

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

“DESARROLLO DE UN PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA LA EVALUACIÓN Y DETERMINACIÓN DEL RENDIMIENTO A TIEMPO REAL EN BOMBAS MULTIFÁSICAS DE DOBLE TORNILLO”

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela

Por los bachilleres:

Cárdenas L., Freddy A.

Castillo R., Israel D.

Para optar al Título de
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2007

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

“DESARROLLO DE UN PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA LA EVALUACIÓN Y DETERMINACIÓN DEL RENDIMIENTO A TIEMPO REAL EN BOMBAS MULTIFÁSICAS DE DOBLE TORNILLO”

TUTOR ACADÉMICO: **Prof. Perera, José L.**

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela

Por los bachilleres:
Cárdenas L., Freddy A.

Castillo R., Israel D.

Para optar al Título de
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2007

Caracas, 05 de noviembre de 2.007

ACTA

Los abajo firmantes, miembros del jurado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres:

Cárdenas L. Freddy y Castillo Israel.

Titulado: "DESARROLLO DE UN PROCEDIMIENTO DE CALCULO PARA LA EVALUACION Y DETERMINACION DEL RENDIMIENTO A TIEMPO REAL EN BOMBAS MULTIFASICAS DE DOBLE TORNILLO."

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudio conducente al Título de Ingeniero Mecánico.


Prof. **Francisco García**
Jurado




Prof. **Juan Ruilova**
Jurado


Prof. **José Luis Perera**
Tutor

"Hacia el 50º Aniversario del 21 de noviembre de 1957, Día del Estudiante"



Caracas, 05 de noviembre de 2.007

Ciudadana
Profa. Norma Guzmán
Jefe de División de Control de Estudios
Presente.

Quienes suscriben profesores del Jurado Examinador, designado por el Consejo de la Escuela de Ingeniería Mecánica, nos dirigimos a usted, con la finalidad de informarle la decisión de otorgar a los alumnos:

Cárdenas Freddy y Castillo Israel
C.I. N° 16.536.436 C.I. 16.524.496

"MENCIÓN HONORIFICA"

Por la excelencia demostrada en la realización del Trabajo Especial de Grado Titulado:

"DESARROLLO DE UN PROCEDIMIENTO DE CALCULO PARA LA EVALUACION Y DETERMINACION DEL RENDIMIENTO A TIEMPO REAL EN BOMBAS MULTIFASICAS DE DOBLE TORNILLO"

Sin otro particular a que hacer referencia, quedamos de usted,


Prof. Francisco García
Jurado




Prof. Juan Ruilova
Jurado


Prof. José Luis Perera
Tutor

"Hacia el 50º Aniversario del 21 de noviembre de 1957, Día del Estudiante"

DEDICATORIA

*A mi familia, mis padres y hermano, en especial a mi primo Franco que me sirvió de
ejemplo.*

Freddy Alejandro.

A mi mamá, mi papá, mi hermano y a quienes siempre han creído en mi.

Israel David.

AGRADECIMIENTOS

En principio gracias a Dios que me dió fortaleza y espíritu para culminar este proyecto y la carrera. A mi familia, mis padres Katy y Alberto; y mi hermano Jose que siempre estuvieron ahí para apoyarme en las buenas y en las malas.

A mi compañero de tesis y amigo Israel que siempre estuvo adelante y dio lo mejor de su parte para culminar con el proyecto.

A Karú por servir de principal apoyo, brindarme cariño y entusiasmo cada vez que lo necesité; la familia Wasylkowski que me acompañó durante la carrera.

A WTD Systems y las personas que trabajan ahí, especialmente el Ing. Rafael Buitriago que nos brindó el conocimiento necesario para desarrollar el software.

Al ingeniero Sergio Fraino que nos acompañó y apoyó durante todo el proyecto, además de ser un ejemplo como profesional y persona, además motivó a seguir adelante para poder llegar a nuestra meta en SINCOR. La familia de Sincrudos de Oriente C.A. (Jesus Pacheco, Miguel Dell Uomini, Wilman Ramos, Steven Thomas, Erika Sirit, Andrés Valdiviezo, Joe Liscano, Edgar Brea, Carlos Salas, Birgitt Holmquist, Angela Zghun, Pedro Amundarain, Carla Pérez, al personal de la Estación Principal, Victor Quijada, Karina Vieira y el personal de RRHH); personas admirables que siempre estuvieron para dar el apoyo en cualquier aspecto.

Al profesor J. Perera que nos brindó el apoyo y fue ayuda para culminar éste proyecto. Al personal de Plasmatec que nos brindaron la información necesaria, en especial al Ing. Andrea Scagni y la Ing. Yorli Mora. Al prof. Frank Kenyery que nos atendió y nos ayudó en el primer escalón del proyecto. A mis amigos de la universidad que hicieron mi estadía ahí bastante agradable.

A mis tíos Tino y Freddy que siempre estuvieron ahí acompañando. A mi tia nena, abuela Celina, abuela Hilda, tío Carlos, tío Hugo, tía Cristi, tía Norelys que siempre me han apoyado y brindado con las mejores intenciones su ayuda.

A la Universidad Central de Venezuela que fue otra casa que me dio todo lo necesario para ser quien soy y me enseñó más allá de ser un profesional.

A los profesores Francisco García y Juan Ruiloba que por su disposición brindaron ayuda en éste proyecto.

A mis abuelos Pedro y Eliseo que siempre estarán conmigo.

Freddy Alejandro.

En primer lugar, agradezco al ser supremo de infinita energía que llamamos Dios, por darnos las oportunidades para vencer los retos de nuestra vida. A mi compañero de Tesis y amigo Freddy Cárdenas ya que sin él no se hubiese podido materializar este proyecto, por su paciencia, ánimo y su devoción a alcanzar nuestra meta. A nuestro Tutor Industrial, el Ingeniero Sergio Fraino, que desde un principio fue nuestro guía en la elaboración de este trabajo, quien no sólo nos asesoró en forma extraordinaria e intachable sino que nos sirvió de ejemplo e inspiración por su excelente calidad personal y profesional.

Al personal del departamento de mantenimiento: Wilman Ramos, Jesús Pacheco, Cristóbal Bartolomé, Víctor Quijada, Serleth Suniaga, Steven Thomas y Birgitt Holmquist; del departamento de procesos: Erika Sirit, Andrés Valdivieso, Pedro Amundaraín, Desiré Romero, Cesar Martínez, Carlos Salas y Miguel Dell’Uomini, a Carla Pérez, Joe Liscano y todo el personal de recursos humanos de SINCOR, por haber sido de vital apoyo para aclarar todas y cada una de nuestras dudas e inquietudes. Al profesor Frank Kenyery, fue quien nos dio en forma impecable e incondicional los conocimientos básicos del tema de bombeo multifásico. A los ingenieros Alberto Cárdenas y Rafael Buitriago y al equipo completo de WTD System, por impartirnos en forma incondicional los conocimientos básicos en el manejo del software Visual Basic 6.0 en el cual realizamos el proyecto. Al personal de apoyo en la Estación Principal de San Diego de Cabrutica (Angela Zghun, Marlin Guerra, Oscar Perozo). Al personal de Flowserve de Venezuela por la ayuda brindada. Al profesor Andrea Scagni, a la Ingeniero Yorli Mora y al equipo de Plasmatec quien nos brindó todo su apoyo técnico.

Agradezco también en forma entusiasta a mis amigos y compañeros de estudio: Iván Poskal, Pedro Medina, Francisco Marcano, Daniel Volcán, Oscar Ibarra, Denis Boret, Fernando Chacón, Victoria Conde, Andrea Dávila, Sebastián Vallejos, Al Dubán Pérez, Sofía Hiller, y a todos aquellos y quienes no nombro por haber sido un excelente e inolvidable grupo y equipo de estudio, por su gran

compañerismo, incondicionalidad y apoyo en los momentos mas difíciles durante toda la carrera.

A mi mamá, por ser entre todas, la mejor, la mas amorosa y trabajadora. A mi papá, por ser guía y luz en toda mi vida con su inmenso amor. A mi hermano por ser mi mejor amigo y de mi total admiración y a mi perro por darme tantos días de alegría. A todos ellos agradezco por ser los bastiones de inspiración y adoración en toda mi vida y a quienes les debo lo que hoy en día soy. Gracias a ellos una vez más.

A todos mis compañeros y amigos y sus familiares que desde la infancia han forjado parte de mi forma de ser, por su gran apoyo y lealtad, a mi hermano Nicola Lanzillota, Gianni Lanzillota y sus mamá Maryolga Giran, a mi compadre Jafet Rojas, Alejandro Giamporcaro, Gerardo Méndez, Anamaría López, a mis amigos de las rutas y a todos aquellos y quienes no nombro pero igual son y serán importantes para mí.

A mi novia, compañera y amiga, Mayela Rodríguez, por ser quien me brindó de forma apasionada toda su paciencia y cariño en todo momento. Por siempre haber creído en mí.

A nuestro Tutor Académico, profesor José Luís Perera, por su apoyo brindado y por permitir la realización de este proyecto. Al Prof. Francisco García por la impecable ayuda que nos dio y al Prof. Juan Ruilova por su gran interés.

También agradezco a todos aquellos maestros y profesores que han contribuido en mi formación personal y profesional, a la Universidad Central de Venezuela y al Colegio Agustiniano Cristo Rey como instituciones madres en mi formación académica y humana.

Israel David.

Cárdenas L., Freddy A. y Castillo R., Israel D.

DESARROLLO DE UN PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA LA EVALUACIÓN Y DETERMINACIÓN DEL RENDIMIENTO A TIEMPO REAL EN BOMBAS MULTIFÁSICAS DE DOBLE TORNILLO

Tutor Académico: José L. Perera. Trabajo Especial de Grado. Caracas, UCV.

Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. 2007. 166 pág.

Palabras Claves: Bomba de doble tornillo, multifásico, rendimiento, recirculación, escurrimiento.

En la industria petrolera surge el interés de las estaciones de flujo con tecnología multifásica, debido a la exploración en campos de producción poco atractivos por sus grandes distancias y poca producción. El principal elemento de estas estaciones de flujo son las bombas multifásicas que permiten el transporte de fluidos viscosos. Debido a la arena asociada a la mezcla, los elementos principales de la bomba (tornillo y carcasa) sufren desgaste por abrasión incrementando la holgura entre ellas, reduciendo el rendimiento de la bomba afectando la producción. El objetivo consistió en desarrollar un procedimiento de cálculo para la evaluación y determinación del rendimiento a tiempo real de éstas. Se desarrolló un modelo hidráulico de la bomba enfatizando las recirculaciones internas y el escurrimiento producido entre tornillo y carcasa. Éste modelo hidráulico se automatizó en un programa elaborado en Visual Basic 6.0, cuyos principales módulos fueron el “calculador” que permite el estudio en la bomba y estimación con alta precisión de la holgura y el “estimador” que permite la evaluación de la bomba a diferentes condiciones de operación. El programa desarrollado se apega a las condiciones de operación de SINCOR.

