este modelo cuando se aplicó la prueba de hipótesis se obtuvo un valor de Z tipificado de 3.487424, con este valor se puede determinar, que la hipótesis nula es **RECHAZADA**, ya que el valor del Z tipificado está claramente en la región de rechazo

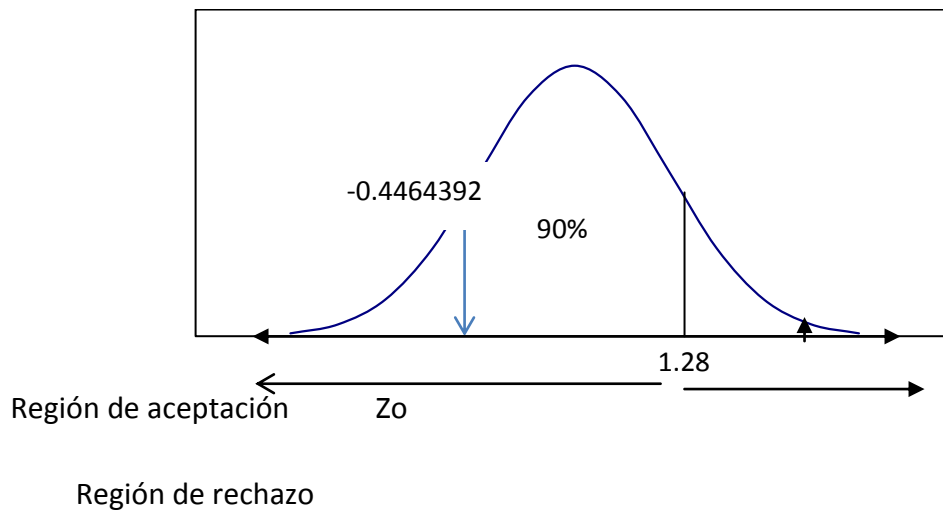
Lo que quiere decir que este modelo comparado contra el modelo que emplea el software comercial PC-Pump. No es recomendado para realizar el cálculo de las pérdidas de flujo.

El error porcentual que se obtuvo en promedio fue del 24.8%, bastante alejado para el error permitido para que podamos aceptar este modelo como funcional. El modelo escogido fue el del cálculo de las pérdidas de fricción tomando en cuenta la variación en las viscosidades de fondo y de superficie. Para este cálculo se

utilizaron correlaciones para el cálculo de las viscosidades que pueden ser diferentes a las utilizadas por el PC-Pump. Factor, que pudo influir en el aumento del error de cálculo. Hay que tener en cuenta, que este modelo no tomó en cuenta el régimen de flujo, ni el factor de rugosidad del material, parámetros que si pueden ser tomados en cuenta por el PC-Pump. Como conclusión, este modelo es rechazado.

e. Modelo para el cálculo de la presión de carga de la bomba (Ecuación 31).

Figura 36. Resultados de la prueba de hipótesis aplicada al cálculo de la presión de carga de la bomba.



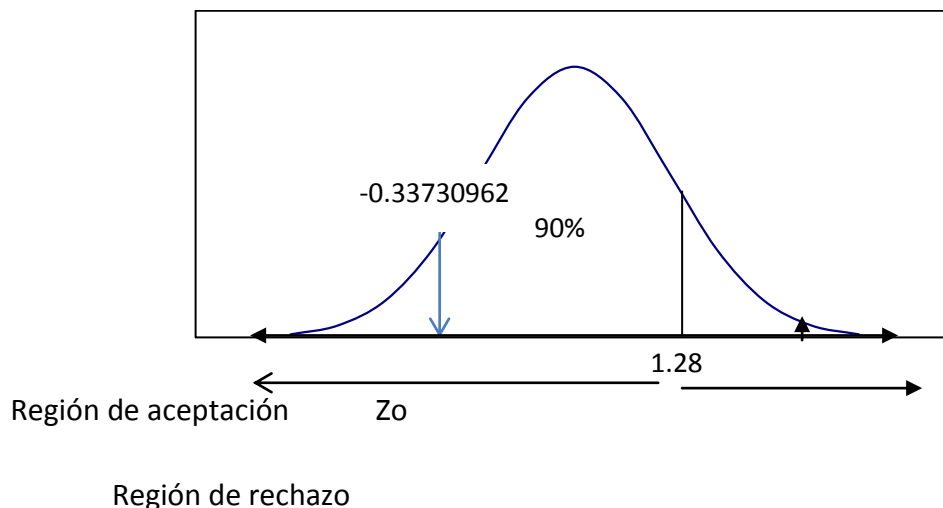
Para este modelo cuando se aplicó la prueba de hipótesis se obtuvo un valor de Z tipificado de -0.4464392, con este valor se puede determinar, que la hipótesis nula es **ACEPTADA**, ya que el valor del Z tipificado está claramente en la región de aceptación.

Lo que quiere decir que este modelo comparado contra el modelo que emplea el software comercial PC-Pump. Se puede utilizar para realizar el cálculo de la presión de carga de la bomba.

El error porcentual que se obtuvo en promedio fue del 5.6%, este modelo tiene muchas variables en los cuales se pudo haber cometido errores al determinarlas antes de introducirlas al modelo. Además de los errores asociados al cálculo de la presión de carga y descarga de la bomba, están el del cálculo de la excentricidad de la bomba. Es importante que para emplear este modelo, se tengan muy bien referenciadas las especificaciones de la bomba (como los diámetros nominales), datos que podemos encontrar fácilmente en los catálogos de producto.

f. Modelo para el cálculo de la carga axial en la sarta de varillas (Ecuación 30).

Figura 37. Resultados de la prueba de hipótesis aplicada al cálculo de la carga axial en la sarta de varillas.



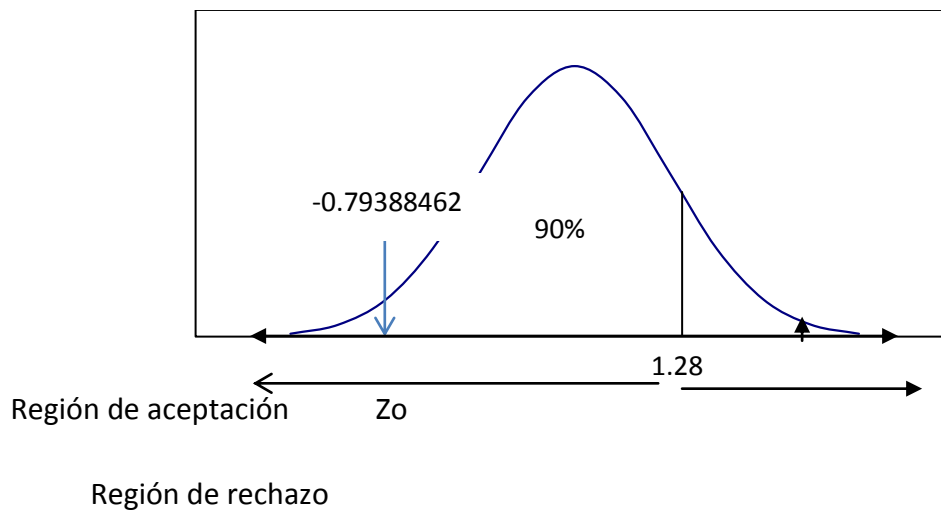
Para este modelo cuando se aplicó la prueba de hipótesis se obtuvo un valor de Z tipificado de -0.33730962, con este valor se puede determinar, que la hipótesis nula es **ACEPTADA**, ya que el valor del Z tipificado está claramente en la región de aceptación.

Lo que quiere decir que este modelo comparado contra el modelo que emplea el software comercial PC-Pump. Se puede utilizar para realizar el cálculo de la presión de carga axial sobre la sarta de varillas.

El error porcentual que se obtuvo en promedio fue del 6.4%, en este resultado el error obtenido en la carga axial de la presión sobre la bomba y el error que pudo obtenerse en el cálculo de las fuerzas ascendentes, pudo haber influenciado en el que se obtuvo en el cálculo total.

g. Modelo para el cálculo del torque total sobre la sarta de varillas (Ecuación 33).

Figura 38. Resultados de la prueba de hipótesis para el cálculo del torque total sobre la sarta de varillas.



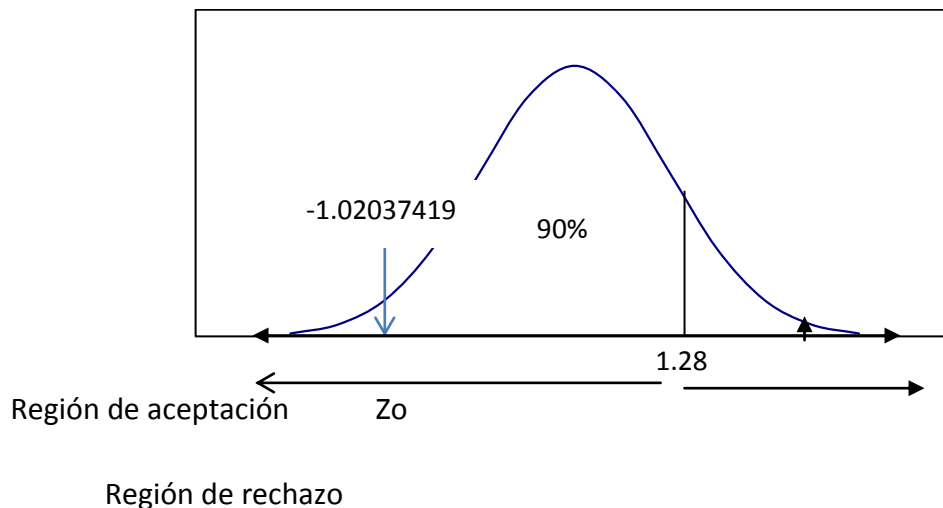
Para este modelo cuando se aplicó la prueba de hipótesis se obtuvo un valor de Z tipificado de -0.79388462, con este valor se puede determinar, que la hipótesis nula es **ACEPTADA**, ya que el valor del Z tipificado está claramente en la región de aceptación.

Lo que quiere decir que este modelo comparado contra el modelo que emplea el software comercial PC-Pump. Se puede utilizar para realizar el cálculo de la torque total sobre la sarta de varillas.