ÍNDICE GENERAL

AGRADECIMIENTOS	iv
DEDICATORIA.....	iv
RESUMENÍNDICE GENERAL	x
ÍNDICE GENERAL	xi
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xv
ÍNDICE DE TABLAS.....	xx
SÍMBOLOS Y ABREVIACIONES.....	xxi
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I: PLANTEAMIENTO DE PROBLEMA	6
1.1.-MOTIVACIÓN	6
1.2.-PLANTEAMIENTO DE PROYECTO	7
1.3.-OBJETIVOS	9
1.3.1.-Objetivo General.....	9
1.3.2.-Objetivo Específicos.	9
1.4.-LIMITACIONES	10
CAPITULO II: DESCRIPCIÓN DE LA EMPRESA.	12
2.1.-ESQUEMA DE PRODUCCIÓN Y SISTEMA DE EXTRACCIÓN DE SINCOR.....	13
2.2.-ESQUEMA DE PRODUCCIÓN DE SINCOR.....	15
CAPÍTULO III: MARCO TEÓRICO	16
3.1.-FAJA PETROLÍFERA DEL ORINOCO	16
3.1.1.-Característica del crudo en la Faja Petrolífera del Orinoco.....	17
3.2.-FLUJO MONOFÁSICO	17
3.2.1 Fluido newtoniano	18
3.3.-FLUJO BIFÁSICO	18
3.3.1.-Patrones de Flujo bifásico.....	18
3.3.2.- Patrón de flujo en la bomba.	22
3.3.3.- Mapas de Flujo Bifásico.....	22

3.3.4.- Mapas de Flujo Multifásico.....	23
3.4.- GRAVEDAD ESPECÍFICA Y GRAVEDAD API	24
3.5.- VISCOSIDAD	25
3.5.1.- Tipos de viscosidad.....	25
3.5.2.-Factores que afectan la viscosidad del crudo de SINCOR.....	26
3.5.3.- Viscosidad a diferentes gravedades API	27
3.6.-EMULSIÓN.....	30
3.7.-BOMBEO MULTIFÁSICO.....	31
3.7.1.-Estación de flujo convencional.	31
3.7.2.-Estación de Flujo Multifásica.....	32
3.7.3.-Ventajas de la estación del bombeo multifásico.....	34
3.8.-BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO.....	34
3.9.-TIPO DE BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO.....	36
3.9.1.-Bombas reciprocantes o de pistón.	36
3.9.2.-Bombas de diafragma.	37
3.9.3.-Bombas rotativas.	38
3.10.-TIPOS DE BOMBAS ROTATIVAS.....	39
3.10.1.-Bomba de simple tornillo.....	39
3.10.2 Bombas de doble tornillo.	41
3.11.-MOTORES A INDUCCIÓN	49
3.11.1.-El sistema trifásico.	51
3.11.2.-Potencia en motores a inducción.....	51
3.12.-MEDIDOR MULTIFÁSICO ROXAR.	53
3.12.1.-El Aplicaciones del medidor multifásico.	53
3.12.2.-Descripción del medidor multifásico Roxar 1900VI.	54
3.12.3.-Componentes principales del sistema.....	54
3.12.4.-Principios de operación.....	55
3.12.5.-Componentes de medición.	56
3.13.-SOFTWARE DE APOYO PARA LA RECOLECCIÓN DE DATOS. ..	60
3.13.1.-EDMS (Electronic Document Manage System).....	60

3.13.2.-PI & Process Book.....	60
3.13.3.-Software MOSCEP.	60
CAPÍTULO IV: ECUACIONES FUNDAMENTALES Y DESARROLLO	
NUMÉRICO	62
4.1.-CARACTERÍSTICA DE FLUIDO	62
4.1.1.-Grado API.....	62
4.1.2.-Fracción volumétrica de gas (Gas Void Fraction) (GVF).	62
4.1.3.-Caudal de Crudo Diluido (Diluted Crude Oil) (Q_{DCO}).	63
4.1.4.-Relación gas - crudo extrapesado (Gas Oil Ratio) (GOR).	63
4.1.5.-Relación gas – crudo diluido (Gas Oil Ratio) (GORs).	63
4.1.6.-Caudal total en la succión (condiciones normales) ($Q_{total.CN.suc}$).	64
4.1.7.-Caudal total en la succión (en condiciones reales) ($Q_{total.suc}$).	64
4.1.8.-Caudal teórico desplazado por la bomba ($Q_{teórico}$).	65
4.1.9.-Caudal Total Recirculado ($Q_{Total.Rec}$):	65
4.1.10.-Caudal Total manejado dentro de la bomba (Q_t):	65
4.2.-NÚMERO DE CAVIDADES DE LA BOMBA.....	66
4.3.-NÚMERO DE ETAPAS DE LA BOMBA.....	66
4.4.-CAUDAL DE RECIRCULACIÓN EN LAS ETAPAS DE LA BOMBA.....	66
4.4.1.-Aplicación de las ecuaciones de movimiento (Navier – Stokes).....	68
4.4.2.-Cálculo del Caudal recirculado en coordenadas cilíndricas, dirección axial (Q_X).	68
4.4.3.-Cálculo del Caudal recirculado en coordenadas cilíndricas, dirección angular (Q_θ).	71
4.4.4.-Diámetro hidráulico (D_h).	74
4.4.5.-Holgura Radial (δ).	75
4.4.6.-Holgura Diametral (2δ).	75
4.4.7.-Área de recirculación (A_{rec}).	75

4.4.8.-Número de Reynolds (R_e).	75
4.4.9.-Velocidad media del fluido de recirculación ($V_{media.rec}$).	76
4.5.-PERFIL DE PRESIONES EN LA BOMBA.	76
4.6.-VARIACIÓN DE TEMPERATURA DE LÍQUIDO EN LA BOMBA. ...	78
4.6.1.-Caudal de Gas en condiciones reales en la salida de la bomba:	79
4.7.-VISCOSIDAD DE LÍQUIDO EN LA BOMBA.....	79
4.7.1.-Corte de agua (BSW) y viscosidad (μ).	80
4.7.2.-Viscosidad del líquido en las etapas de la bomba.	81
4.8.-POTENCIAS.....	82
4.8.1.-Potencia eléctrica (Pot_{elect}).	82
4.8.2.-Potencia mecánica (Pot_{mec}).	83
4.8.3.-Potencia hidráulica (Pot_h).	83
4.8.4.-Potencias perdidas internamente en la bomba ($P_{internas}$):	85
4.9.-EFICIENCIAS EN LA BOMBA.....	87
4.9.1.-Eficiencia Eléctrica. ($\eta_{eléct}$).	87
4.9.2.-Eficiencia mecánica (η_{mec}).	87
4.9.3.-Eficiencia volumétrica (η_{vol}):	87
4.9.4.-Eficiencia total (η_t):	87
4.9.5.-Eficiencia Ideal (η_{ideal}).	88
4.10 AJUSTE DEL PERFIL DE PRESIONES A LO LARGO DEL TORNILLO SEGÚN LAS PRUEBAS REALIZADAS POR EL PROF. GERHARD VETTER.....	88
4.11 RELACIÓN: CORRIENTE Y DIFERENCIA DE PRESIÓN.....	89
CAPÍTULO V: METODOLOGÍA DE CÁLCULO.	91
5.1.-CALCULADOR.....	91
5.2.-ESTIMADOR.....	104
CAPÍTULO VI: PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	116

6.1.- PRUEBA N° 1 (“CALCULADOR”)	116
6.2.- PRUEBA N° 2 (“CALCULADOR”)	123
6.3.- PRUEBA N° 3 (“ESTIMADOR”)	129
CAPÍTULO VII: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	139
CONCLUSIONES.....	139
RECOMENDACIONES.....	141
BIBLIOGRAFÍA.....	143
APÉNDICES.....	146
A-1.-ARREGLO DE SISTEMA DE BOMBEO MULTIFÁSICO EN LAS INSTALACIONES DE SINCOR	146
A-2.-DISEÑO DE LA BOMBA DE DOBLE TORNILLO MPP-IDP 275.....	147
A-3.-MOTOR A INDUCCIÓN DE ALTA EFICIENCIA, ENLAZADO A LA BOMBA POR MEDIO DE UN ACOUPLE RÍGIDO	149
A-4.-ESQUEMA DE MEDICIÓN DE VELOCIDAD DEL FLUJO EN EL MEDIDOR MULTIFÁSICO.	151
A-5.-BOMBA UTILIZADA POR EL PROF. GERHARD VETTER PARA REALIZAR SUS EXPERIMENTOS. CURVAS DE PERFIL DE PRESIÓN A LO LARGO DEL TORNILLO OBTENIDAS.	152
A-6.-VALOR DEL EXPONENTE POLITRÓPICO (N), SEGÚN LOS EXPERIMENTOS DEL PROF. GERHARD VETTER).....	156
A-7.-IMÁGENES DE TORNILLOS NUEVOS Y TORNILLOS DESGASTADOS	158
A-8.-BANCO DE PRUEBA USADO POR EL FABRICANTE.....	160
A-9.-BALANCEO ESTÁTICO Y DINÁMICO DE LOS TORNILLOS	161
A-10.-DISTINTOS TIPOS DE BOMBAS DE TORNILLO	162
A-11.-MODELO DE DISCOS PARALELOS	165

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Esquema de distribución de macollas de SINCOR.	13
Figura 2. Diagrama de producción de SINCOR	14
Figura 3. Esquema de producción de SINCOR	15
Figura 4. Macolla de Cerro Negro, Faja del Orinoco	16
Figura 5. Flujo estatificado suave.	20
Figura 6. Flujo estratificado ondulante	20
Figura 7. Flujo intermitente burbuja alongada.....	20
Figura 8. Flujo intermitente tapón.....	20
Figura 9. Flujo Anular.....	21
Figura 10. Flujo anular ondulante	21
Figura 11. Flujo tipo burbujas.....	21
Figura 12. Curva de patrones de flujo en bombas de doble tornillo.	22
Figura 13. Mapa de flujo experimental de un sistema gas-agua en tubería horizontal	23
Figura 14. Triángulo Multifásico (Fuente: Jaimieson, 1998)	24
Figura 15. Curva de viscosidad de crudo diluido a 8,3°API.....	28
Figura 16. Curva de viscosidad de crudo diluido a 12°API.....	28
Figura 17. Curva de viscosidad de crudo diluido a 16°API.....	29
Figura 18. Curva de viscosidad de crudo diluido a 16°API.....	29
Figura 19. Correlación para Woelflin para emulsiones	31
Figura 20. Esquema de proceso en estación de flujo convencional.	32
Figura 21. Proceso de extracción con bombeo multifásico.....	33
Figura 22. Arreglo de bomba multifásica en SINCOR C.A.	33
Figura 23. Bomba reciprocante de pistón.	37
Figura 24. Imagen de una bomba de diafragma.....	38
Figura 25. Fluido en la bomba de cavidad progresiva (BCP).....	40
Figura 26. Diseño de una bomba de cavidad progresiva.	40
Figura 27. Perfil de presiones monofásico.....	41

Figura 28. Perfil de presiones multifásico.....	41
Figura 29. Bomba de doble tornillo IDP.....	42
Figura 30. Corte superior de la bomba de doble tornillo.	43
Figura 31. Carter o trampa de líquido.	43
Figura 32. Perfil del rotor.....	44
Figura 33. Proceso de trabajo en un pistón.	44
Figura 34. Curva de Volumen vs. Rotación del tornillo.	45
Figura 35. Esquema de recirculación.	46
Figura 36. Representación de eficiencia en la bomba en función de la viscosidad. ...	47
Figura 37. Recirculación en MPP y perfil de presiones generado con flujo monofásico.	48
Figura 38. Recirculación en MPP y perfil de presiones generado con flujo multifásico.....	49
Figura 39. Representación de motores a inducción.	50
Figura 40. Distribución de potencias en el motor de inducción.....	52
Figura 41. Medidor multifásico Roxar en las macollas.	53
Figura 42. Principio de medición del densitómetro.	56
Figura 43. Sensor capacitancia.....	57
Figura 44. Medición del Censor de inductancia.....	59
Figura 45. Perfil de velocidades. Fluido entre cilindros concéntricos.	69
Figura 46. Isotaquia de velocidades entre la carcasa y la periferia del tornillo,	70
Figura 47. Esquema de discos paralelos.	72
Figura 48. Perfil de presiones a lo largo del tornillo.....	78
Figura 49. Curva de Viscosidad Vs Corte de agua.	80
Figura 50. Curva experimental de potencia consumida por los sellos.....	86
Figura 51. Curva de diferencia de presión vs. corriente.	89
Figura 52. Cuadro de Datos (Calculador).	96
Figura 53. Cuadro de Resultados (Calculador).....	100
Figura 54. Cuadro de Datos (Estimador).	108
Figura 55. Cuadro de Resultados (Estimador).....	112

Figura 56. Cuadro de Resultados. Prueba N° 1 (Calculador), Cluster IB	117
Figura 57. Cuadro de Resultados. Prueba N° 2 (Calculador). Cluster ID	124
Figura 58. Cuadro de Resultados. Prueba N° 3 (Estimador).....	130
Figura 59. Variación de holgura en el tiempo.....	136
Figura 60. Plano de SKID de bomba multifásica (derecha) con sistema de lubricación.....	146
Figura 61. Imagen de arreglo de bomba multifásica en la Estación Principal de SINCOR.	146
Figura 62. Bomba multifásica de doble tornillo.....	147
Figura 63. Rotor de bomba multifásica de doble tornillo.	147
Figura 64. Motor de inducción acoplado a bomba multifásica de doble tornillo.	149
Figura 65. Curva de eficiencia en función de la potencia.	150
Figura 66. Esquema de medición de velocidad del flujo en el medidor multifásico.....	151
Figura 67. Vista lateral de la bomba usada por el Prof. Vetter en sus experimentos.	152
Figura 68. Vista frontal de la carcasa de la Bomba usada por el Prof. Vetter en sus experimentos.	152
Figura 69. Vista superior de la Bomba utilizada por el Prof. Vetter en sus experimentos	153
Figura 70. Curva de presión vs. Longitud del tornillo. ($\Delta P = 15$ bar) a 2900RPM..	154
Figura 71. Curva de presión vs. Longitud del tornillo. ($\Delta P = 10$ bar) a 2900RPM..	154
Figura 72. Curva de presión vs. Longitud del tornillo. ($\Delta P = 5$ bar) a 2900RPM....	155
Figura 73. Exponente politrópico de la compresión del gas en la bomba de prueba.....	157
Figura 74. Tornillo Mecanizado (antes de ser usado).....	158
Figura 75. Tornillo Desgastado.....	158
Figura 76. Separación del líquido y el gas en el interior de la bomba	160
Figura 77. Balanceo de Tornillos.....	161

Figura 78. Diagramas de una bomba de tornillos y de engranajes, mostrando movimiento axial (a) y circular (b) del fluido.....	162
Figura 79. Esquema de una bomba de tornillo simple o cavidad progresiva.....	162
Figura 80. Esquema de una bomba de doble tornillos	163
Figura 81. Arreglo de una bomba de triple tornillo (o tornillos múltiples).....	163
Figura 82. Arreglo de una bomba de triple tornillo. El patrón descrito por el flujo provee balanceo axial (Imo Pump)	164
Figura 83. Modelo de discos paralelos.....	165
Figura 84. Modelo de discos inclinados.....	166

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Clasificación del crudo por °API	25
Tabla 2. Bombas de desplazamiento positivo rotativas.	39
Tabla 3. Variación de la holgura en el tiempo. Cluster ID	135
Tabla 4. Eficiencia para rangos de potencia en Hp	150

SÍMBOLOS Y ABREVIACIONES.