El error porcentual que se obtuvo en promedio fue del 3.5%, esto puede ser asociado al cálculo del torque de fricción y el torque hidráulico de la bomba, ya que estos valores son leídos y calculados directamente de la prueba de la bomba realizados en banco, es posible que no correspondan a los mismo valores utilizados por el PC-Pump, pero estos valores para las bombas de la misma referencia pueden llegar a ser muy parecidos, por ende el error en el resultado no puede ser tan amplio. Además, hay que tener en cuenta el cálculo de torque resistencia en cada varilla realizado por en la ecuación 26.

h. Modelo para el cálculo del esfuerzo combinado (Ecuación 34).

Figura 39. Resultados de la prueba de hipótesis aplicada al cálculo del esfuerzo combinado.



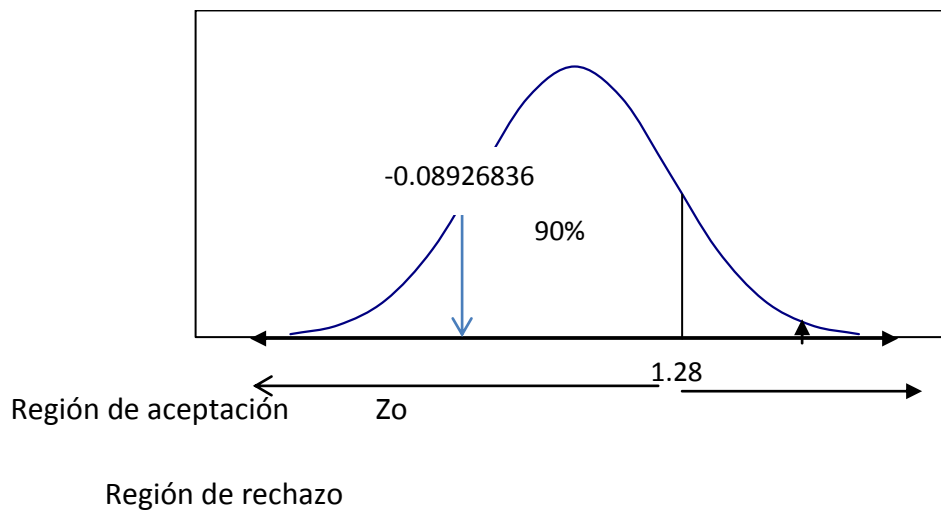
Para este modelo cuando se aplicó la prueba de hipótesis se obtuvo un valor de Z tipificado de -1.02037419, con este valor se puede determinar, que la hipótesis nula es **ACEPTADA**, ya que el valor del Z tipificado está claramente en la región de aceptación.

Lo que quiere decir que este modelo comparado contra el modelo que emplea el software comercial PC-Pump. Se puede utilizar para realizar el cálculo del esfuerzo combinado.

El error porcentual que se obtuvo en promedio fue del 1.6%, el error es bajo porque muy posiblemente es el mismo modelo utilizado por el PC-Pump para el cálculo del esfuerzo combinado, este error puede presentarse por una corrección de las constantes empleadas por el software en su última actualización.

i. Modelo para el cálculo de la fuente primaria de energía (Ecuación 42).

Figura 40. Resultados de la prueba de hipótesis aplicada al cálculo de la fuente primaria de energía.



Para este modelo cuando se aplicó la prueba de hipótesis se obtuvo un valor de Z tipificado de -0.08926836, con este valor se puede determinar, que la hipótesis nula es **ACEPTADA**, ya que el valor del Z tipificado está claramente en la región de aceptación.

Lo que quiere decir que este modelo comparado contra el modelo que emplea el software comercial PC-Pump. Se puede utilizar para realizar el cálculo de la fuente primaria de energía.

El error porcentual que se obtuvo en promedio fue del 4.7%, este error es asociado al error que se obtuvo al calcular el torque total en la sarta de varillas y también en la eficiencia de la transmisión de potencia que asignamos debido a la implementación de un cabeza.

Podemos concluir que de los 9 modelos seleccionados descritos en el capítulo 3 (sección 3.3) solo uno fue rechazado pues no superó el proceso de validación, y el error porcentual promedio fue superior al 8%, suficientes razones para ser rechazada la hipótesis nula planteada en la prueba de hipótesis para este modelo.

Tabla 8. Resultados de la Prueba de hipótesis aplicada a los modelos matemáticos evaluados.

Modelos Evaluados	Resultados de la prueba de hipótesis
Presión de entrada de la bomba (Ecuación 20).	ACEPTADO
Presión de descarga de la bomba (Ecuación 21).	ACEPTADO
Cálculo de la presión de levantamiento neto (Ecuación 10)	ACEPTADO
Cálculo de las pérdidas de flujo (Ecuación 25).	RECHAZADO
Presión de carga de la bomba (Ecuación 31).	ACEPTADO
Cálculo de la carga axial en la sarta de varillas (Ecuación 30).	ACEPTADO
Cálculo del torque total sobre la sarta de varillas (Ecuación 33).	ACEPTADO
Cálculo del esfuerzo combinado (Ecuación 34).	ACEPTADO
Cálculo de la fuente primaria de energía (Ecuación 42).	ACEPTADO

CONCLUSIONES

Al revisar la información bibliográfica acerca de diseños, operación, mantenimiento y control de sistemas de bombeo por cavidades progresivas y los métodos de evaluación de modelos matemáticos se pudo concluir que así como sucede con cualquier método de sistema de levantamiento artificial para diseñar un sistema PCP se deben tener en cuenta todas las limitaciones que se ofrece en el entorno en el que serán instalados y en el cual se van a operar.

Al realizar un procedimiento general para el diseño de sistemas PCP en el cual conozcamos todas las consideraciones, es vital tener en cuenta que cada uno de los componentes del sistema sean compatibles con las condiciones del pozo y con el ambiente en el cual va a operar, de ser así se tendrá una mayor probabilidad de éxito si se utiliza un criterio de selección de componentes acorde a las limitaciones presentes.

Se puede concluir que un diseño manual puede ser desarrollado como una aproximación y solo debe ser realizado de esta manera luego de tener un conocimiento completo de todos los factores o variables que intervienen y contar con estadísticas de desempeño de los equipos correctamente diseñados e instalados en el campo, por esta razón, después de revisar todos los modelos descritos en cursos, artículos y libros, los modelos matemáticos que fueron seleccionados para ser evaluados en este trabajo contaban en su estructura y desarrollo con los parámetros de operación y dimensionamiento de los componentes del sistema más cercanos a la realidad y describen los fenómenos y los principios de operación de los sistemas PCP de una forma más acertada.

Al analizar los modelos matemáticos y su proceso de validación se pudo concluir que es necesario asignar un nivel de certeza adecuada a los resultados del

modelo es decir, asegurarse de que contiene todos los parámetros, variables y relaciones funcionales necesarias para que dé respuestas concretas.

Los valores que obtenemos al momento de realizar el proceso de diseño con el PC – PUMP y con la macro de Excel, son valores estimados inicialmente, ya que muchos de estos parámetros varían con respecto a la realidad. Por esta razón, es recomendable realizar un rediseño con las condiciones reales de operación del pozo ya instalado para poder analizar la oportunidad de realizar una optimización del sistema.

Después de realizadas las pruebas de hipótesis estadística, los modelos que fueron evaluados pueden ser utilizados en un futuro para la construcción de un software, salvo el modelo para el cálculo de las pérdidas por fricción, que no superó el proceso de validación y la hipótesis planteada en la prueba fue rechazada. Los modelos aceptados fueron los que presentaban diferencia de errores porcentuales menores 8%.

La diferencia de errores porcentuales en los cálculos se pudo presentar debido a las diferentes consideraciones tomadas para el desarrollo de cada uno de los modelos, tanto los del PC-PUMP como los evaluados en este trabajo, Teniendo en cuenta además, que algunas de las variables debieron ser calculadas y también las consideraciones necesarias para estos cálculos fueron diferentes a las utilizadas por el software.

RECOMENDACIONES

Para realizar el proceso de validación de los modelos matemáticos es recomendable utilizar información precisa a la hora de alimentar a los modelos con cada una de las variables, ya que de la calidad de los datos de entrada depende el éxito del proceso. De ser posible, se debe contar con la ayuda de herramientas especializadas que existan en la industria para realizar los cálculos necesarios para adquirir las variables necesarias y así asignar un nivel de certeza a los resultados de los modelos.

En la selección de la bomba por cavidades progresivas, los dos requisitos más importantes son que la bomba debe tener una suficiente capacidad de desplazamiento, suficiente presión para proporcionar el levantamiento neto y la tasa de fluido necesarias previstas para la aplicación. En consecuencia, es esencial que cierta información esté disponible en relación con las condiciones previstas de producción, las posibles fuentes de datos incluyen experiencias de campos existentes, simulación de yacimientos o los datos de las curvas IPR. En muchos casos, puede ser necesario suposiciones iniciales sobre algunos parámetros como lo son la profundidad de ubicación de la bomba y el tamaño de la tubería de producción.

Es indispensable tener en cuenta cada uno de los componentes del BHA y de la sarta de tubería y varilla, junto con el coeficiente de rugosidad del material de cada uno de ellos y el efecto del movimiento del fluido del sistema, para obtener resultados de las pérdidas de fluido más acertadas y que nos puedan ayudar a obtener resultados concretos a la hora de realizar un diseño o una optimización de un sistema PCP.

Es recomendable realizar un rediseño con las condiciones reales de operación de los pozos ya instalados para poder analizar la oportunidad de realizar una optimización del sistema.

Se recomienda hacer una comparación de los resultados de las corridas del PC-Pump. Y de cada uno de los modelos evaluados en este estudio contra los resultados adquiridos de los monitoreos remotos para evaluar que tan cerca están estos modelos a la realidad y asignarle un nivel de confianza a los mismos.

BIBLIOGRAFÍA

API STD 11D2. Progressing cavity pump systems for artificial lift – Pumps. First edition, October 2010.

API STD 11D3. Progressing cavity pump systems for artificial lift – Surface –drive systems. First edition, June 2008.

BROWN, Kermit E., The technology of artificial lift methods. 1984.

CANAVOS, George. Probabilidad y estadística, aplicaciones y métodos. Mc Graw Gill 1995.

C-FER, Technologies. PC–PUMP, An interactive design & evaluation tool for progressing cavity pumping systems, user guide version 2.671. 1999.

CHACÍN, Nelvy, Bombeo de cavidad progresiva. 2003.

CHAPRA S.C., Métodos numéricos para ingenieros. Mc Graw Hill.

CIULLA, Francesco. Principios fundamentales para el diseño de sistemas con BCP. 1999.