A: Área transversal.

API: American Petroleum Institute.

°API: Gravedad API.

A_{rec} : Área de recirculación.

b : Radio del tornillo.

BCP: Bomba de cavidad progresiva.

BPD: Barriles por día.

BSW (%): Corte de agua en la mezcla expresada en porcentaje.

DCO: Crudo diluido (*Diluted Crude Oil*).

D_h : Diámetro hidráulico.

EHO: Crudo extrapesado sin diluir (*Extra Heavy Oil*).

FP: Factor de potencia del motor a inducción.

ft³: pies cúbicos.

g : Aceleración de la gravedad.

ge : Gravedad específica del líquido.

ge_d : Gravedad específica del crudo diluido.

ge_{d_i} : Gravedad específica del líquido que recircula en la etapa actual.

HPD: Holgura Diametral Promedio

i : Número de etapa del tornillo.

I : Corriente eléctrica.

GVF: Fracción volumétrica de gas (*Gas Void Fraction*).

GOR : Relación gas crudo extrapesado (*Gas Oil Ratio*).

GORs : Relación gas crudo diluido.

GPM: Galones por minuto.

K_{forma} : Constante del tornillo suministrada por el fabricante.

KVA: Kilovoltio amperio.

l : Espesor del tornillo en la periferia.

MPFM: Medidor Multifásico.

MPP: Bomba Multifásica.

P : Presión.

P_{desc} : Presión en la descarga de la bomba.

P_i : Presión en la etapa del tornillo.

P_{i+1} : Presión en la siguiente etapa del tornillo.

$P_{internas}$: Pérdidas de potencia internas en la bomba.

P_{suc} : Presión a la succión de la bomba.

Pot_{elect} : Potencia eléctrica.

Pot_{Eng} : Potencia consumida por los engranajes de sincronización.

$Pot_{fricción}$: Pérdida de potencia por fricción.

Pot_{gas} : Potencia consumida por compresión de gas en la bomba.

Pot_h : Potencia hidráulica.

Pot_{mec} : Potencia mecánica.

Pot_{liq} : Potencia consumida para transportar el líquido en la bomba.

Pot_{SM} : Potencia consumida por los sellos mecánicos.

Q : Caudal.

$Q_{agua.suc}$: Caudal de agua en la succión de la bomba.

Q_{liq} : Caudal de líquido.

Q_{DCO} : Caudal de crudo diluido.

$Q_{DCO.suc}$: Caudal de crudo diluido en la succión de la bomba.

Q_{Dil} : Caudal de diluyente.

Q_{EHO} : Caudal de crudo extrapesado.

Q_{esc} : Caudal Escurrido de la bomba.

Q_{gas} : Caudal de gas.

Q_{gas_i} : Caudal de gas en la etapa del tornillo.

$Q_{gas_{i+1}}$: Caudal de gas en la siguiente etapa del tornillo.

$Q_{gas.des}$: Caudal de gas a la descarga de la bomba a condiciones reales.

$Q_{gas.suc}$: Caudal de gas en condiciones reales en la succión de la bomba.

$Q_{gas.CN.suc}$: Caudal de gas en condiciones normales en la succión de la bomba.

Q_{rec} : Caudal recirculado en cada etapa del tornillo.

Q_{rec_i} : Caudal recirculado en la etapa actual.

Q_t : Caudal total manejado por la bomba.

$Q_{teórico}$: Caudal teórico desplazado por la bomba.

Q_{total} : Caudal total de la mezcla (incluyendo gas y líquido).

$Q_{total.CN.suc}$: Caudal total en la succión (en condiciones normales).

$Q_{Total.Rec}$: Caudal Total Recirculado.

$Q_{total.suc}$: Caudal total en la succión (en condiciones reales).

$Q\theta$: Caudal de líquido de recirculación en dirección angular (θ).

QX : Caudal de líquido de recirculación en dirección axial (X).

R : Radio de la carcasa.

R_e : Número de Reynolds.

RPM : Revoluciones por minuto.

SDC : San Diego de Cabrutica.

scf : Pies cúbicos estándar.

T_d : Temperatura del crudo diluido en °F.

T_i : Temperatura del líquido en la etapa actual.

T_{desc} : Temperatura de la mezcla a la descarga de la bomba.

T_{suc} : Temperatura de la mezcla a la succión de la bomba.

U : Velocidad

$U\theta$: Velocidad del líquido de recirculación en dirección angular (θ).

U_x : Velocidad axial del tornillo

UX : Velocidad del líquido de recirculación en dirección axial (X).

V : Volumen [m^3].

VME : Tarjeta de computadora en medidores multifásicos.

V_{media} : Velocidad media del fluido.

$V_{media.rec}$: Velocidad media del líquido de recirculación.

$Visc_{(cPoise)i}$: Valor de la viscosidad en cPoise del líquido que recircula en esa etapa

$Visc_{@BSW \%mezcla}$: Viscosidad leída de la curva dada por Sincor @ 16 API al corte de agua de la mezcla

V_l : Voltaje de línea.

vs.: Versus.

X: Dirección axial del movimiento de fluido

Z_{desc} : Altura de la descarga de la bomba.

Z_{suc} : Altura de la succión de la bomba.

Letras griegas:

ΔP : Diferencial de presión entre la descarga y la succión

η : Eficiencia.

$\eta_{eléct}$: Eficiencia eléctrica.

η_{ideal} : Eficiencia ideal.

η_{mec} : Eficiencia mecánica.

η_t : Eficiencia total.

η_{vol} : Eficiencia volumétrica.

ρ : Densidad [g/cm^3]

τ : Torque del motor

μ : Viscosidad Absoluta

ν : Viscosidad cinemática [cSt]

δ :Holgura Radial

θ : Dirección angular del movimiento de fluido.

ω : Velocidad angular.

INTRODUCCIÓN

En la industria petrolera existe una creciente necesidad de explotar campos petroleros geográficamente distantes y poco atractivos económicamente, tomando en cuenta los sistemas de extracción convencionales. Sin embargo, pueden ser desarrollados a través de una instalación satélite (macollas o sistema de bombeo multifásico), que envía la producción total de los pozos a una estación central de procesamiento (Estación Principal). Con el paso del tiempo se han desarrollado nuevas tecnologías para facilitar la recolección, manejo y transporte de fluidos producidos en las estaciones de producción, y para reducir los costos de inversión y operación (Ver figura 3).

Adicionalmente, el uso de tecnología de bombeo multifásico en el desarrollo de nuevos campos ofrece un gran potencial en la reducción importante de costos de capital, además, de mejorar y simplificar significativamente las operaciones. Por otra parte, surge la importancia del uso de medidores multifásico que elimina la necesidad de otros instrumentos adicionales como, líneas de prueba y medidores separados de flujo (incrementando la inversión inicial haciendo poco rentable la explotación de pozos de baja producción), ofrece la oportunidad para una reducción importante en los costos de capital, y mejora significativamente la gestión del yacimiento.

Sincrudos de Oriente C.A. (SINCOR), tiene un sistema de extracción basado en el bombeo multifásico, de ahí la gran importancia de optimizar todos los procesos de producción y sostener un control y monitoreo sobre las bombas multifásicas, ya que éstas son el corazón de producción en la empresa.

El estudio de bombeo multifásico con equipos rotativos es un tema extenso y novedoso, debido al poco tiempo de comercialización de estos equipos en la industria petrolera. La principal consecuencia, es la escasa teoría en libros, orientando la

investigación en “*papers*” e información técnica solicitada al personal de SINCOR y los fabricantes de dichas bombas. Mencionado anteriormente, existe cierta complejidad del tema de bombeo multifásico para la preparación académica a nivel de pre-grado en ingeniería mecánica, por ende se recurre a la implementación de teoría, ciertas correlaciones matemáticas y consideraciones realizadas por el profesor Gerhard Vetter y el Dr. Paul Cooper; además consideraciones tomadas en conjunto con el personal de SINCOR para desarrollar un procedimiento de cálculo personalizado a las exigencias de la compañía. La implementación de estas teorías nos permitirá desarrollar el software y para estimar la holgura y desgaste en el tiempo, además de los cálculos de eficiencias teórica y real.

Las bombas multifásicas de doble tornillo son equipos rotativos que operan bajo el principio del tornillo de Arquímedes. Estas máquinas constan de dos tornillos (uno conductor y otro conducido), cubiertos por una carcasa que limita el tornillo generando cavidades. Entre la cresta del tornillo y la carcasa existe un espacio (holgura), donde se produce recirculación del fluido disminuyendo la eficiencia de la bomba y en consecuencia la producción de la macolla.

En la actualidad, no es posible predecir el valor de la holgura entre tornillo y carcasa de una bomba en funcionamiento, ya que la arena presente en la mezcla bombeada y en el líquido que recircula internamente en la bomba, actúa como agente abrasivo responsable del desgaste de dichas partes, incrementando la holgura entre ambas. El contenido de arena en la mezcla bombeada además es variable en el tiempo por lo que el desgaste igualmente lo será. Surge entonces, la necesidad de crear un procedimiento de cálculo automatizado, para poder estimar este valor de holgura así como las eficiencias de la bomba a diferentes condiciones operacionales. Se crea entonces un módulo principal “calculador”, el cual permite obtener un valor aproximado de dicha holgura.

Abarcando mas allá de los objetivos planteados inicialmente en la elaboración de este Trabajo Especial de Grado, se crea por necesidades de la empresa un segundo módulo denominado “estimador”, capaz de predecir el comportamiento de la bomba a diferentes condiciones de operación supuestas (no reales) basado en los caudales obtenidos manejados por la bomba. El propósito de dicho módulo es presentar un caudal óptimo a la succión de la bomba para aprovechar al máximo su capacidad volumétrica y así generar mayor productividad y ganancias a la empresa.

El desarrollo de ambos módulos abarca los siguientes aspectos:

- Estudio completo de la teoría involucrada en el diseño y funcionamiento de las bombas multifásicas de doble tornillo.
- Generación de un modelo hidráulico adaptado a las condiciones geométricas y de operación de dichas bombas.
- Realización y estructuración de un algoritmo lógico-matemático como metodología de cálculo para automatizar los cálculos realizados en el modelo hidráulico
- Elaboración de un software con interfaz hombre-máquina basado en el modelo hidráulico, aplicando el algoritmo realizado y que permita el cómputo eficaz y de fácil interpretación de los resultados obtenidos para un usuario con conocimientos del tema.

En el procedimiento de cálculo se emplea una curva que representa la viscosidad de la mezcla trifásica agua-crudo-gas en función del corte de agua para distintas condiciones de operación de SINCOR C.A. Esta curva es producto de un trabajo especial de grado, realizado en la empresa por Elisa María Hernández de la Universidad Simón Bolívar en el año 2.004.

El avance del modelo hidráulico se realiza en base a los desarrollos teóricos y empíricos realizados por el profesor Gerhard Vetter, ajustando el perfil de presiones

en la bomba en función al GVF presente en la mezcla (este ajuste se hace cuando éste es mayor a un 35%). Entre otras consideraciones, es importante resaltar el patrón de flujo en la bomba (estratificado inverso, ver figura 12) proveniente de estudios del fabricante Bornemann y sujeto a condiciones de operación que en caso de SINCOR se mantienen en un rango estable.

El estudio estaba planteado para la bomba modelo MPP-IDP 380, pero debido al gran número de las MPP-IDP 275 instaladas en campo y la confiabilidad en los instrumentos de medición, se orientó el análisis al último mencionado. El desarrollo del programa en base al procedimiento de cálculo, producto del estudio en las bombas multifásicas, presenta un amplio beneficio para SINCOR, ya que permite que la empresa elabore planes de mantenimiento predictivo en función a la estimación de holgura y desgaste en el tiempo. Además permite la elaboración de una logística de cambio de bombas a un momento dado buscando aumentar la producción, lo cual se traduce en plusvalías económicas para la empresa.

Este trabajo especial de grado está formado por 7 capítulos. El capítulo I, presenta el planteamiento de problema, objetivos y motivación.

El capítulo II, presenta la información de Sincrudos de Oriente C.A. como empresa, además del sistema de producción y bombeo al detalle.

En el capítulo III, se presenta el marco teórico de conceptos fundamentales en el flujo bifásico como los patrones de flujo, viscosidades y gravedad API entre otros. Además se exponen los conocimientos desarrollados de los equipos que están involucrados directamente en los cálculos tales como: descripción de la bomba multifásica de doble tornillo, el motor a inducción y los medidores multifásicos. Esta teoría es indispensable para la elaboración de la metodología de cálculo, debido a la descripción de fenómenos y consideraciones a tomar para la simplificación de los cálculos.

El capítulo IV describe al detalle las ecuaciones involucradas en la metodología de cálculo, para estimar el desgaste en la bomba, consumo de potencia y rendimiento; con soporte teórico en el capítulo anterior.

El capítulo V presenta la metodología que define el procedimiento de cálculo y la secuencia de la formulación presentada en el capítulo anterior. Adicionalmente, se expone el algoritmo usado para desarrollar el software.

El capítulo VI expone los resultados del procedimiento de cálculo desarrollado y un análisis referente a cada valor obtenido.

Finalmente en el capítulo VII se presentan las conclusiones del estudio y las recomendaciones observadas durante el trabajo.

CAPÍTULO I: PLANTEAMIENTO DE PROBLEMA

1.1.-MOTIVACIÓN

Sincrudos de Oriente C.A (SINCOR) se dedica a la exploración, extracción, producción, mejoramiento y comercialización de crudo. La compañía consta básicamente de 3 puntos geográficos que hacen posible desde el proceso de extracción hasta la comercialización del crudo. El primero es Zuata, ubicado al sur del Estado Anzoátegui, es ahí donde se realiza la extracción. En segundo lugar está la estación principal en San Diego de Cabrutica en el mismo estado, donde recibe el crudo desde Zuata y lo bombea bajo ciertas especificaciones al Complejo Criogénico de Jose que completa el tercer punto.

En búsqueda de nuevas tecnologías para facilitar la recolección, manejo y transporte de los fluidos producidos a las estaciones de producción, y para reducir costos de inversión y operación, SINCOR C.A. cuenta con la tecnología de bombeo multifásico en los campos de extracción de la Faja Petrolífera del Orinoco, para manejar y transportar los fluidos producidos por 400 pozos hasta las instalaciones de separación y deshidratación. Esta aplicación ha permitido beneficios para la compañía y de ahí surge la importancia en el rendimiento de los equipos.

El rendimiento de las bombas multifásicas consta de diversos factores, entre los cuales se puede considerar principalmente el aumento de holgura entre tornillos y carcasa que aumenta las pérdidas por recirculación de fluido en la bomba, producto del desgaste con el tiempo. Este desgaste es consecuencia del alto contenido de sólidos en el fluido de trabajo.

Debido a las pérdidas por recirculación entre tornillos y carcasa con el tiempo, traen como consecuencia la disminución en la producción, ocasionando bajas

considerables en los ingresos por producción para la compañía. El desgaste es un parámetro que puede ser controlado con el debido mantenimiento, de esta manera, surge el interés de desarrollar un método para predecir dicho desgaste y su relación con el rendimiento, para elaborar un criterio de cambio y reparación de estas bombas.

El estudio está orientado a la estimación, por medio de métodos numéricos y estadísticos, de la holgura existente entre tornillos y carcasa, para establecer un plan de mantenimiento adecuado para cada bomba y determinar si la baja eficiencia de un tramo de producción es causada por el sistema o por el equipo.

Este estudio es beneficioso para la compañía, ya que con la posible implementación del software que se desarrolle en este trabajo, esta empresa podrá obtener un mejor desempeño en el sistema de producción.

Académicamente, la ejecución de este trabajo especial de grado es importante pues de esta manera se involucra a las universidades y a los profesionales de la investigación con los problemas de la industria y proyectos relevantes para el desarrollo del país.

Como futuros egresados esta es una buena oportunidad para desarrollar un trabajo de grado, ya que podremos aplicar conocimientos adquiridos en la carrera, orientados a la realización de proyectos de utilidad en la industria.

1.2.-PLANTEAMIENTO DE PROYECTO

Sincrudos de Oriente C. A. ha incorporado el uso de nuevas tecnologías que ha permitido la implementación del bombeo multifásico en el proceso de explotación del crudo. La instalación de bombas multifásicas evita gastos en estaciones de bombeo complejas para el transporte del crudo hacia la estación principal en San Diego de Cabrutica a varios kilómetros de distancia.

Actualmente SINCOR cuenta con 32 macollas, en las cuales 30 de ellas tienen instaladas bombas multifásicas para el transporte del crudo. Por lo tanto, el nivel de producción de crudo de esta empresa es totalmente dependiente del desempeño de las bombas. Actualmente no se dispone de ningún método que permita diagnosticar en forma efectiva el estado en que se encuentran las bombas cuando están en operación. SINCOR, en busca de mejorar la calidad de sus trenes de producción se encuentra en la necesidad de estimar el rendimiento de las bombas multifásicas que transportan el crudo desde las macollas hasta la Estación Principal. Por ende debe aplicar métodos alternos para estimar el rendimiento de las mismas a tiempo real.

Se plantea la necesidad de realizar un software que permita determinar con data ingresada por la empresa (usuario), los valores de eficiencia real y teórica y los posibles factores que pueden influir en la diferencia entre ambas. Estos factores son básicamente tres: viscosidad de la fase líquida, porcentaje de Gas en el crudo y el funcionamiento interno de la bomba.

Adicionalmente, el software debe estimar la holgura entre tornillo y carcasa, pues ésta es el parámetro dimensional que define la condición de operación de la bomba. A mayor recirculación de fluido en la bomba, menor será el volumen de líquido desplazado y por ende la eficiencia de la misma.

De esta forma se pueden desarrollar planes de mantenimiento y de emergencia según sea el rendimiento y la holgura de las bombas mediante la utilización de la data proporcionada por el software.

1.3.-OBJETIVOS

1.3.1.-Objetivo General.

Desarrollar un procedimiento de cálculo para la evaluación y determinación del rendimiento a tiempo real en bombas multifásicas de doble tornillo.

1.3.2.-Objetivo Específicos.

- Recopilar información y data técnica de los equipos.
- Describir al detalle las instalaciones y el sistema de bombeo multifásico puesto en campo.
- Desarrollar un modelo numérico para la determinación de rendimientos en bombas multifásicas de doble tornillo.
- Automatizar el procedimiento numérico por medio de un programa.
- Elaborar el software basado en el método numérico que permitirá al usuario conocer los valores de eficiencias, holgura entre tornillo y carcasa y evaluación de las posibles causas de la diferencia entre los valores reales e ideales.
- Determinar el rendimiento ideal y real de las bombas multifásicas de doble tornillo.
- Realizar un análisis de posibles causas de la diferencia entre las eficiencias calculadas.

- Estimar la holgura entre tornillos y carcasa, mediante cálculos en base al rendimiento de la bomba multifásica de doble tornillo.
- Evaluar condiciones iniciales de operación y funcionamiento de las bombas multifásicas de doble tornillo basado en su geometría, holguras entre tornillos y carcasa.
- Evaluar el desempeño del programa desarrollado por medio de la comparación con el registro histórico de la variación de holgura en función del rendimiento de las bombas multifásicas de doble tornillo instaladas en campo.

1.4.-LIMITACIONES

- El estudio se realiza únicamente antes de la brida de succión de la bomba, esto es debido a que se cuenta con el uso de medidores multifásicos los cuales arrojan resultados característicos del fluido a tiempo real.
- El estudio se desarrolla a un solo modelo de bomba MPP-IDP – 275. (SINCOR posee en sus instalaciones tres modelos de bombas multifásicas), debido a que el proyecto se puede desarrollar únicamente en las troncales 1 y 2, por que presentan data confiable y este es el modelo de bombas que más abundan en la planta.
- El tema de bombeo multifásico abarca el estudio de flujos multifásicos los cuales van más allá de la preparación académica a nivel de pre-grado en la ingeniería mecánica, por ende se recurrirá a la implementación de la teoría y correlaciones matemáticas realizadas por el profesor Gerhard Vetter y el Dr. Paul Cooper, así como también sus consideraciones y limitaciones de estudio.

Esto es debido a que los modelos matemáticos desarrollados por ellos son los más usados en el diseño de las bombas multifásicas de doble tornillo con excelentes resultados. Por otra parte, se toman en cuenta las consideraciones de operación de la empresa, tales como porcentaje máximo de gas en la mezcla, viscosidades, etc. La implementación de estas teorías permite realizar los cálculos de eficiencias y desarrollo del software mediante la aplicación de conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera y acordes al nivel de pregrado.

- El rango de GVF (menor a 85%) usado para desarrollar el procedimiento de cálculo se encuentra en los rangos utilizados por los estudios del profesor Gerhard Vetter y los rangos de operación de SINCOR. Es importante, ya que las consideraciones hidráulicas de flujo en la bomba (ver figura 12 y apéndice 6) no son ciertas cuando los valores de GVF superan dicho rango.

CAPITULO II: DESCRIPCIÓN DE LA EMPRESA.

Sincrudos de Oriente C.A. (SINCOR) es una asociación estratégica de tres empresas de alto nombre a nivel mundial: PDVSA (Venezuela), TOTAL (Francia) y STATOIL (Noruega). El fin principal de la empresa, es la extracción, producción, mejoramiento y comercialización de crudo extrapesado proveniente de la Faja Petrolífera del Orinoco. Esta asociación estratégica proviene de negociaciones del gobierno venezolano, que permitió a PDVSA asociarse con éstas empresas extranjeras para el desarrollo de las reservas de la Faja del Orinoco, las cuales se estiman en 235 mil millones de barriles de crudo extrapesado.

La producción inicia en el sur del Estado Anzoátegui con la extracción de un grupo de pozos horizontales, reunidos en Macollas, los cuales producen agua, gas y crudo pesado a aproximadamente 8.5° API. Posteriormente por medio de bombas multifásicas (MPP) la mezcla es transportada a la Estación Principal o SINCOR MAINSTATION, donde el crudo es deshidratado, desgasificado y diluido con nafta hasta llegar a 16° API y 2% de agua, luego es transportado por medio de un oleoducto a mas de 200 Km al mejorador, también llamado SINCOR DOWNSTREAM, ubicado en el Complejo Industrial Petroquímico y Petrolero “General de División José Antonio Anzoátegui”, al norte del Estado Anzoátegui.

En el mejorador, se obtienen los productos finales del proceso de producción y cuenta con aproximadamente 180 mil Barriles por día (BPD) de crudo mejorado a 32° API, denominado “Zuata Zweet”. Adicionalmente, se obtienen dos productos derivados del proceso, alrededor de 860 toneladas de azufre, destinado en su principalmente a la industria farmacéutica, y alrededor de 6.000 toneladas de coque, producto proveniente de la descomposición térmica de carbones bituminosos en ausencia de aire con alto poder calorífico destinado a la industria eléctrica. Otro producto, no comercial obtenido en el mejorador por medio de la destilación, es la

nafta utilizada para diluir el crudo extrapesado, la cual es bombeada nuevamente en un sistema de tuberías, hacia la estación principal con el fin de ser utilizada nuevamente en el proceso de extracción.

2.1.-ESQUEMA DE PRODUCCIÓN Y SISTEMA DE EXTRACCIÓN DE SINCOR

En un radio aproximado de 10 Km de la estación principal se encuentran 32 macollas. Las macollas son agrupaciones de pozos (entre 12 y 24 pozos por cada macolla) y cada una posee un calificativo de dos letras para caracterizarlas, por ejemplo “LC”, como se observa en la figura 1, es una macolla asociada a la troncal 1. Las troncales son las principales líneas que transportan crudo desde las macollas hasta la Estación Principal.