GARCÍA, Jorge L., Bombeo de cavidad progresiva Impulsado por sarta de bombeo. Monografía para obtener el título de especialista en producción de hidrocarburos, UIS 2010.

HIRSHFELDT, Marcelo. Manual de bombeo de cavidades progresivas. 2008.

SAMUEL, Roberto; SAVETH, Ken. Progressing cavity pump (PCP): design, new equations for optimal, SPE 39786. 1998.

SKOCZYLAS, Paul. Progressing cavity pumping systems: Design, operation and performance. 2002.

ANEXOS

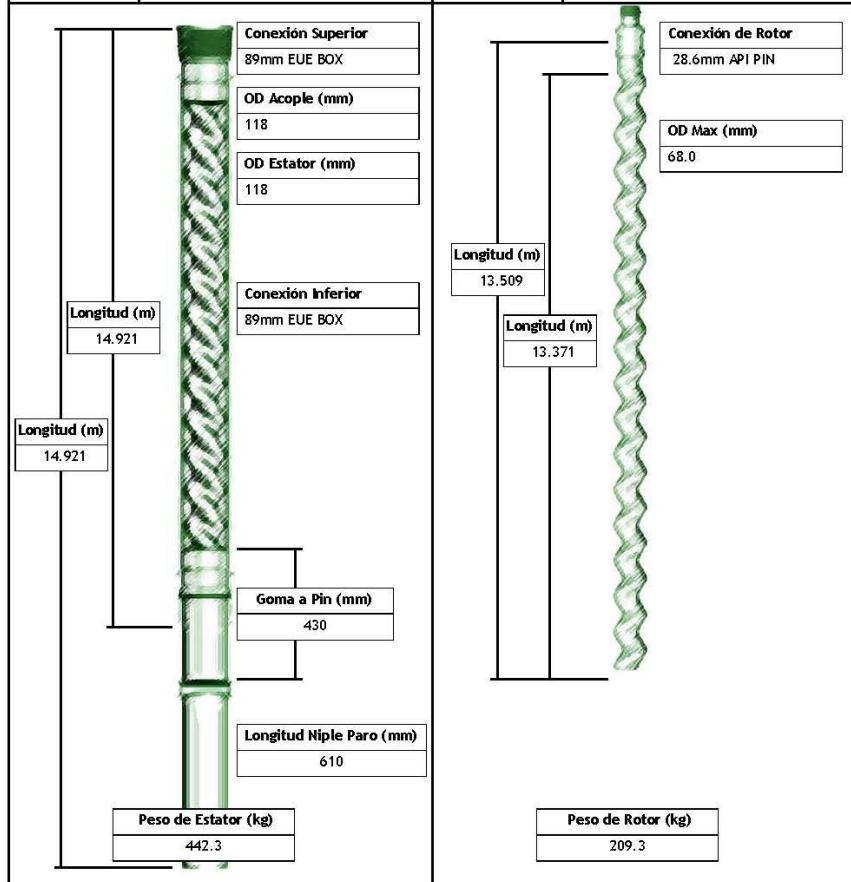
ANEXO A. Especificaciones de las bombas PCM 400 TP 1800 Y TA 85 – 1800



ESPECIFICACIONES DE BCP

Detalles de BCP				
Modelo	Volumen	Levantamiento	Elastómero	Código de Longitud de Rotor
	(m ³ /day/100rpm)	(m)		
085-1800	85	1800	HN	S

Detalles del Estator		Detalles del Rotor	
Número	S 08518SHN089EB	Número	R08518S029AP
Descripción	S TATOR 085-1800 S HN 89mm EUE BOX WE	Descripción	ROTOR 085-1800 S 28.6mm API PIN





17 rue Ernest Laval - BP 35 - 92173 Vanves Cedex France
 Tel (33) 1 45 08 15 15 - Fax (33) 1 41 08 15 99
 http // www.pcmpompes.com - Email oil@pcmpompes.com

PCM MOINEAU OILFIELD

Specifications 400 TP 1800

ISO 400/18

ROTOR			PUMP ASSEMBLY		
TOTAL LENGTH	12.210 m	40' 0.7"	Nb OF STAGES (2)	30	
LENGTH OF HELIX	11.990 m	39' 4.05"	HEAD CAPABILITY	1800 m	5900 ft
CREST TO CREST DIAM (1)	57 mm	2.24"	DISPLACEMENT	560 cc	
HEAD DIAM (1)	57.5 mm	2.26"	CAPACITY PER RPM	0.806m3/d	5.07 bpd
THREAD	1 9/16" API	1 1/8" rod	VOLUME AT 500 RPM	403 m3/d	2534 bpd
			O.D.	109 mm	4.29"
STATOR			STOP BUSHING		
Nb OF ELEMENTS	4		STAND-OFF LENGTH	0.3m	1 ft
LENGTH	11.532 m	37' 9.72"			
O.D.	109 mm	4.29"			
THREADS	4" NU male				

(1) Largest of the two is rotor O.D.

(2) Stage defined as equivalent to one pitch length of stator.

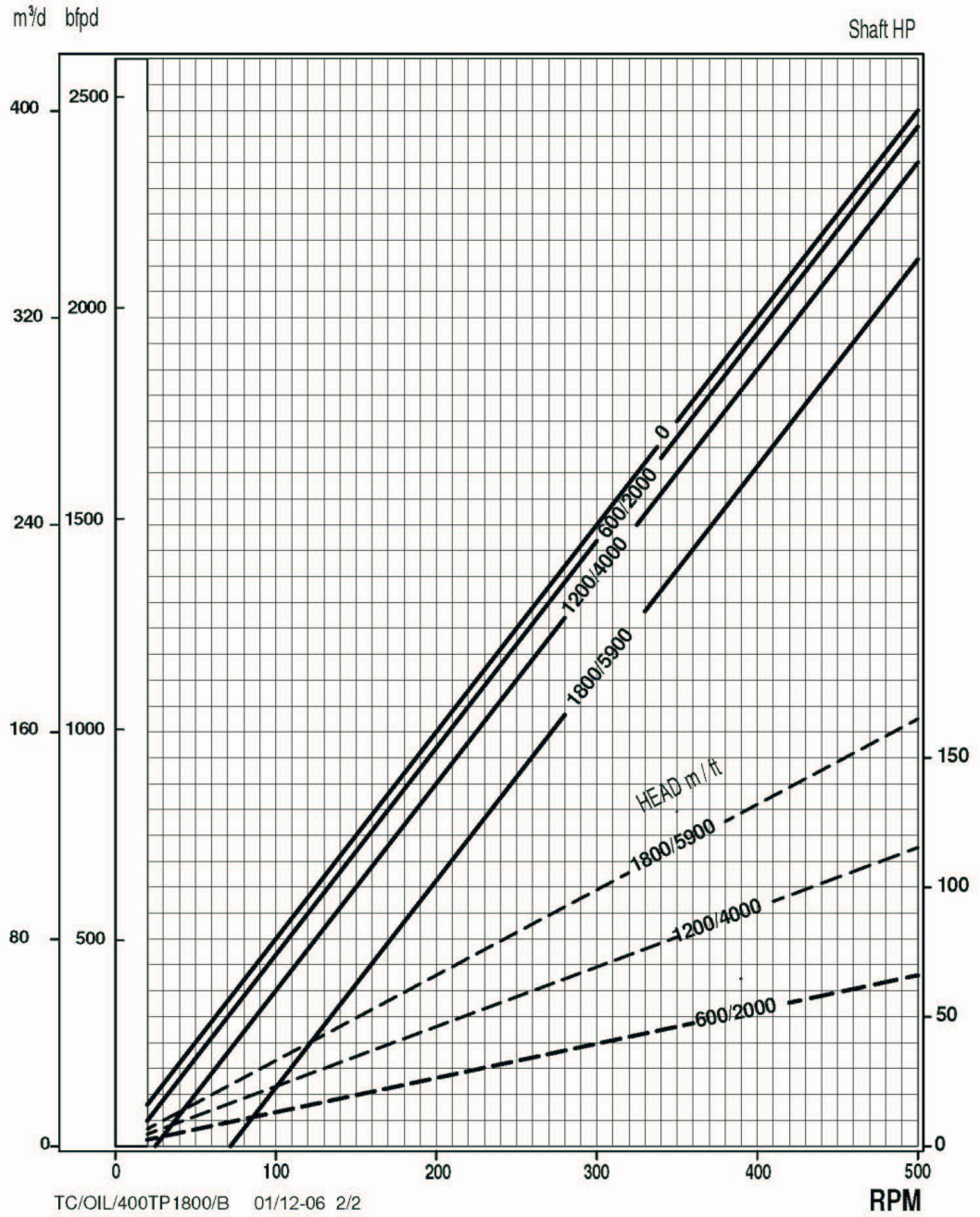
COMPATIBILITY PUMP - ROD - TUBING			
Tubing size Max. weight Min. I.D.	Rod size and Type of lower coupling	Radial clearance between tubing and rod - rotor connection	Requirement for tubing - stator connection
3" 1/2 9.30 lbs/ft 76.0 mm 2.99"	1 1/8" std 1" std	 négative	4" NU x 4' pup joint and one 4" NU x 3 1/2" EUE cross over
4" 9.5 lbs/ft 90.1 mm 3.56 in	1 1/8" std	5.4 mm 13/64"	

Important recommendation : never use a rod centralizer at top of rotor, install a pup joint above the stator and a 12' pony rod above the rotor

TC/OIL/400TP1800/B 01/12-06 1/2



Performance chart 400 TP 1800





PRUEBA RENDIMIENTO PCP A DIFERENTES CABEZAS DE PRESION Y RPM RH 53.02

FECHA DE PRUEBA: 08/12/2011

No. CONSECUTIVO DE PRUEBA: _____

I. INFORMACION DE LA PCP

MODELO	400 TP 1800	FABRICANTE	PCM	COND PCP	NUOVA	TALLA DE ROTOR	W09	TORQUE MOTOR	TORQUE GEAR
DEZPLAZAMIENTO (m3/D/RPM)	400	CABEZA (m)		1800				375.1428571	2873.594286
ELASTOMERO	159	DESPL NOM BFD/RPM	5.03	CABEZA NOM PSI	2556.43	SN ROTOR:	AM 529		
NUMERO ELEMENTOS ESTATOR	4.00	SN ESTATOR	LFG 839	LFL011	LFG 831	LFG 813			

II. INFORMACION CONDICIONES DE LA PRUEBA

VOL PRUEBA LT	60	TEMP PRUEBA ° F	125	CONST	0.3774
---------------	----	-----------------	-----	-------	--------

III. RESULTADOS DE LA PRUEBA

RPM	BFPD / RPM	BFPD	HEAD (PSI)	% EF VOL	% EF NOM	TIEMPO (SEG)	TORQUE LB X FT	% TORQUE
150	4.95	742.26	0 PSI	100.00%	98.34%	43.9	141	4.9%
150	4.49	673.71	639 PSI	90.76%	89.28%	48.4	336	11.7%
150	3.46	519.39	1278 PSI	69.97%	68.81%	62.8	592	20.6%
150	1.96	294.64	1917 PSI	39.69%	39.03%	110.7	868	30.2%
150	#DIV/0!	#DIV/0!	2556 PSI	#DIV/0!	#DIV/0!		0	
RPM	BFPD / RPM	BFPD	HEAD (PSI)	% EF VOL	% EF NOM	TIEMPO (SEG)	TORQUE LB X FT	% TORQUE
300	5.02	1,506.81	0 PSI	100.00%	99.82%	21.6	141	4.9%
300	4.65	1,395.86	639 PSI	92.64%	92.47%	23.4	336	11.7%
300	3.54	1,061.78	1278 PSI	70.47%	70.34%	30.7	592	20.6%
300	2.44	732.59	1917 PSI	48.62%	48.53%	44.5	868	30.2%
300	1.12	335.74	2556 PSI	22.28%	22.24%	97.1	1170	40.7%

IV. CONFORMIDAD Y LIBERACION DE EQUIPOS

CONFORMIDAD DE LA PCP: SI NO

Se requiere adjuntar a la prueba, grafico de curvas de rendimiento a las rpm de la prueba, certificado de trazabilidad de ensamble (cuando aplique), información suministrada por el proveedor.

QUIEN REALIZA		QUIEN VERIFICA		VISTO BUENO CALIDAD	
NOMBRE	DANIEL ARTURO CAMARGO MALAVER	NOMBRE		NOMBRE	
CARGO	ING. PRUEBAS BOMBAS PCP	CARGO		CARGO	

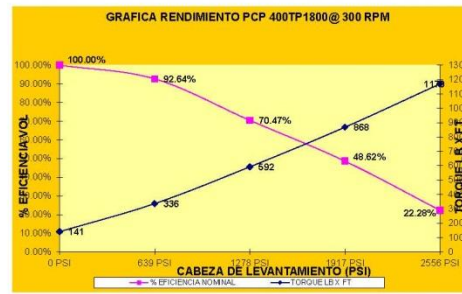
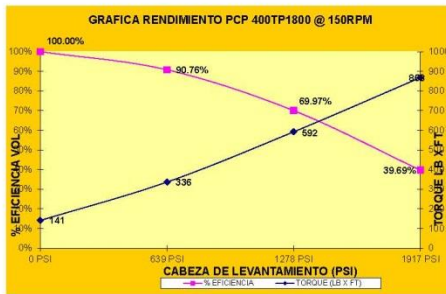
TDA Certifica que los productos aquí descritos fueron ensablados (cuando aplique) y probados en concordancia con los estándares de calidad establecidos en la empresa y que a su vez se ha revisado y verificado la información suministrada por los proveedores sobre los equipos.



PRUEBA RENDIMIENTO PCP A DIFERENTES CABEZAS DE PRESION Y RPM
RH 53.02

FECHA DE PRUEBA 08/12/2011

No. CONSECUTIVO DE PRUEBA:



ANEXO C. Datos de entrada de los pozos utilizados para la validación de los modelos matemáticos.

1. DATOS DE ENTRADA POZO 1.

Tabla C1. Datos de entrada pozo 1.

PARAMETROS	
Indice de Productividad	BF/PSI
Presión estática de yacimiento	PSI
Producción deseada	240-700 Bbl/D
Nivel dinámico del fluido	3070 ft
Profundidad de asentamiento de la bomba	3780 ft
BSW	65%
GOR	50 SCF/STB
Gravedad API	21 °API
Punto de Burbuja	PSI
Presión en cabeza de pozo	300 psi
Temperatura en cabeza de pozo	90 °F

Fuente. TDA Supply & Service S.A.

Se realizó la corrida con las bomba PCM 400TP1800 perteneciente a la serie 4” NU. Según las especificaciones de las bombas PCM, cada modelo está designado por dos números que la caracterizan, los cuales se describen a continuación:

- Para las bombas PCM este número está en m^3/d a 500 rpm y altura cero (400 m^3/d ó 2520BFPD para la 400TP1800). Este volumen depende de dos parámetros, el desplazamiento de la bomba y la velocidad de ésta en rpm.
- El segundo número indica la altura de descarga nominal en metros (1800m = 5904 ft para la PCM 400TP1800). Esta altura de descarga está en función

principalmente del número de etapas y, en menor grado, de la geometría de la bomba.

- La serie corresponde al tamaño de las roscas del estator, en este caso 4"UN para la PCM 400TP1800.

2. DATOS DE ENTRADA POZO 2.

Tabla C2. Datos de entrada pozo 2.

PARAMETROS	
Indice de Productividad	BF/PSI
Presión estática de yacimiento	PSI
Producción deseada	822-1100 Bbl/D
Nivel dinámico del fluido	4493 ft
Profundidad de asentamiento de la bomba	4714 ft
BSW	75%
GOR	50 SCF/STB
Gravedad API	21 °API
Punto de Burbuja	PSI
Presión en cabeza de pozo	300 psi
Temperatura en cabeza de pozo	90 °F

Fuente. TDA Supply & Service S.A.

Se realizó la corrida con la bomba TA 85-1800 perteneciente a la serie 4-1/2" EUE. Según las especificaciones de las bombas TIERRA ALTA, cada modelo está designado por dos números que la caracterizan, los cuales se describen a continuación:

- Para las bombas TA el primer número es una aproximación del fluido generado en $\frac{m^3}{d}$ a 100 rpm y altura cero ($85 \frac{m^3}{d}$ ó 535,5 BFPD para la 85-1800). Este volumen depende de dos parámetros, el desplazamiento de la bomba y la velocidad de ésta en rpm.

- El segundo número indica la altura de descarga nominal en metros (1800m = 5904 ft para la TA 85-1800). Esta altura de descarga está en función principalmente del número de etapas y, en menor grado, de la geometría de la bomba.
- La serie corresponde al tamaño de las roscas del estator, en este caso 4-1/2" EUE para la TA 85-1800.

3. DATOS DE ENTRADA POZO 3.

Tabla C3. Datos de entrada pozo 3.

PARAMETROS	
Indice de Productividad	BF/PSI
Presión estática de yacimiento	PSI
Producción deseada	350 - 650 Bbl/D
Nivel dinámico del fluido	2600 ft
Profundidad de asentamiento de la bomba	3800 ft
BSW	68%
GOR	50 SCF/STB
Gravedad API	21 °API
Punto de Burbuja	PSI
Presión en cabeza de pozo	200 psi
Temperatura en cabeza de pozo	90 °F

Fuente. TDA Supply & Service S.A.

Se realizó la corrida con las bomba PCM 400TP1800 perteneciente a la serie 4" NU. Según las especificaciones de las bombas PCM, cada modelo está designado por dos números que la caracterizan, los cuales se describen a continuación:

- Para las bombas PCM este número está en m³/d a 500 rpm y altura cero (400 m³/d ó 2520BFPD para la 400TP1800). Este volumen depende de dos parámetros, el desplazamiento de la bomba y la velocidad de ésta en rpm.

- El segundo número indica la altura de descarga nominal en metros (1800m = 5904 ft para la PCM 400TP1800). Esta altura de descarga está en función principalmente del número de etapas y, en menor grado, de la geometría de la bomba.
- La serie corresponde al tamaño de las roscas del estator, en este caso 4"UN para la PCM 400TP1800.

4. DATOS DE ENTRADA POZO 4.

Tabla C4. Datos de entrada pozo 4.

PARAMETROS	
Indice de Productividad	BF/PSI
Presión estática de yacimiento	PSI
Producción deseada	400 - 1000 Bbl/D
Nivel dinámico del fluido	2850 ft
Profundidad de asentamiento de la bomba	4100 ft
BSW	86%
GOR	51 SCF/STB
Gravedad API	21 °API
Punto de Burbuja	PSI
Presión en cabeza de pozo	200 psi
Temperatura en cabeza de pozo	90 °F

Fuente. TDA Supply & Service S.A.

Se realizó la corrida con las bomba PCM 400TP1800 perteneciente a la serie 4" NU. Según las especificaciones de las bombas PCM, cada modelo está designado por dos números que la caracterizan, los cuales se describen a continuación:

- Para las bombas PCM este número está en m^3/d a 500 rpm y altura cero (400 m³/d ó 2520BFPD para la 400TP1800). Este volumen depende de dos parámetros, el desplazamiento de la bomba y la velocidad de ésta en rpm.

- El segundo número indica la altura de descarga nominal en metros (1800m = 5904 ft para la PCM 400TP1800). Esta altura de descarga está en función principalmente del número de etapas y, en menor grado, de la geometría de la bomba.
- La serie corresponde al tamaño de las roscas del estator, en este caso 4"UN para la PCM 400TP1800.

5. DATOS DE ENTRADA POZO 5.

Tabla C5. Datos de entrada pozo 5.

PARAMETROS	
Indice de Productividad	BF/PSI
Presión estática de yacimiento	PSI
Producción deseada	300 - 900Bbl/D
Nivel dinámico del fluido	2392 ft
Profundidad de asentamiento de la bomba	3500 ft
BSW	87%
GOR	50SCF/STB
Gravedad API	21°API
Punto de Burbuja	PSI
Presión en cabeza de pozo	300 psi
Temperatura en cabeza de pozo	90 °F

Fuente. TDA Supply & Service S.A.

Se realizó la corrida con las bomba PCM 400TP1800 perteneciente a la serie 4" NU. Según las especificaciones de las bombas PCM, cada modelo está designado por dos números que la caracterizan, los cuales se describen a continuación:

- Para las bombas PCM este número está en m^3/d a 500 rpm y altura cero (400 m³/d ó 2520BFPD para la 400TP1800). Este volumen depende de dos parámetros, el desplazamiento de la bomba y la velocidad de ésta en rpm.

- El segundo número indica la altura de descarga nominal en metros (1800m = 5904 ft para la PCM 400TP1800). Esta altura de descarga está en función principalmente del número de etapas y, en menor grado, de la geometría de la bomba.
- La serie corresponde al tamaño de las roscas del estator, en este caso 4"UN para la PCM 400TP1800.