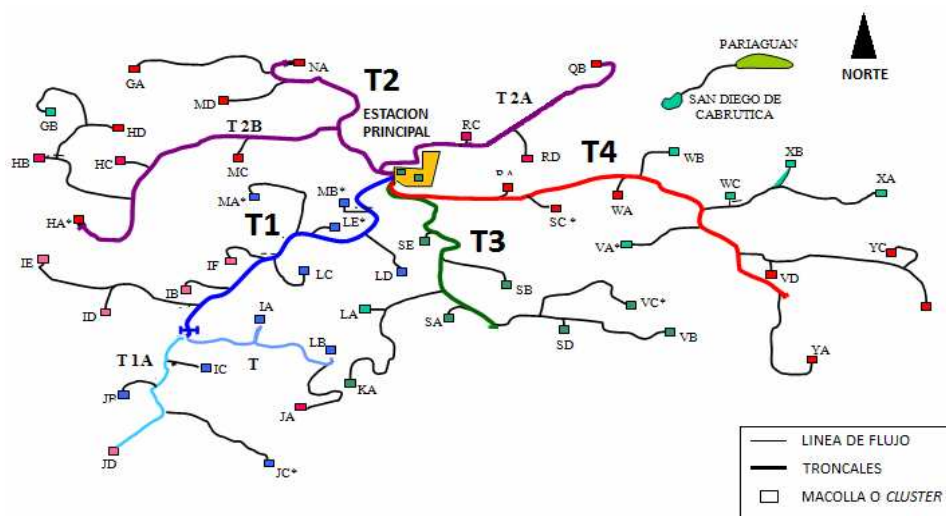


Figura 1. Esquema de distribución de macollas de SINCOR.

Para la extracción el crudo es diluido con nafta, el cual es almacenado en el tanque T-3101 ubicado en la estación principal y se impulsa por medio de las bombas P-3101A-D/S hacia las macollas para ser inyectado en cada uno de los pozos. El crudo es extraído hasta la superficie por medio de bombas de cavidad

progresiva (BCP), ahí se encuentran en la macolla una bomba multifásica (MPP) que impulsa el fluido hasta los colectores de lodo (*Slug catchers*) de la Estación Principal, los cuales operan a 3,5 barg de presión, donde se separa todo el gas libre y es enviado a los Tambores Depuradores de Gas Combustible D-3201A/B para luego ser trasladado a los Generadores de Potencia que abastecen de electricidad a toda la instalación y el excedente se quema en mechurrios FL-3501 y FL-3502.

El crudo diluido con alto contenido de agua es impulsado a través de las bombas P-3001 A/B/C/D/E/F hacia los intercambiadores de calor E-3001 A/B, incrementando su temperatura a 47 °C y enviado a los intercambiadores E-3003A-H donde se calienta hasta 93 °C, posteriormente se eleva la temperatura en los Hornos de Crudo H-3001A/B hasta 140 °C. Después de pasar por los hornos el crudo es enviado a los separadores de alta temperatura D-3007 A/B, donde es retirado el gas asociado a la mezcla y se enlaza a la línea de transporte de gas proveniente del colector de lodo. El crudo caliente es impulsado mediante las bombas P-3005 A-F a los deshidratadores D-3004 A-D, donde se retira cerca del 98% del agua contenida en el crudo.



Figura 2. Diagrama de producción de SINCOR

Finalmente el crudo llega a los intercambiadores de calor E-3003 A-H donde es enfriado y continúa su camino hasta las bombas de exportación P-3002 A/B-S a 89 °C donde se puede agregar nafta para nivelar el °API requerido.

2.2.-ESQUEMA DE PRODUCCIÓN DE SINCOR.

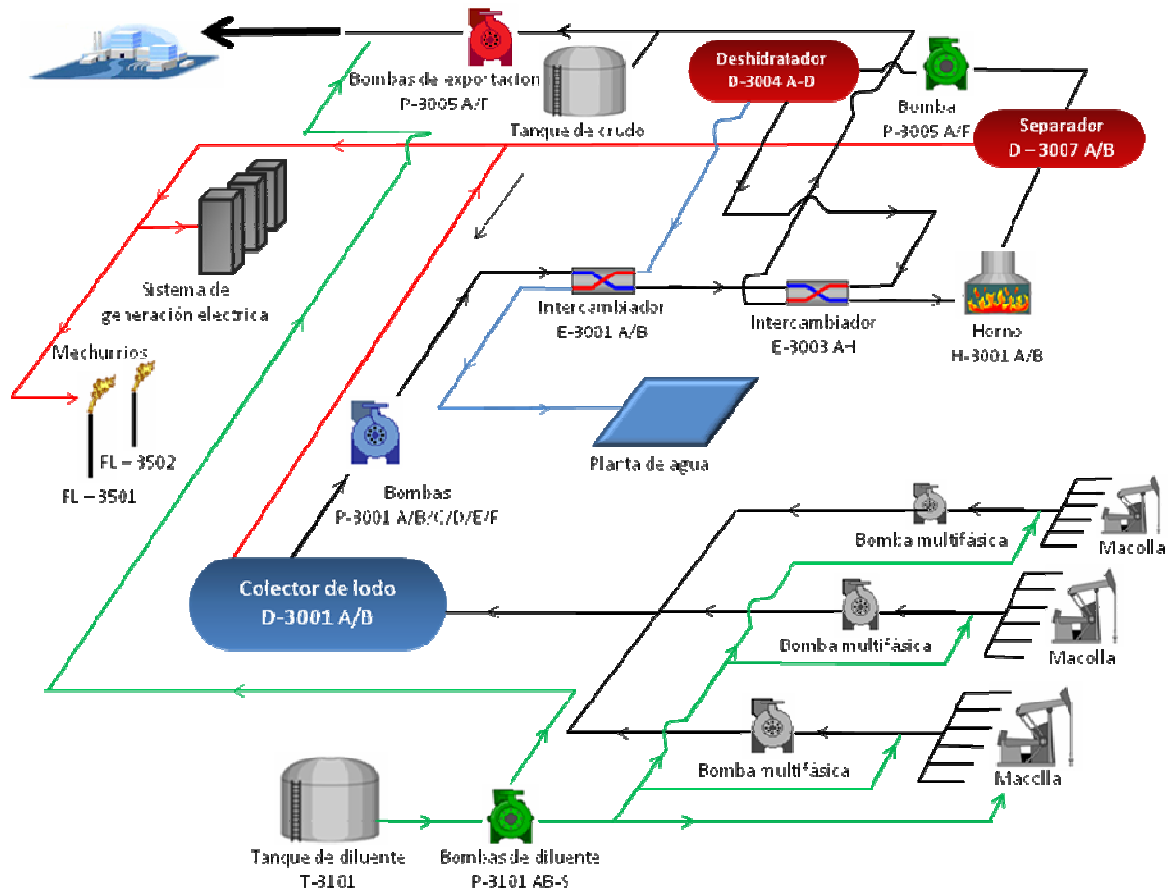


Figura 3. Esquema de producción de SINCOR

CAPÍTULO III: MARCO TEÓRICO

3.1.-FAJA PETROLÍFERA DEL ORINOCO

Desde décadas atrás se conoce la existencia de depósitos de crudos pesados y extrapesados que hoy en día atraen la atención de las empresas petroleras. Similar a la faja Petrolífera del Orinoco en Venezuela, en el mundo lugares como California, Canadá, México entre otros poseen petróleo pesado y extra pesado. Anteriormente, no eran atractivos estos crudos debido a sus características y que se obtenían fácilmente mejores productos (medianos y livianos).

Las evaluaciones de los recursos petrolíferos mundiales asomaron la conclusión probables y posibles por contabilizar en las cuencas sedimentarias conocidas no serían suficientes para abastecer el mundo a largo plazo. Posiblemente las áreas vírgenes restantes y todavía en espera de estudios y evaluaciones tampoco contribuirán suficientemente a los inmensos volúmenes de petróleo requeridos para el futuro. Por tanto, las áreas ya conocidas de petróleos pesados y extrapesados comenzaron a tener importancia mundial y a ser estudiadas y evaluadas detalladamente. El principal ejemplo lo constituye el estudio de la Faja del Orinoco, en el cual se pronosticó la existencia de 700.000 millones de barriles de petróleo en sitio.



Figura 4. Macolla de Cerro Negro, Faja del Orinoco. (Fuente: El pozo ilustrado)

3.1.1.-Característica del crudo en la Faja Petrolífera del Orinoco.

La característica principal de los crudos es la viscosidad, representada indirectamente por la densidad o gravedad específica (Expresada en °API). La escala °API de los crudos extrapesados caen en el rango de 0,0 - 9,9 °API y los pesados en el rango 10 - 21,9 °API.

La viscosidad de estos crudos es bastante alta, y puede superar los 50.000 Centipoise (cPoise, unidad de viscosidad). En el caso de SINCOR maneja crudos hasta los 2300 cPoise. La viscosidad es muy importante en el tratamiento y manejo del crudo, desde el yacimiento hasta el transporte del crudo pasando por todas las actividades necesarias para la explotación, de ahí surge la importancia de disminuir la viscosidad bien sea usando diluentes o calentando.

Es importante resaltar el alto contenido de azufre que varía de 1% a 8% a diferencia de los crudos livianos y medianos. Adicionalmente, se tiene el conocimiento de metales como el níquel, vanadio entre otros, que se encuentran en volúmenes de 100 a 500 ppm suministrando al fluido cierto poder corrosivo. Por este motivo, la refinación requiere de métodos y tratamientos especiales para mejorar su calidad.

3.2.-FLUJO MONOFÁSICO

Está constituido por uno o más elementos que permanecen en el mismo estado de agregación de la materia. En caso de un flujo se asume líquido sin importar la viscosidad que estos posean y al fluir toman la forma del canal o tubería que lo contiene.

Para efectos de cálculo de caída de presión en tuberías horizontales y verticales, se utilizan las ecuaciones de continuidad y balance de momentum.

3.2.1.-Fluido newtoniano

Es un fluido ideal porque conserva la misma velocidad a través de toda la longitud de recorrido, asumiendo que la viscosidad absoluta es constante e independiente del esfuerzo cortante aplicado.

3.3.-FLUJO BIFÁSICO

Está constituido por dos o más elementos que se encuentran en diferentes fases y a diferencia del flujo monofásico, no toma completamente la forma del elemento por el cual fluye, debido al espacio que ocupa el gas y el líquido de la mezcla, además ambas fases poseen diferentes velocidades. La forma que toma la mezcla al fluir depende del elemento de contorno y el patrón de flujo.

3.3.1.-Patrones de Flujo bifásico.

Son las distintas configuraciones que forman dos o más fases al fluir juntas por un conducto. El estudio de los patrones permite describir las características de cada flujo en función de su composición de mezcla, lo cual es un factor importante a tomar en cuenta en el transporte del mismo.

A diferencia del flujo con una fase, el flujo multifásico depende de la composición y concentración de cada uno de los elementos que la componen, ya que dependiendo del patrón de flujo se presentan diferentes velocidades promedios (velocidad promedio del gas y velocidad promedio del líquido). Por la complejidad de modelar matemáticamente el comportamiento del flujo multifásico, se ha recurrido a estudios netamente empíricos que han permitido considerar el movimiento del fluido a través de ductos, bien sea horizontales

como verticales. El patrón de flujo depende directamente de las velocidades superficiales de líquido y gas, así como GLR y *Hold up*.

Se han identificado las siguientes configuraciones para patrones de flujo en tuberías horizontales:

- Flujo estratificado
 - Suave.
 - Ondulante.
- Flujo intermitente.
 - Burbuja alargada
 - Tapón
- Flujo anular.
 - Anular.
 - Anular ondulante.
- Flujo de burbujas.

Flujo estratificado.

Ocurre en caudales relativamente bajos de gas y líquido. Las dos fases están separadas, la fase líquida fluye en el fondo de la tubería y la fase gaseosa por encima debido a la gravedad. El patrón de flujo estratificado está subdividido en estratificado suave, donde en la mezcla gas líquido se presentan ondas suaves; y estratificado ondulante, ocurriendo con altos caudales de gas, donde se forman ondas más pronunciadas.

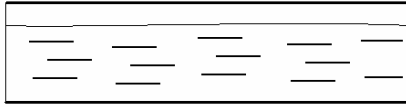


Figura 5. Flujo estatificado suave.



Figura 6. Flujo estratificado ondulante

Flujo intermitente.

Esta configuración de flujo se caracteriza por zonas completas de líquido que abarcan el área transversal de la tubería separadas por cavidades de gas, las cuales contienen una capa estratificada de líquido fluyendo en el fondo de la tubería. El mecanismo de este flujo es un movimiento rápido del tapón de líquido provocando un movimiento lento de la película de líquido frente a él.

El patrón de flujo intermitente está subdividido en flujo tapón y flujo de burbuja alongada. El comportamiento ambos regímenes es similar, cuando hay bajos caudales de gas y el flujo es calmado es considerado flujo de burbuja alongada. En caso contrario a mayores niveles de gas se desarrolla el flujo intermitente tapón.

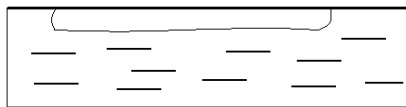


Figura 7. Flujo intermitente burbuja alongada

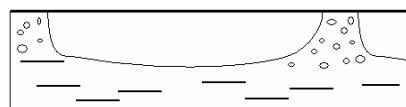


Figura 8. Flujo intermitente tapón

Flujo anular.

Se presenta a altos niveles de gas, donde las pequeñas porciones de líquido, el gas viaja en el centro de la tubería a altas velocidades mientras el líquido fluye como una película delgada en la pared. Por gravedad, en el fondo la película de líquido es mayor que en el tope, por lo tanto, a bajos niveles de gas se generan ondas inestables de líquido produciendo el llamado “flujo anular ondulante”.

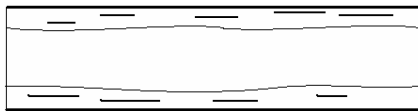


Figura 9. Flujo Anular

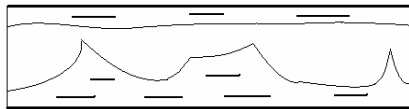


Figura 10. Flujo anular ondulante

Flujo tipo burbujas.

La configuración se presenta a altos caudales de líquido, siendo ésta la fase continua y la fase gaseosa se encuentra dispersa en forma de burbujas discretas. La transición a este régimen de flujo es definida bien sea por la condición donde las burbujas están primero suspendidas en el líquido o cuando las burbujas alargadas, que tocan el tope de la tubería, son destruidas.

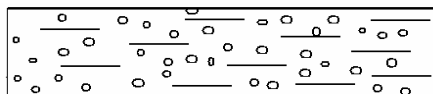


Figura 11. Flujo tipo burbujas.

3.3.2.- Patrón de flujo en la bomba.

En la bomba multifásica de doble tornillo, se presenta un patrón de flujo diferente a los mencionados anteriormente en tuberías horizontales, debido a que la mezcla es centrifugada en el proceso de transporte. La principal consecuencia de este efecto es la separación de la mezcla de gas y líquidos. El gas se aloja en la parte interior del rotor comprimiéndose en las cavidades del tornillo y el líquido se fija hacia la periferia.

En la figura 12, se presenta el estudio de patrones de flujo bifásico en las bombas de doble tornillo, presentado por el fabricante Bornemann junto al Instituto de procesos, facultad de ingeniería de la universidad de Hannover, Alemania. Es importante destacar que el estudio se ajusta a las condiciones de operación de SINCOR (GVF y RPM).

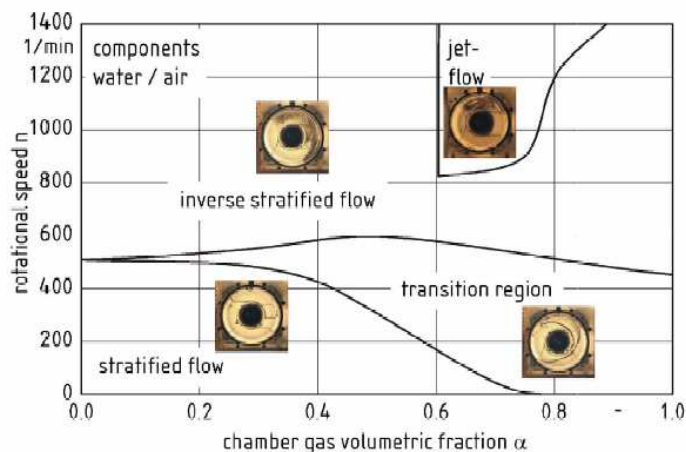


Figura 12. Curva de patrones de flujo en bombas de doble tornillo. (Fuente: Bornemann)

3.3.3.- Mapas de Flujo Bifásico.

El mapa de regímenes de flujo en tuberías, permite la predicción del comportamiento del patrón flujo en función de la velocidad superficial de gas y

líquido en el sistema. A pesar que el parámetro utilizado para la predicción por medio de mapas de flujo es la velocidad superficial, ésta depende de la geometría del sistema donde fluye la mezcla. Es importante destacar, que los mapas de flujo no describen de manera exacta los regímenes en transición. Un ejemplo de mapa de flujo bifásico, a continuación en la Figura 13:

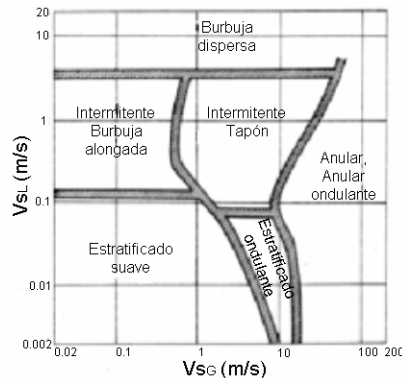


Figura 13. Mapa de flujo experimental de un sistema gas-agua en tubería horizontal
(Fuente: Mandhane (1974))

3.3.4.- Mapas de Flujo Multifásico.

El estudio en mapas de flujo multifásicos es de alto nivel de complejidad, en la figura 14 se presenta uno de los intentos que en 1.980 permitía predecir el flujo monofásico de crudo, agua o gas; pero con el paso de los años se han realizado progresos que permiten estimar el régimen de flujo tomando en cuenta las tres fases al mismo tiempo.

Los principales factores que afectan los patrones de flujo en mezclas trifásicas son: la temperatura, presión, viscosidad y orientación de la tubería, indicados a los lados del triángulo en la figura 14.

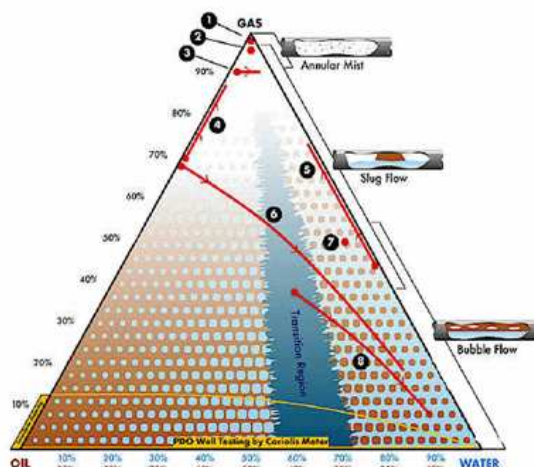


Figura 14. Triángulo Multifásico (Fuente: Jaimieson, 1998)

Los vértices del triángulo representan 100% de crudo, agua o gas respectivamente, mientras que los lados corresponden a mezclas bifásicas y cualquier punto en el interior del triángulo corresponde a una mezcla trifásica.

3.4.- GRAVEDAD ESPECÍFICA Y GRAVEDAD API

La gravedad específica o grados API (American Petroleum Institute), denotan la relación correspondiente de peso específico y de fluidez de los crudos con respecto al agua. Se hace la comparación respecto al agua debido a que los crudos pueden pesar menos que el agua (livianos y medianos), igual o superior (pesados y extrapesados).

El hidrómetro API es un instrumento que se basa en la densidad o gravedad específica de los crudos con respecto al agua. Por ejemplo, un crudo de 10 °API tiene la misma gravedad específica que el agua.

La clasificación de crudos por rango de gravedad °API utilizada en la industria venezolana de los hidrocarburos, a 15,5 ° (60 °F), se presenta la tabla 1:

Tabla 1. Clasificación del crudo por °API

Crudo	°API
Extra pesados	Menos de 16°
Pesados	Entre 16° y 21,9°
Medianos	Entre 22° y 29.9°
Livianos	Superior a 30°

3.5.- VISCOSIDAD

Es una propiedad física de las sustancias, implica la facilidad que tiene un fluido para fluir cuando se le aplica una fuerza externa. El coeficiente de viscosidad absoluta representa la resistencia al deslizamiento o a sufrir deformaciones internas en el fluido. La viscosidad es un factor usado como patrón para diferenciar fluidos, debido a que los fluidos altamente viscosos fluyen lentamente y en caso contrario los de baja viscosidad escurren rápidamente. El caso particular del crudo manejado por SINCOR posee un alto grado de viscosidad comparado con el agua y contrario es el gas que es menor comparado con el agua.

3.5.1.- Tipos de viscosidad

Viscosidad absoluta o dinámica (μ).

Se define como la resistencia al deslizamiento o a sufrir deformaciones internas de un fluido o sustancia. La unidad usada en SI (sistema internacional) es el pascal por segundo (Pa.s) que representa la fuerza por unidad de área requerida para mantener el fluido a una velocidad constante por un espacio definido.

Viscosidad cinemática (ν).

Es el cociente entre la viscosidad dinámica y la densidad. En el SI la unidad usada es el m^2/seg que representa el tiempo necesario para que un volumen dado de sustancia recorra una longitud dada.

Viscosidad bifásica.

La viscosidad en un volumen que contiene líquido y gas, se calcula a partir de fracción volumétrica de cada componente por la viscosidad dinámica de cada uno.

3.5.2.-Factores que afectan la viscosidad del crudo de SINCOR.

Los principales factores que afectan la viscosidad de un fluido son:

- **Temperatura.**

La viscosidad ésta ligada a la cohesión de las moléculas de la sustancia, entonces al aumentar la temperatura, las moléculas adquieren mayor movilidad disminuyendo la fuerza en el enlace haciendo la sustancia menos viscosa. En caso contrario, al disminuir la temperatura por los mismos efectos aumenta la viscosidad en la sustancia.

- **Presión.**

En condiciones de aumento de presión el gas es absorbido por el crudo disminuyendo su viscosidad, y en caso contrario con la disminución de presión el gas es desprendido del crudo saturado disminuyendo su viscosidad. Adicionalmente, el líquido absorbe el calor desprendido por el gas durante la compresión pero el aumento de temperatura no se debe

únicamente a éste factor ya que las fricciones internas influyen en el aumento de temperatura en la mezcla.

- **GOR (Gas Oil Ratio)**

Los trabajos realizados en SINCOR permitieron comprobar que al aumentar la relación volumétrica de gas-crudo de la mezcla, disminuye su viscosidad aparente. Esto afirma la influencia del gas como diluyente en la mezcla.

3.5.3.- Viscosidad a diferentes gravedades API

Por medio de la metodología presentada a continuación, la empresa SINCOR obtuvo curvas de viscosidad en función del corte de agua a diferentes °API. (8,3 °API, 12 °API, 16 °API) bajo un rango de GOR establecido.

Procedimiento para la construcción de las curvas.

Inicialmente se especifican las combinaciones de pozos requeridas para cada prueba, así definiendo las condiciones de operación. Se alinearon al cañón de prueba los pozos seleccionados a las condiciones de velocidad de bomba e inyección de diluyente correspondientes. Se realizó el seguimiento en los caudales de líquido para obtener un comportamiento estable, en caso que el caudal de líquido total o el corte de agua no correspondían con los lineamientos previamente definidos por la prueba, se modificaba la velocidad de las BCP para ajustar las condiciones.

Posteriormente se toma una muestra a la entrada del Medidor Multifásico y se lleva al laboratorio de la Estación Principal para verificar la gravedad API, en caso que no favoreciera las condiciones definidas previamente, se repetía el proceso modificando la inyección de diluyente. Al obtener los valores

se tomaron dos muestras a la entrada del Medidor Multifásico, una para ser llevada al laboratorio de SINCOR, donde se le realizaron análisis de gravedad API y corte de agua, mientras que la otra muestra fue almacenada para luego ser enviada a laboratorios externos para análisis de viscosidad.