6. DATOS DE ENTRADA POZO 6.

Tabla C6. Datos de entrada pozo 6.

PARAMETROS	
Indice de Productividad	BF/PSI
Presión estática de yacimiento	PSI
Producción deseada	650-900 Bbl/D
Nivel dinámico del fluido	2350 ft
Profundidad de asentamiento de la bomba	2550 ft
BSW	77%
GOR	50 SCF/STB
Gravedad API	21 °API
Punto de Burbuja	PSI
Presión en cabeza de pozo	300 psi
Temperatura en cabeza de pozo	90 °F

Fuente. TDA Supply & Service S.A.

Se realizó la corrida con la bomba TA 85-1800 perteneciente a la serie 4-1/2" EUE. Según las especificaciones de las bombas TIERRA ALTA, cada modelo está designado por dos números que la caracterizan, los cuales se describen a continuación:

- Para las bombas TA el primer número es una aproximación del fluido generado en $\frac{m^3}{d}$ a 100 rpm y altura cero ($85 \frac{m^3}{d}$ ó 535,5 BFPD para la

85-1800). Este volumen depende de dos parámetros, el desplazamiento de la bomba y la velocidad de ésta en rpm.

- El segundo número indica la altura de descarga nominal en metros (1800m = 5904 ft para la TA 85-1800). Esta altura de descarga está en función principalmente del número de etapas y, en menor grado, de la geometría de la bomba.
- La serie corresponde al tamaño de las roscas del estator, en este caso 4-1/2" EUE para la TA 85-1800.

7. DATOS DE ENTRADA POZO 7.

Tabla C7. Datos de entrada pozo 7.

PARAMETROS	
Indice de Productividad	BF/PSI
Presión estática de yacimiento	PSI
Producción deseada	380-1000 Bbl/D
Nivel dinámico del fluido	2580 ft
Profundidad de asentamiento de la bomba	3350 ft
BSW	80%
GOR	50 SCF/STB
Gravedad API	21 °API
Punto de Burbuja	PSI
Presión en cabeza de pozo	300 psi
Temperatura en cabeza de pozo	90 °F

Fuente. TDA Supply & Service S.A.

Se realizó la corrida con la bomba TA 85-1800 perteneciente a la serie 4-1/2" EUE. Según las especificaciones de las bombas TIERRA ALTA, cada modelo está designado por dos números que la caracterizan, los cuales se describen a continuación:

- Para las bombas TA el primer número es una aproximación del fluido generado en m³/d a 100 rpm y altura cero (85 m³/d ó 535,5 BFPD para la 85-1800). Este volumen depende de dos parámetros, el desplazamiento de la bomba y la velocidad de ésta en rpm.
- El segundo número indica la altura de descarga nominal en metros (1800m = 5904 ft para la TA 85-1800). Esta altura de descarga está en función principalmente del número de etapas y, en menor grado, de la geometría de la bomba.
- La serie corresponde al tamaño de las roscas del estator, en este caso 4-1/2" EUE para la TA 85-1800.

8. DATOS DE ENTRADA POZO 8.

Tabla C8. Datos de entrada pozo 8.

PARAMETROS	
Indice de Productividad	BF/PSI
Presión estática de yacimiento	PSI
Producción deseada	300-1000 Bbl/D
Nivel dinámico del fluido	2544 ft
Profundidad de asentamiento de la bomba	3480 ft
BSW	80%
GOR	50 SCF/STB
Gravedad API	21 °API
Punto de Burbuja	PSI
Presión en cabeza de pozo	300 psi
Temperatura en cabeza de pozo	90 °F

Fuente. TDA Supply & Service S.A.

Se realizó la corrida con la bomba TA 85-1800 perteneciente a la serie 4-1/2" EUE. Según las especificaciones de las bombas TIERRA ALTA, cada modelo está designado por dos números que la caracterizan, los cuales se describen a continuación:

- Para las bombas TA el primer número es una aproximación del fluido generado en m^3/d a 100 rpm y altura cero ($85 m^3/d$ ó 535,5 BFPD para la 85-1800). Este volumen depende de dos parámetros, el desplazamiento de la bomba y la velocidad de ésta en rpm.
- El segundo número indica la altura de descarga nominal en metros (1800m = 5904 ft para la TA 85-1800). Esta altura de descarga está en función principalmente del número de etapas y, en menor grado, de la geometría de la bomba.
- La serie corresponde al tamaño de las roscas del estator, en este caso 4-1/2" EUE para la TA 85-1800.

9. DATOS DE ENTRADA POZO 9.

Tabla C9. Datos de entrada pozo 9.

PARAMETROS	
Indice de Productividad	BF/PSI
Presión estática de yacimiento	PSI
Producción deseada	380 - 850 Bbl/D
Nivel dinámico del fluido	2598 ft
Profundidad de asentamiento de la bomba	3530 ft
BSW	83 - 89%
GOR	51 SCF/STB
Gravedad API	21 °API
Punto de Burbuja	PSI
Presión en cabeza de pozo	300 psi
Temperatura en cabeza de pozo	90 °F

Fuente. TDA Supply & Service S.A.

Se realizó la corrida con la bomba TA 85-1800 perteneciente a la serie 4-1/2" EUE. Según las especificaciones de las bombas TIERRA ALTA, cada modelo está designado por dos números que la caracterizan, los cuales se describen a continuación:

- Para las bombas TA el primer número es una aproximación del fluido generado en m^3/d a 100 rpm y altura cero ($85 m^3/d$ ó 535,5 BFPD para la 85-1800). Este volumen depende de dos parámetros, el desplazamiento de la bomba y la velocidad de ésta en rpm.
- El segundo número indica la altura de descarga nominal en metros (1800m = 5904 ft para la TA 85-1800). Esta altura de descarga está en función principalmente del número de etapas y, en menor grado, de la geometría de la bomba.
- La serie corresponde al tamaño de las roscas del estator, en este caso 4-1/2" EUE para la TA 85-1800.

10. DATOS DE ENTRADA POZO 10.

Tabla C10. Datos de entrada pozo 10.

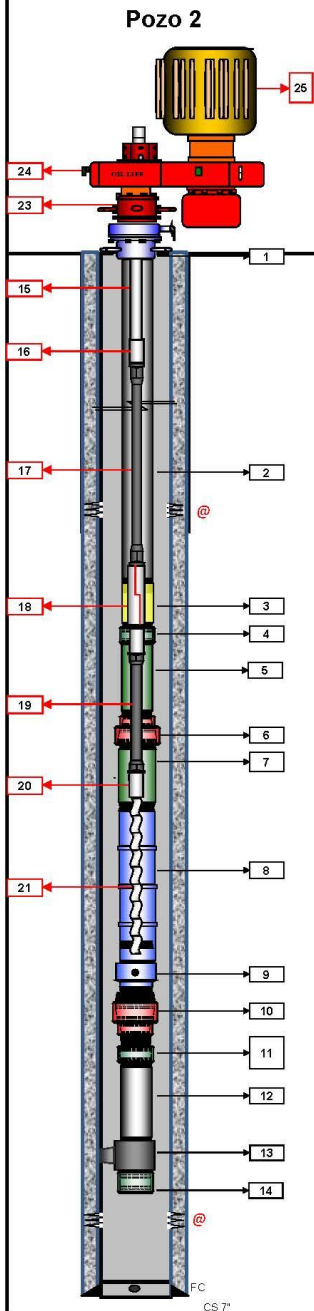
PARAMETROS	
Índice de Productividad	BF/PSI
Presión estática de yacimiento	PSI
Producción deseada	300 - 900 Bbl/D
Nivel dinámico del fluido	2190 ft
Profundidad de asentamiento de la bomba	3500 ft
BSW	86%
GOR	50SCF/STB
Gravedad API	21° API
Punto de Burbuja	PSI
Presión en cabeza de pozo	300 psi
Temperatura en cabeza de pozo	90 °F

Fuente. TDA Supply & Service S.A.

Se realizó la corrida con las bomba PCM 400TP1800 perteneciente a la serie 4" NU. Según las especificaciones de las bombas PCM, cada modelo está designado por dos números que la caracterizan, los cuales se describen a continuación:

- Para las bombas PCM este número está en m^3/d a 500 rpm y altura cero (400 m³/d ó 2520BFPD para la 400TP1800). Este volumen depende de dos parámetros, el desplazamiento de la bomba y la velocidad de ésta en rpm.
- El segundo número indica la altura de descarga nominal en metros (1800m = 5904 ft para la PCM 400TP1800). Esta altura de descarga está en función principalmente del número de etapas y, en menor grado, de la geometría de la bomba.
- La serie corresponde al tamaño de las roscas del estator, en este caso 4"UN para la PCM 400TP1800.

PCP COMPLETION



COMPANY:	XXXXXX	PREPARED TO:	TDA - PCP	TELEPHONE:	XXXXXXX	DATE:	
WELL NAME:	Pozo 2	FIELD NAME:	CASABE	COUNTY:	COLOMBIA	STATE:	ANTIOQUIA
							<input checked="" type="checkbox"/> NEW <input type="checkbox"/> WORKOVER
CASING	SIZE	WEIGHT	GRADE	THREAD	ID (INCH)	DEPTH	
CASING	SIZE	WEIGHT	GRADE	THREAD	ID (INCH)	DEPTH	
CASING	SIZE	WEIGHT	GRADE	THREAD	ID (INCH)	DEPTH	
TUBING	SIZE	WEIGHT	GRADE	THREAD	ID (INCH)	DEPTH	
	7"	29#/ft	P-110	BTC	6.500		
	3 1/2"	9.3#/ft		EUE	2.992		

SURFACE COMPLETION					
DRIVE HEAD (24)		ELECTRIC MOTOR (25)		VSD	
FABRICANTE	KUDU	FABRICANTE		FABRICANTE	UNICO
S/N.		VOLT.	440	S/N.	
MODELO	VH100	S/N.		MODELO	1100
POLEA		AMPERIOS	120	CORRIENTE	130
R/P	3.7	HP	100	HP	100
CORREAS		RPM	1181	VOLTAJE	460

(23). BOP COMPOSITE PUMPING TEE 7 1/16" X 3000M X 3 1/8" X 3000M OIL LIFT

BOTTON COMPLETION					
ESTATOR		ROTOR		SUCKER ROD	
FABRICANTE	TIERRA ALTA	FABRICANTE	TIERRA ALTA	FABRICANTE	PROROD
MODELO	85-1800	MODELO	85-1800	DIAMENTRO	1-1/8"
S/N.		S/N.		LONGITUD	VARILLA CONTINUA
ELASTOMERO	H 1	SIZE	F	GRADO/TIPO	960 M
CONEXIÓN	4 1/2" EUE BOX-BOX	CONEXIÓN	1 1/8"	PESO	3.38 LBS/FT