Curva a 8,3 °API

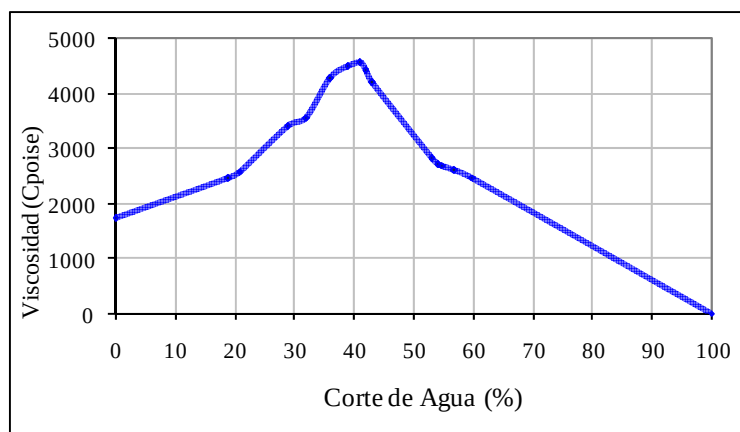


Figura 15. Curva de viscosidad de crudo diluido a 8,3°API
(82.21 ft³/bbl <GOR<151.11 ft³/bbl) (Fuente: SINCOR)

Curva a 12 °API

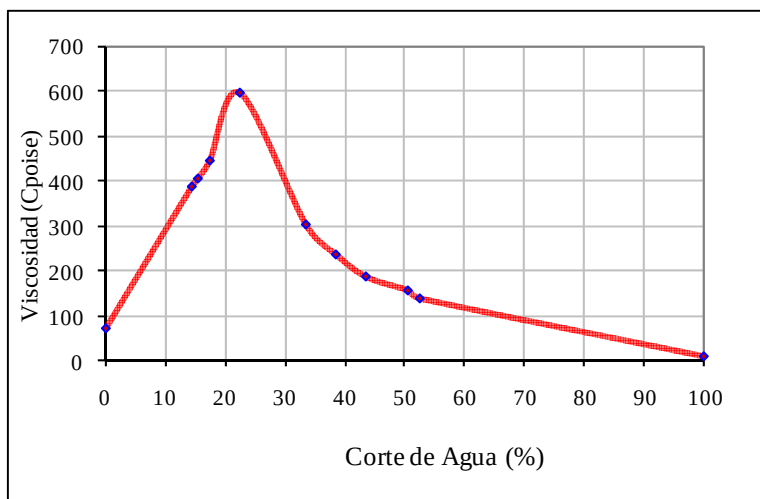


Figura 16. Curva de viscosidad de crudo diluido a 12°API
(82.21 ft³/bbl <GOR<151.11 ft³/bbl) (Fuente: SINCOR)

Curva a 16°API

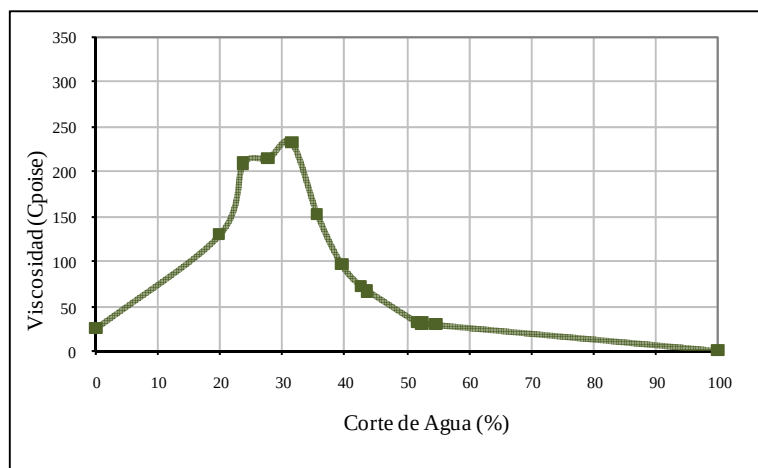


Figura 17. Curva de viscosidad de crudo diluido a 16°API
(41,29 ft³/bbl <GOR<86,55 ft³/bbl) (Fuente: SINCOR)

Curva a 16°API (GOR=0)

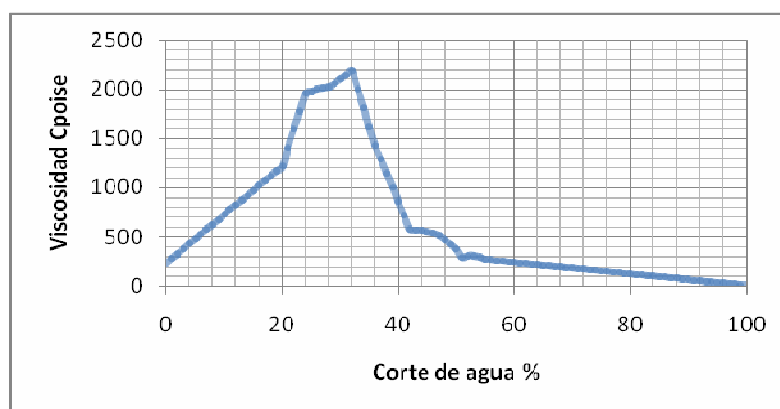


Figura 18. Curva de viscosidad de crudo diluido a 16°API
(GOR=0 a 46,09°C) (Fuente: SINCOR)

Como se puede observar, en las figuras 15,16 y 17, existe cambio de la posición del punto de inversión de la mezcla a diferentes gravedades API respecto al corte de agua. En el caso particular de la curva a 16°API (las más común en la Estación Principal), se encuentra entre un 23% y 33%

de corte de agua, la más alta en 32%. En la figura 18, se presenta la curva a 16°API con GOR igual a 0.

3.6.-EMULSIÓN

Es una mezcla estable y homogénea de dos líquidos que normalmente no pueden mezclarse, (son inmiscibles entre ellos). La mayor parte de las emulsiones constan de un líquido polar, como el agua y otro apolar, como el aceite. Por este motivo tradicionalmente se denominan agua y aceite a los dos componentes de la emulsión.

Cuando la emulsión es estable, uno de los líquidos se encuentra formando pequeñas gotas en el interior del otro. Según cuál sea el líquido disperso en gotas, se distinguen dos tipos de emulsiones: de agua en aceite y de aceite en agua. En general, los mismos dos líquidos pueden formar ambos tipos de emulsiones, dependiendo de la temperatura y concentración relativa de los componentes.

Para evaluar la estabilidad de una emulsión, se utilizan las propiedades físicas del crudo como gravedad específica y viscosidad.

Según William Woelflin, quién estudió las emulsiones determinó que al tomar crudo seco, y generar la emulsión aumentando progresivamente su contenido de agua la viscosidad aumentaba exponencialmente hasta cierto punto donde la viscosidad disminuía bruscamente hasta parecerse a la del agua. Según éste modelo, entre otros factores la viscosidad de la emulsión es dependiente del corte de agua. En la figura 19, se observa la correlación de Woelflin para emulsiones.

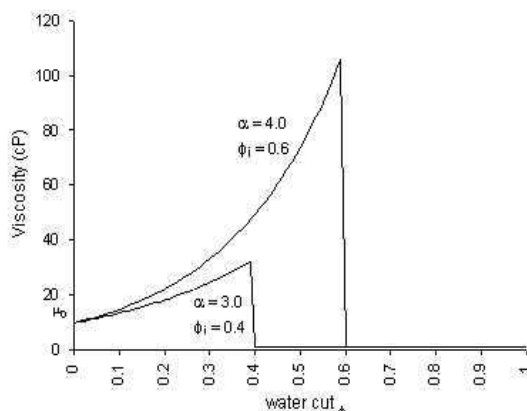


Figura 19. Correlación para Woelflin para emulsiones. Fuente: (Rápale S. Awoseyin)

3.7.-BOMBEO MULTIFÁSICO

Es el transporte de varios elementos (agua, crudo, gas y arena) por medio de una bomba sin establecer algún tipo de separación permanente en el flujo. Las bombas multifásicas de desplazamiento positivo permiten este transporte de flujo, por medio de la disminución del volumen de una cámara y aumento de volumen en otra, conteniendo el fluido entre el impulsor y la cavidad.

3.7.1.-Estación de flujo convencional.

Las estaciones de flujo convencional están constituidas por separadores, bombas de líquido, compresor de gas y tuberías de exportación. En el sistema convencional, la mezcla proviene de los pozos, posteriormente pasan por separadores de alta y baja presión; luego se separa parte del agua y todo el gas de la mezcla. La mezcla después de mitigar el gas, pasa por otro separador para ir a un tanque de almacenamiento y luego ser bombeada. Parte del gas es liberado al ambiente y el resto es comprimido para llegar a la planta de tratamiento de gas. A continuación, en la figura 20 se muestra un esquema de

producción que necesario en cada uno de los clúster para realizar el bombeo de crudo.

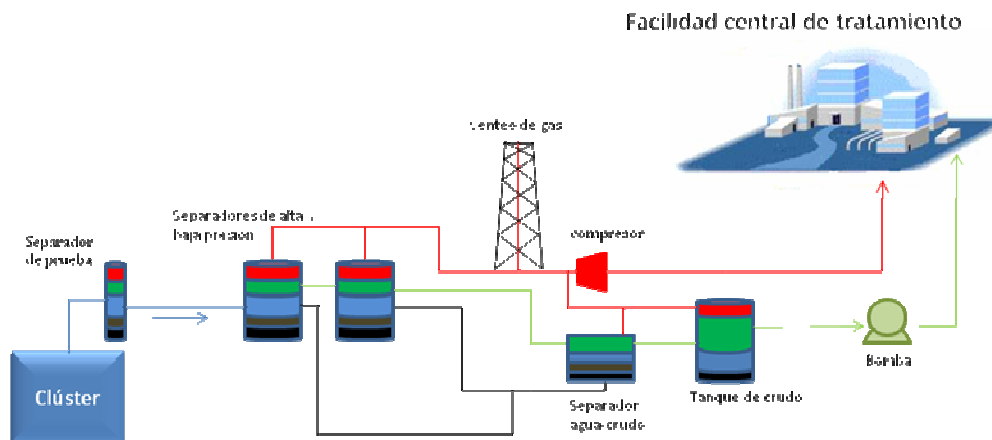


Figura 20. Esquema de proceso en estación de flujo convencional.

3.7.2.-Estación de Flujo Multifásica.

El bombeo multifásico se usa para sustituir el sistema convencional de estaciones de flujo. Disminuyendo gastos en separadores, bombas de líquido, compresores y otros dispositivos característicos en estaciones de flujo convencionales que deberían estar en cada uno de los clusters.

Debido a la capacidad que tienen estos tipos de bombas para manejar la mezcla de gas, agua, crudo y partículas sólidas, la mezcla va de los pozos directamente a la succión de la bomba sin tener que separar los componentes ni pasar por ningún otro equipo, de ahí es bombeada a una estación de recolección como se muestra en la figura 21.

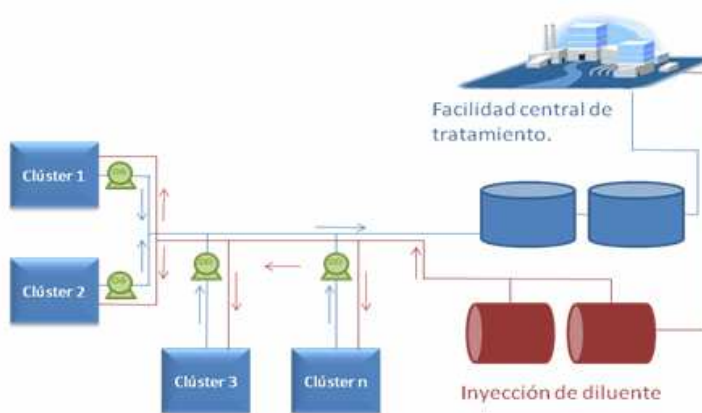


Figura 21. Proceso de extracción con bombeo multifásico.

Las estaciones de flujo multifásicas son usadas generalmente en:

- Pozos en declinación para aumentar producción y vida del proyecto.
- Zonas apartadas lejos de las facilidades de producción y tratamiento.
- Fuera de las costas, como plataformas marinas.
- Sistemas de transferencia en tuberías.
- Proyectos en desarrollo.

El esquema de producción con un sistema de bombeo multifásico es más sencillo y económico, comparado con el sistema convencional. En la figura 22, se presenta el arreglo de bombas multifásicas en SINCOR.



Figura 22. Arreglo de bomba multifásica en SINCOR C.A.

3.7.3.-Ventajas de la estación del bombeo multifásico.

Las ventajas del bombeo multifásico para el transporte de crudo son:

- Incremento de la producción.
- Impacto ambiental positivo (reduce las emisiones de gas al ambiente).
- Un sistema más simple con menor requerimiento de mantenimiento y supervisión (reduce costos de mantenimiento y operación).
- Menor inversión de capital
- Las reparaciones son sencillas, ya que permite reemplazo en sitio de rodamientos, sellos mecánicos entre otros.
- Las bombas multifásicas son reemplazables sin causar grandes impactos en la producción.