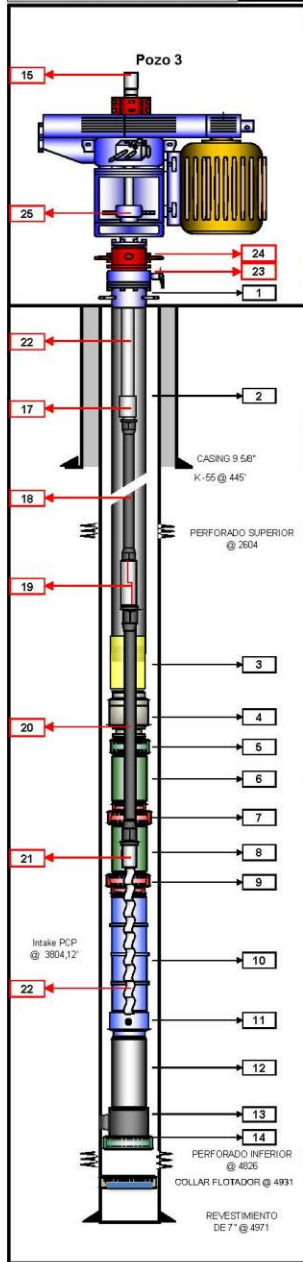
DESCRIPTION	I.D. (")	O.D. (")	LENGHT (')	FROM (')	TO (')
PRODUCTION STRING					
DMR	XXX	XXX	8.54	0.00	8.54
1 TUBING HANGUER 3 1/2 EUE	XXX	7.063	1.27	8.54	9.81
2 (147) Jtas DE TUBING 3-1/2 EUE J-55	2.990	3.500	4650.00	9.81	4659.81
3 LANDING NIPPLE 3-1/2" EUE TIPO (F) ID = 2.81 EUE BOX-PIN	2.810	4.438	1.12	4659.81	4660.93
4 COLLAR DE 3 1/2" BOX-BOX	3.000	4.438	0.48	4660.93	4661.41
5 PUP JOINT 3-1/2" EUE PIN-PIN	3.000	3.375	3.72	4661.41	4665.13
6 COLLAR X-O 3-1/2" EUE X 4 1/2" EUE BOX-BOX	4.000	5.313	0.76	4665.13	4665.89
7 PUP JOINT 4-1/2" EUE PIN-PIN	4.000	4.813	3.54	4665.89	4669.43
8 STATOR TIERRA ALTA 85-1800 BOX-BOX	0.000	4.500	43.69	4669.43	4713.12
9 PIN DE PARO 4 1/2" EUE PIN-PIN	4.000	4.938	1.60	4713.12	4714.72
10 COLLAR XO 4-1/2" EUE BOX x 3-1/2" EUE PIN	4.000	5.313	0.77	4714.72	4715.49
11 COLLAR DE 3 1/2" EUE BOX-BOX	3.000	4.438	0.48	4715.49	4715.97
12 (2) Jta DE TUBING 3-1/2 EUE J-55 PIN-PIN	2.990	3.500	61.71	4715.97	4777.68
13 ANCLA ANTITORQUE DE 3-1/2 EUE TX 7-3 BOX-PIN	3.000	4.938	1.12	4777.68	4778.80
14 COLLAR DE 3 1/2" EUE BOX-BOX	3.000	4.438	0.48	4778.80	4779.28
ANCLA ANTITORQUE DE 3-1/2 EUE TX 7-3 S/N.					

DESCRIPTION	I.D. (")	O.D. (")	LENGHT (')	FROM (')	TO (')
PUMPING STRING					
MR	XXX	XXX	4.00	0.00	4.00
15 POLISHED ROD DE 1 1/2" PIN DE 1" X 46 FT	XXX	2.260	42.00	4.00	46.00
16 COUPLING PR DE 1" BOX-BOX	XXX	2.000	0.42	46.00	46.42
17 VARILLA CONTINUA DE 1-1/8" PROROD	XXX	1.125	4519.00	46.42	4565.42
18 SHEAR COUPLING DE 1" BOX-PIN 35.000 LBS + COUPLING	XXX	2.375	1.20	4565.42	4566.62
19 CUELLO DE GANCO PRO ROD 1-1/8"	XXX	1.125	100.00	4566.62	4666.62
20 COUPLING PR DE 1 1/8" X 1"	XXX	2.000	0.42	4666.62	4667.04
21 ROTOR TIERRA ALTA 85-1800		2.250	44.60	4667.04	4711.64
ESPACIAMIENTO			2.50	4711.64	4714.14

FORMATIONS	FROM (')	TO (')	THICKNESS	SHOWS
			0.00	
			0.00	
			0.00	
			0.00	
			0.00	
			0.00	
			0.00	
			0.00	
			0.00	
			0.00	
			0.00	

COMMENTS

REPRESENTANTE DE TDA _____ REPRESENTANTE DEL CLIENTE _____



INFORMACION GENERAL						
COMPANIA	XXXXXX	PREPARADO POR		TELEFONO		FECHA
POZO	Pozo 3	CAMPO	XXXXX	PAIS	COLOMBIA	DFTO
CASING	SIZE	WEIGHT	GRADE	THREAD	ID (INCH)	DEPTH
CASING	7"	26 #/ft	HC-80	BTC	6.184	MD
LINER Ranurado	SIZE	WEIGHT	GRADE	THREAD	ID (INCH)	DEPTH
TUBING	SIZE	WEIGHT	GRADE	THREAD	ID (INCH)	DEPTH
TUBING	3 1/2"	9.3 #/ft	J-55	EUE	3.958	3740.47

COMPLETAMIENTO EN SUPERFICIE					
DRIVE HEAD (25)		ELECTRIC MOTOR (26)		VSD (nuevo TDA S.A)	
FABRICANTE	KUDU	FABRICANTE	BALDOR	FABRICANTE	UNICO
SN	5613	SN	A1203222098	SN	787246
MODELO	VH 100	AMPERIOS	121	MODELO	1100.00
POLEA	31.5"	POLEA	8"	CORRIENTE	130.00
GEAR RATIO	3.8	HP	100	HP	100.00
CORREAS	SVP 1185	RPM	1185	VOLTAJE	480.00

(24). BOP COMPOSITE PUMPING TEE 7 1/16" X 3000M X 3 1/8" X 3000M SUMINISTRADA POR ECOPETROL SN: 110539-14
(23) TUBING ROTATOR RYM SN: 2792512-3 - MOTOR (U LISTED SN:346647X428-13HP-230V-1.25AMP-1700 RPM)

COMPLETAMIENTO EN FONDO					
STATOR		ROTOR		DRIVE RODS	
FABRICANTE	FCM	FABRICANTE	FCM	FABRICANTE	FRO ROD
MODELO	400 TP1800	MODELO	400 TP1800	DIAMETRO	1 1/8" PIN
SN: LFZ 820-826		SN:	AT 927	LONGITUD	25'
ELASTOMERO	159	SIZE	W09	GRADO	950 M
CONEXION	3 1/2" EUE BOX-BOX	CONEXION	1 1/8"	RC-F	3.38

DESCRIPCION						
MR	SUMINISTRADO POR	I.D. (")	O.D. (")	LENGHT (')	FROM (')	TO (')
1. TUBING HANGER 7-1/16 X 3-1/2" EUE	TDA SA	2.992	7.063	1.80	18.54	20.34
2. (121) JUNTAS DE TUBING 3 1/2" EUE J-55 8.3#/ft	ECOPETROL	2.992	3.750	3740.47	20.34	3760.81
3. LANDING NIPPLE 2.81 TIPO F	TDA SA	2.910	4.500	1.15	3760.81	3761.96
4. SWIVEL ID: 2.81 TIPO F	TDA SA	2.982	4.500	1.55	3761.96	3763.51
5. COLLAR TUBING 3 1/2" EUE	TDA SA	3.500	4.500	0.48	3763.51	3763.99
6. TUBING PUP JOINT 3-1/2" EUE J-55 9.3#/ft	TDA SA	2.992	3.750	3.58	3763.99	3767.57
7. COLLAR X-O 3-1/2" EUE X 4" NU BOX-BOX	TDA SA	3.500	4.750	0.48	3767.57	3768.05
8. TUBING PUP JOINT 4" UN PIN-PIN	TDA SA	3.370	4.000	9.65	3768.05	3771.70
9. SUB X-O 4" NU BOX X 3 1/2" EUE PIN	TDA SA	3.500	4.750	0.60	3771.70	3772.30
10. STATOR PCP, PCM 400 TP 1800	TDA SA	XXX	4.720	31.82	3772.30	3804.12
11. PIN DE PARO 3 1/2" EUE PIN-PIN	TDA SA	3.000	3.375	1.60	3804.12	3805.72
12. (2) JUNTAS DE TUBING 3 1/2" EUE J-55 9.3#/ft	ECOPETROL	2.992	3.750	62.58	3805.72	3868.30
13. ANCLA ANTITORQUE DE 3-1/2 EUE TX 7-3 BOX-PIN SN 14095	TDA SA	3.000	5.000	1.12	3868.30	3869.42
14. COLLAR TUBING 3 1/2" EUE	TDA SA	3.500	4.500	48.00	3869.42	3817.42

SARTA DE VARILLA						
MR	SUMINISTRADO POR	I.D. (")	O.D. (")	LENGHT (')	FROM (')	TO (')
15. COUPLING 1" CLASE T	TDA SA	XXX	2.000	0.42	4.00	4.42
16. POLISHED ROD 1 1/2" X 40' X 1" PIN-PIN	TDA SA	XXX	1.500	37.00	4.42	41.42
17. COUPLING PR DE 1" BOX-BOX	TDA SA	XXX	2.000	0.42	41.42	41.84
18. (1) SUCKER ROD CONTINUED 1 1/8" BODY-PIN 1" 960M	TDA SA	XXX	1.125	3625.00	41.84	3666.84
19. SHEAR COUPLING 1 1/8" BOX-PIN X 40.000 LBS SN: 5560201	TDA SA	XXX	2.375	1.10	3666.84	3667.94
20. CUELLO DE GANSO 1 1/8" BODY, PIN DE 1" 960M	TDA SA	XXX	1.125	100.00	3667.94	3767.94
21. COUPLING X/O DE 1" X 1 1/8"	TDA SA	XXX	2.000	0.42	3767.94	3768.36
22. ROTOR PCP, PCM 400TP 1800 NUEVO	TDA SA	XXX	2.280	32.00	3768.36	3800.36
ESPACIAMIENTO	XXX	XXX	XXX	3.00	3800.36	3803.36

FORMACIONES			
	FROM (')	TO (')	THICKNESS
	0.000	0.000	0.00
	0.000	0.000	0.00
	0.00	0.00	0.00

HISTORIAL INTERVENCIONES (WORKOVER & WELL SERVICE)	
FECHA	09-Jul-12
	Completamiento inicial sistema PCP

COMENTARIOS	

Rev 19 Mayo 2009

REPRESENTANTE DE TDA _____ REPRESENTANTE DEL CLIENTE _____

Pozo 4

INFORMACION GENERAL						
COMPANIA	PREPARADO POR		TELEFONO		FECHA	
XXXXXX	XXXXXX				11-Jul-12	
POZO	CAMPO	PAIS	DFTO	nuevo		
Pozo 4	XXXXXX	COLOMBIA	SANTANDER	workover		
CASING	SIZE	WEIGHT	GRADE	THREAD	ID (INCH)	DEPTH
	9 5/8"	36 #/ft	K-55	BTC		462' MD
CASING	SIZE	WEIGHT	GRADE	THREAD	ID (INCH)	DEPTH
	7"	26 #/ft	HC-80	BTC	6.184	5053' MD
LINER Ranurado	SIZE	WEIGHT	GRADE	THREAD	ID (INCH)	DEPTH
	3 1/2"	9.3 #/ft	J-55	EUE	3.958	4070.19

COMPLETAMIENTO EN SUPERFICIE					
DRIVE HEAD (25)		ELECTRIC MOTOR (26)		VSD	
FABRICANTE	KJUDU	FABRICANTE	BALDOR	FABRICANTE	UNICO
SN	5611	SN	A1203072091	SN	711169
MODELO	VH 100	AMPERIOS	121	MODELO	1100.00
POLEA	31.5"	POLEA	8"	CORRIENTE	130.00
GEAR RATIO	3.8	HP	100	HP	100.00
CORREAS	SVP 1185	RFM	1185	VOLTAJE	480.00

(24). BOP COMPOSITE PUMPING TEE 7 1/16" X 3000M X 3 1/8" X 3000M SUMINISTRADA POR ECOPETROL SN: 120226-10
(23) TUBING ROTATOR RYM SN: 2792512-2 - MOTOR (U LISTED SN:WT201120783 13HP-230V-1.25AMP-1700 RPM)

COMPLETAMIENTO EN FONDO					
STATOR		ROTOR		DRIVE RODS	
FABRICANTE	FCM	FABRICANTE	FCM	FABRICANTE	FRO ROD
MODELO	400 TP1800	MODELO	400 TP1800	DIAMETRO	1 1/8" PIN
SN: LVD 928-300		SN:	AT 272	LONGITUD	25'
ELASTOMERO	159	SIZE	W09	GRADO	950 M
CONEXION	3 1/2" EUE BOX-BOX	CONEXION	1 1/8"	RC-F	3.38

DESCRIPCION						
MR	SUMINISTRADO POR	I.D. (")	O.D. (")	LENGHT (')	FROM (')	TO (')
1. TUBING HANGER 7-1/16 X 3-1/2" EUE	TDA SA	2.992	7.063	1.80	20.00	21.80
2. (132) JUNTAS DE TUBING 3 1/2" EUE J-55 8.3#/ft	ECOPETROL	2.992	3.750	4070.19	21.80	4091.99
3. LANDING NIPPLE 2.81 TIPO F	TDA SA	2.910	4.500	1.15	4091.99	4093.14
4. SWIVEL ID: 2.81 TIPO F	TDA SA	2.992	4.500	2.22	4093.14	4095.36
5. COLLAR TUBING 3 1/2" EUE	TDA SA	3.500	4.500	0.48	4095.36	4095.84
6. TUBING PUP JOINT 3-1/2" EUE J-55 9.3#/ft	TDA SA	2.992	3.750	3.61	4095.84	4099.45
7. COLLAR X-O 3-1/2" EUE X 4" NU BOX-BOX	TDA SA	3.500	4.750	0.48	4099.45	4099.93
8. TUBING PUP JOINT 4" UN PIN-PIN	TDA SA	3.370	4.000	3.62	4099.93	4103.55
9. SUB X-O 4" NU BOX X 3 1/2" EUE PIN	TDA SA	3.500	4.500	0.60	4103.55	4104.15
10. STATOR PCP, PCM 400 TP 1800	TDA SA	XXX	4.720	31.91	4104.15	4136.06
11. PIN DE PARO 3 1/2" EUE PIN-PIN	TDA SA	3.000	3.375	1.61	4136.06	4137.67
12. (2) JUNTAS DE TUBING 3 1/2" EUE J-55 9.3#/ft	ECOPETROL	2.992	3.750	62.58	4137.67	4200.25
13. ANCLA ANTITORQUE DE 3-1/2 EUE TX 7-3 BOX-PIN SN 14080	TDA SA	3.000	5.000	1.12	4200.25	4201.37
14. COLLAR TUBING 3 1/2" EUE	TDA SA	3.500	4.500	0.48	4201.37	4201.85

SARTA DE VARILLA						
MR	SUMINISTRADO POR	I.D. (")	O.D. (")	LENGHT (')	FROM (')	TO (')
15. COUPLING 1" CLASE T	TDA SA	XXX	2.000	0.42	4.00	4.42
16. POLISHED ROD 1 1/2" X 40' X 1" PIN-PIN	TDA SA	XXX	1.500	37.00	4.42	41.42
17. COUPLING PR DE 1" BOX-BOX	TDA SA	XXX	2.000	0.42	41.42	41.84
18. (1) SUCKER ROD CONTINUED 1 1/8" BODY-PIN 1" 960M	TDA SA	XXX	1.125	396.00	41.84	399.94
19. SHEAR COUPLING 1 1/8" BOX-PIN X 40.000 LBS SN: XXXXXX	TDA SA	XXX	2.375	1.10	399.94	400.94
20. CUELLO DE GANSO 1 1/8" BODY, PIN DE 1" 960M	TDA SA	XXX	1.125	100.00	400.94	4100.94
21. COUPLING X/O DE 1" X 1 1/8"	TDA SA	XXX	2.000	0.42	4100.94	4101.36
22. ROTOR PCP, PCM 400TP 1800 NUEVO	TDA SA	XXX	2.280	32.00	4101.36	4133.36
ESPACIAMIENTO	XXX	XXX	XXX	3.00	4133.36	4136.36

FORMACIONES			
	FROM (')	TO (')	THICKNESS
	0.000	0.000	0.00
	0.000	0.000	0.00
	0.00	0.00	0.00

FECHA	HISTORIAL INTERVENCIONES (WORKOVER & WELL SERVICE)
11-Jul-12	Completamiento inicial sistema PCP

COMENTARIOS	

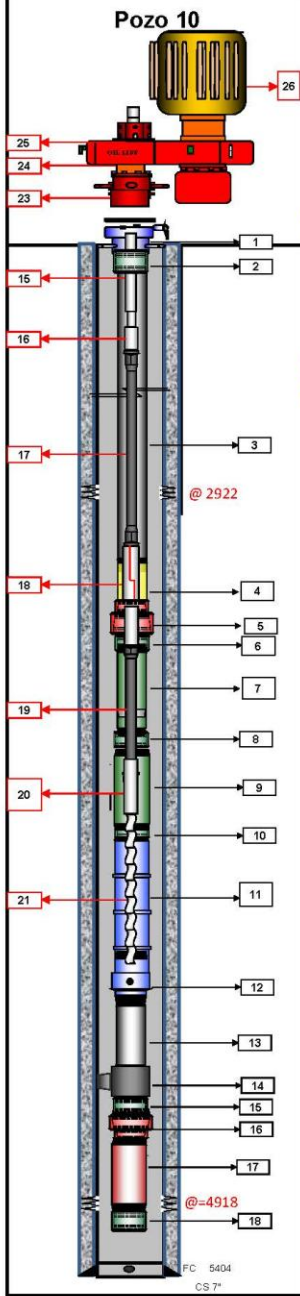
REPRESENTANTE DE TDA

REPRESENTANTE DEL CLIENTE

Rev 19 Mayo 2009

TDA SUPPLY & SERVICE S.A. <small>AL SERVICIO DE LA INDUSTRIA OILFIELD</small>		PCP COMPLETION				ABS090	
		COMPANY: XXXXXXXXXX	PREPARED TO: TDA - PCP	TELEPHONE:	DATE: 29-oct-11		
WELL NAME: Pozo 8		FIELD NAME: XXXXXXX	COUNTRY: COLOMBIA	STATE:	NEW WORKOVER		
CASING	SIZE 7	WEIGHT 29#FT	GRADE N80	THREAD BTC	ID (INCH)	DEPTH 3500	
LINER	SIZE	WEIGHT	GRADE	THREAD	ID (INCH)	DEPTH	
TUBING	SIZE 3 1/2	WEIGHT 9.3#FT	GRADE N80	THREAD EUE	ID (INCH) 2.992	DEPTH 3480.00	
SURFACE COMPLETION							
DRIVE HEAD (18)		ELECTRIC MOTOR (19)		VSD			
FABRICANTE	KUDU	FABRICANTE	US MOTORS	FABRICANTE	UNICO		
S/N.	5358	S. N.	C1001050493	S/N.	800430.00		
MODELO	VH-100	AMPERIOS	120	MODELO	1100		
POLEA	31.5"	VOLT.	460	CORRIENTE			
REDUCCION	3.71.1	HP	100	HP	100		
CORREAS	5VX 1180	RPM	1180	VOLTAJE	460		
(20). BOP COMPOSITE PUMPING TEE 7 1/16" X 3000M X 3 1/8" X 3000M							
BOTTOM COMPLETION							
ESTATOR		ROTOR		SUCKER ROD			
FABRICANTE	TAPS	FABRICANTE	TAPS	FABRICANTE	PROROD		
MODELO	85-1800	MODELO	85-1800	DIAMETRO	1 1/8"		
314		S/N	2538	LONGITUD	N/A		
ELASTOMERO	H1	SIZE	ESTANDAR	GRADO/TIPO	960 M		
CONEXION	4 1/2" EUE	CONEXIÒN	1 1/8"	PESO	3.4 Lb x Ft		
DESCRIPTION							
PRODUCTION STRING		I.D. (")	O.D. (")	LENGHT (')	FROM (')	TO (')	
MR		XXX	XXX	18.00	0.00	0.00	
1. TUBING HANGER		2.992	3.500	0.83	18.00	18.83	
2. (111) JUNTAS DE TUBING 3 1/2" EUE N-80 9.3#/ft		2.992	3.500	3413.73	18.83	3432.56	
3. LANDING NIPLE 3-1/2" EUE N-80		2.810	4.500	1.13	3432.56	3433.69	
4. COLLAR 3-1/2" EUE N-80		3.500	4.500	0.48	3433.69	3434.17	
5. PUP JOINT 3-1/2" EUE X 4FT J-55 9.3#/ft		2.992	3.500	3.70	3434.17	3437.87	
6. COLLAR XO 4-1/2" EUE X 3-1/2" EUE N-80		3.250	5.560	0.78	3437.87	3438.65	
7. PUP JOINT 4-1/2" EUE J-55 12.5#/ft		3.930	4.750	3.51	3438.65	3442.16	
8. STATOR PCP, TAPS 85-1800		XXX	5.000	43.58	3442.16	3485.74	
9. TAG BAR SUB 4-1/2" EUE PIN-PIN		4.000	5.000	1.60	3485.74	3487.34	
10. SUB XO 4-1/2" EUE BOX X 3-1/2" EUE PIN N-80		2.992	5.560	0.84	3487.34	3488.18	
11. (2) JUNTAS DE TUBING 3 1/2" EUE N-80 9.3#/ft		2.992	3.500	61.73	3488.18	3549.91	
12. ANCHOR TORQSTOPPER TX7-3 CSG 7" KIT 29LBS/FT		2.992	5.000	1.44	3549.91	3551.35	
13. COLLAR 3-1/2" EUE N-80		3.500	4.500	0.48	3551.35	3551.83	
TOTAL COMPLETION STRING				3551.83			
S/N: ESTATOR 85-1800 02314 02539 H1							
S/N: ANCLA ANTITORQUE CSG 7" 29 LBS (23123)							
PUMPING STRING		I.D. (")	O.D. (")	LENGHT (')	FROM (')	TO (')	
DMR		XXX	XXX	8.00	0.00	8.00	
14. POLISHED ROD 1-1/2" x 46FT X 1" PIN-PIN		XXX	1.500	43.00	8.00	51.00	
15. COUPLING PR 1"		XXX	2.000	0.44	51.00	51.44	
16. VARILLA CONT INIA PROROD 1 1/8" 960M		XXX	1.250	3287.00	51.44	3338.44	
17. SHEAR COUPLING 1" X 35KLS (5555904)		XXX	2.050	1.10	3338.44	3339.54	
18. CUELLO DE GANSO 1 1/8 PROROD 960 M		XXX	2.050	100.00	3339.54	3439.54	
19. COUPLING 1 1/8" X 1"		XXX	2.050	0.45	3439.54	3439.99	
20. ROTOR PCP, TAPS 85-1800		XXX	2.050	44.20	3439.99	3484.19	
SPACING		XXX	XXX	3.33	3484.19	3487.52	
TOTAL COMPLETION STRING				3487.52			
FORMATIONS		FROM (')	TO (')	THICKNESS	SHOWS		
PERFORADO SUPERIOR 2744							
PERFORADO INFERIOR 3812							
FONDO TOTAL 3973							
DATE 28/10/2011		WORKOVER & WELL SERVICE					
		Completamiento con sistema PCP.					
		COMMENTS					
REPRESENTANTE TDA		REPRESENTANTE DEL CLIENTE					

PCP COMPLETION



COMPANY: XXXXXXXXX		PREPARED TO: TDA - PCP		TELEPHONE:		DATE: 26-abr-12	
WELL NAME: Pozo 10		FIELD NAME: XXXXXXXX		COUNTY: COLOMBIA	STATE: ANTIOQUIA	NEW WORKOVER	
CASING	SIZE	WEIGHT	GRADE	THREAD	ID (INCH)	DEPTH	
CASING	SIZE	WEIGHT	GRADE	THREAD	ID (INCH)	DEPTH	
CASING	SIZE	WEIGHT	GRADE	THREAD	ID (INCH)	DEPTH	
TUBING	SIZE	WEIGHT	GRADE	THREAD	ID (INCH)	DEPTH	
	3 1/2"	9.3#/FT	J55	EUE	2.992	3446.45	
SURFACE COMPLETION							
DRIVE HEAD (25)		ELECTRIC MOTOR (26)		VSD			
FABRICANTE	OIL LIFT	FABRICANTE	US MOTOR	FABRICANTE	UNICO		
S/N	1895D	VOLT	440	S/N	707058		
MODELO	G2000	S/N	MM003	MODELO	1100		
POLEA	N/A	AMPERIOS	120	CORRIENTE	130		
R/P	3.7	HP	100	HP	100		
CORREAS	N/A	RPM	1180	VOLTAJE	460		
(23). BROTADOR DE TUBERIA RODEC							
(24). BOP COMPOSITE PUMPING TEE 7 1/16" X 3000M X 3 1/8" X 3000M							
BOTTOM COMPLETION							
ESTATOR		ROTOR		SUCKER ROD			
FABRICANTE	PCM	FABRICANTE	PCM	FABRICANTE	PROROD		
MODELO	400TP1800	MODELO	400TP1800	DIAMETRO	1-1/8"		
LGM003_LGK7854_LGL984_LGL979		S/N	AM 530-W-09	LONGITUD			
ELASTOMERO	159	SIZE	W09	GRADO/TIPO	960 M		
CONEXIÓN	4 NU PIN-PIN	CONEXIÓN	1 1/8"	PESO	3.67 LBS/FT		
DESCRIPTION							
PRODUCTION STRING		ID. (")	O.D. (")	LENGHT (')	FROM (')	TO (')	
DMR		XXX	XXX	13.00	0.00	13.00	
1. TUBING HANGUER 3 1/2 EUE		XXX	7.063	1.27	13.00	14.27	
2. COLLAR DE 3 1/2" BOX-BOX		3.500	4.438	0.48	14.27	14.75	
3. (111) JTA DE TUBING 3-1/2 EUE J-55		2.990	3.500	343.170	14.75	3446.45	
4. LANDING NIPPLE 3-1/2" EUE TIPO (F) ID = 2.81 EUE BOX-PIN		2.810	4.438	1.15	3446.45	3447.60	
5. SWIVEL 3-1/2" EUE BOX-PIN		3.000	4.500	1.56	3447.60	3449.16	
6. COLLAR DE 3 1/2" BOX-BOX		3.500	4.438	0.48	3449.16	3449.64	
7. PUP JOINT 3-1/2" EUE PIN-PIN		3.000	3.375	3.66	3449.64	3453.30	
8. COLLAR NO 4" UN x 3 1/2" BOX-BOX		3.000	3.375	0.48	3453.30	3453.78	
9. PUP JOINT 4" NU PIN-PIN		3.000	3.375	3.57	3453.78	3457.35	
10. COLLAR 4" NU BOX-BOX		3.000	3.375	0.48	3457.35	3457.83	
11. STATOR PCM 400TP1800 PIN-PIN		N/A	4.000	37.44	3457.83	3495.27	
12. PIN DE PARO 4" UN x 3 1/2" EUE BOX-PIN		4.000	4.938	1.60	3495.27	3496.87	
13. (2) JTA DE TUBING 3-1/2 EUE J-55 PIN-PIN		2.990	3.500	60.94	3496.87	3557.81	
14. ANCLA ANTITORQUE DE 3-1/2 EUE TX 7-3 BOX-PIN		3.000	4.938	1.12	3557.81	3558.93	
15. COLLAR 3 1/2" EUE BOX-BOX		3.500	4.500	0.48	3558.93	3559.41	
16. SWAGE JO 2 7/8 " X 3 1/2" PIN-PIN EUE		2.000	3.500	0.33	3559.41	3559.74	
17. SEPARADOR DE GAS 4-1/2" CONEXIÓN 2 7/8" BOX-PIN		N/A	4.938	2.60	3559.74	3562.34	
18. COLLAR DE 2 7/8" EUE BOX-BOX		2.000	4.438	0.45	3562.34	3562.79	
ANCLA ANTITORQUE DE 3-1/2 EUE TX 7-3 S/N: 14101							
PUMPING STRING		ID. (")	O.D. (")	LENGHT (')	FROM (')	TO (')	
MR		XXX	XXX	5.00	0.00	5.00	
15. POLISHED ROD DE 1 1/2" PIN DE 1" X 44 FT		XXX	2.260	40.00	5.00	45.00	
16. COUPLING FR DE 1" BOX-BOX		XXX	2.000	0.42	45.00	45.42	
17. VARILLA CONTINUA DE 1 1/8" PROROD		XXX	1.125	3308.00	45.42	3351.42	
18. SHEAR COUPLING DE 1" BOX-PIN 40 000 LBS + COUPLING 1		XXX	2.375	1.20	3351.42	3352.62	
19. CUELLO DE GANSO PRO ROD 1-1/8"		XXX	1.125	100.00	3352.62	3452.62	
20. COUPLING FR DE 1 1/8" X 1"		XXX	2.000	0.42	3452.62	3453.04	
21. ROTOR PCM 400TP1800		2.250	40.000	3453.04	3453.04	3493.04	
ESPACIAMIENTO			3.33	3493.04		3496.37	
FORMATIONS		FROM (')	TO (')	THICKNESS	SHOWS		
A1		2922.000	2942.000	20.00			
A1a		2991.000	2996.000	5.00			
A1b		3063.000	3067.000	4.00			
A1c		3166.000	3174.000	8.00			
A1f		3534.000	3538.000	4.00			
A1f		3566.000	3578.000	12.00			
A2		3724.000	3737.000	13.00			
A2		3791.000	3796.000	5.00			
A2		3789.00	3763.00	4.00			
A3		3768.00	3774.00	6.00			
A3		3776.00	3782.00	6.00			
A3		3812.00	3816.00	4.00			
B2		4868.00	4880.00	12.00			
B2		4914.00	4918.00	4.00			
COMMENTS							

REPRESENTANTE DE TDA

REPRESENTANTE DEL CLIENTE

ANEXO E. Diagrama de flujo de un proceso de diseño de sistemas de bombeo por cavidades progresivas.