3.8.-BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO.

Las bombas de desplazamiento positivo guían al fluido que se desplaza a lo largo de toda su trayectoria, el cual siempre está contenido entre el elemento impulsor (puede ser entre otros un émbolo, un diente de engranaje o un tornillo) y la carcasa o el cilindro.

El movimiento del desplazamiento positivo, consiste en el movimiento de un fluido causado por la disminución del volumen de una cámara. Por consiguiente, en una máquina de desplazamiento positivo, el elemento que origina el intercambio de energía no tiene necesariamente movimiento alternativo (émbolo), sino que puede tener movimiento rotatorio (rotor). Sin embargo, en las máquinas de desplazamiento positivo, tanto reciprocantes como rotatorias, siempre hay una cámara que aumenta de volumen (succión) y disminuye volumen (impulsión), por esto a éstas máquinas también se les denomina Volumétricas.

Las bombas pueden clasificarse además dependiendo de la forma en que se desplaza la parte móvil de éstas; si el desplazamiento es rectilíneo y alternado, entonces se llamarán reciprocantes, y si el elemento móvil gira se llamarán rotativas.

Se dice que una bomba es de desplazamiento “no positivo” cuando su órgano propulsor no contiene elementos móviles; es decir, que es de una sola pieza, o de varias ensambladas en una sola.

A este caso pertenecen las bombas centrífugas, cuyo elemento propulsor es el rodete giratorio. En este tipo de bombas, se transforma la energía mecánica recibida en energía hidro-cinética imprimiendo a las partículas cambios en la proyección de sus trayectorias y en la dirección de sus velocidades. Es muy importante en este tipo de bombas que la descarga de las mismas no tenga contrapresión pues si la hubiera, dado que la misma regula la descarga, en el caso límite que la descarga de la bomba estuviera totalmente cerrada, la misma seguiría en movimiento no generando caudal alguno trabajando no obstante a plena carga con el máximo consumo de fuerza matriz.

Por las características señaladas, en los sistemas hidráulicos de transmisión hidrostática de potencia hidráulica no se emplean bombas de desplazamiento “no positivo”.

Se dice que una bomba es de desplazamiento positivo, cuando su órgano propulsor contiene elementos móviles de modo tal que por cada revolución se genera de manera positiva un volumen dado o cilindrada, independientemente de la contrapresión a la salida. En este tipo de bombas la energía mecánica recibida se transforma directamente en energía de presión que se transmite hidrostáticamente en el sistema hidráulico.

En las bombas de desplazamiento positivo siempre debe permanecer la descarga abierta, pues a medida que la misma se obstruya, aumenta la presión en el circuito hasta alcanzar valores que pueden ocasionar la rotura de la bomba; por tal causal siempre se debe colocar inmediatamente a la salida de la bomba una válvula de alivio o de seguridad, con una descarga a tanque y con registro de presión.

3.9.-TIPO DE BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

Las bombas de líquido poseen una capacidad limitada de manejar gas, debido al efecto del fenómeno de la cavitación. Por lo tanto, las bombas de líquido manejan una mezcla temporal de líquido y burbujas de vapor. En este sentido, algunas fábricas de bombas han desarrollado diseños capaces de soportar mayor cantidad de gas (y/o vapor) en la mezcla y por periodos de tiempo más prolongados, sin afectar la integridad mecánica del equipo. Actualmente las bombas que mejor se han adaptado al manejo de flujo multifásico son las siguientes:

- Bombas reciprocantes o de pistón.
- Bombas de diafragma.
- Bombas rotativas.

3.9.1.-Bombas reciprocantes o de pistón.

Es un dispositivo mecánico usado para impartir a través de pulsos un flujo dinámico a un fluido y consiste en uno o más elementos de desplazamiento positivo (pistones o émbolos) de simple o doble efecto. Estos elementos están accionados de una manera más o menos armónica a través de un mecanismo biela-manivela. El flujo de líquido generado por el movimiento reciprocantes de estos elementos es dirigido desde la entrada (succión) hasta la salida (descarga)

por la operación selectiva de válvulas de retención (*check*) autoactuadas, colocadas en los extremos de cada elemento desplazante (cilindro).

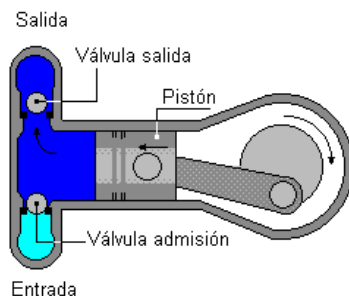


Figura 23. Bomba recíproca de pistón. (Fuente: www.google.com)

Algunos servicios o aplicaciones típicas de estas bombas son: Cargas de aminas, inyección de amoníaco, bombas de alimentación de calderas, agua a alta presión para limpieza y operaciones de corte, procesos de homogeneización (alimentos, químicos, combustibles), sistemas hidráulicos en minas de hierro y aluminio, pruebas hidrostáticas, líneas de transporte de hidrocarburos y amoníaco, sistemas en reactores nucleares, lodos (de perforación, carbón, etc.) recuperación secundaria de crudos (inyección de agua salada), disposición de desperdicios líquidos (plantas de purificación de aguas negras).

3.9.2.-Bombas de diafragma.

Las bombas de diafragma son un tipo de bombas de desplazamiento positivo que utilizan membranas flexibles en combinación con válvulas check para introducir y sacar fluido de una cámara de bombeo. Estas bombas son usadas extensamente en trabajos de transferencia y dosificación que requieran flujos hasta 300 galones por minutos GPM. Son muy versátiles, manejan una amplia variedad de fluidos, incluyendo químicos, polvos secos, pinturas, productos farmacéuticos, lodos y aguas servidas. Una característica distintiva de las bombas de diafragma es la ausencia de sellos o empaques, lo que significa que pueden ser utilizadas en aplicaciones que requieran cero fugas.

Existen 3 categorías principales en las bombas de diafragma:

- a) mecánicamente actuadas.
- b) hidráulicamente actuadas.
- c) operadas por aire.



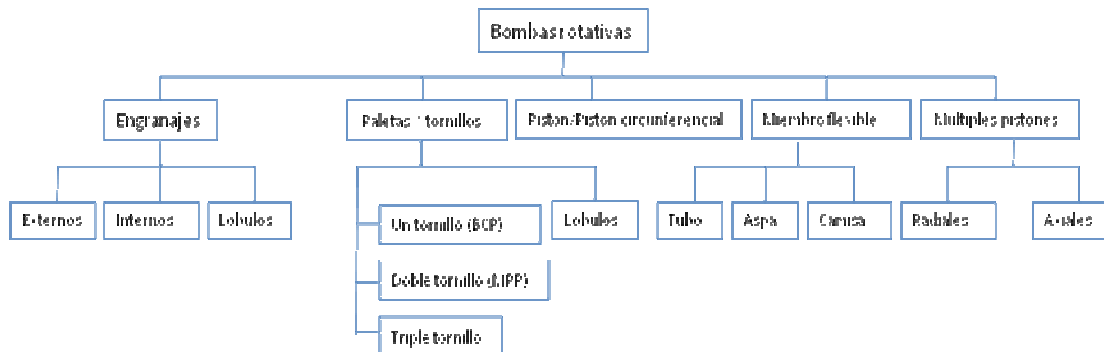
Figura 24. Imagen de una bomba de diafragma. (Fuente: www.google.com)

3.9.3.-Bombas rotativas.

Las bombas rotativas combinan el movimiento rotativo de las bombas centrífugas con la característica de presión positiva de las bombas reciprocantes. Como las bombas reciprocantes son máquinas de desplazamiento positivo que entrega una cantidad fija de fluido en cada revolución, es autocebante y prácticamente mantiene su capacidad constante ante cambios de presión. Las velocidades de giro son muy altas, mayores que las que normalmente encontramos en bombas reciprocantes, por lo que en la mayoría de los casos están directamente accionadas por un motor. El diseño de una bomba rotativa normal no comprende el uso de válvulas, ni canales complicado, permitiendo así que alcance un buen rendimiento en el traslado de líquidos de baja y alta viscosidad, con bajas NPSH requeridas. Son capaces de bombear cualquier tipo de fluido, en particular los fluidos de alta viscosidad.

Una bomba rotativa es una bomba de desplazamiento positivo que consiste en una carcasa fija que contiene engranajes, tornillos, émbolos, lóbulos, paletas, etc. que actúan por la rotación de un eje. Se pueden clasificar en los siguientes tipos principales:

Tabla 2. Bombas de desplazamiento positivo rotativas.



3.10.-TIPOS DE BOMBAS ROTATIVAS.

3.10.1.-Bomba de simple tornillo.

Las bombas de simple tornillo son del tipo rotatorias. Están compuestas por un rotor en forma de tornillo, que gira con ligera excentricidad en un estator resiliente de configuración interna helicoidal (hélice de doble entrada), construido de un polímero de alta resistencia.

El fluido es elevado por la acción de un elemento rotativo de geometría helicoidal (rotor) dentro de un alojamiento semielástico de igual geometría (estator) que permanece estático. El efecto resultante de la rotación del rotor es el desplazamiento del fluido que llena las cavidades formadas entre rotor y estator. Esta zona es denominada zona hidráulica.

Principio de la bomba de cavidad progresiva (BCP).

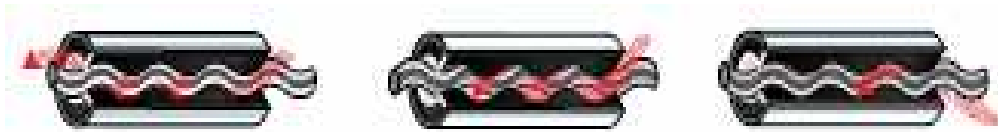


Figura 25. Fluido en la bomba de cavidad progresiva (BCP)

En la figura 26, se puede observar la entrada del fluido en la zona hidráulica llenando las cavidades, permitiendo el desplazamiento a través de ella.

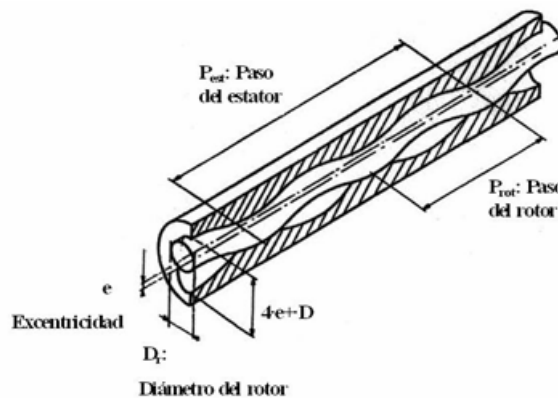


Figura 26. Diseño de una bomba de cavidad progresiva. (Fuente: www.google.com)

Manejo del fluido de las BCP.

Las bombas de desplazamiento positivo no general presión en el fluido pero presentan un perfil entre la descarga y la succión que puede ser diferenciado según el fluido de trabajo.

En el fluido monofásico se presenta el perfil de presiones en forma lineal, describiendo una recta entre la succión y la descarga de la bomba. En caso del fluido multifásico, el perfil de presiones varía, ya que se presenta una compresión del gas asociado al fluido de operación.

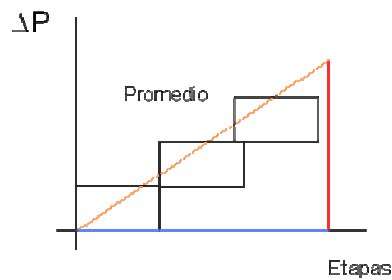


Figura 27. Perfil de presiones monofásico.

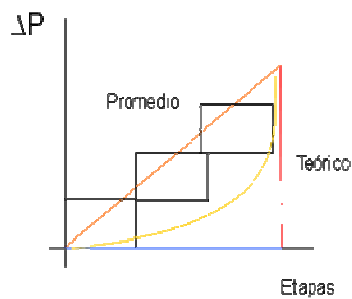


Figura 28. Perfil de presiones multifásico.

3.10.2 Bombas de doble tornillo.

Estas bombas (figura 29) poseen dos tornillos helicoidales que rotan formando cámaras continua traslación axial, que transportan el fluido desde la succión hasta la descarga de la bomba. El eje tornillo conductor provee energía a su conducido mediante un engranaje de sincronización que asegura la rotación simultánea y sincronizada de los tornillos con mínima holgura entre sus flancos, exentos de contacto metálico. Son bombas autocebantes que pueden manejar prácticamente cualquier fluido no homogéneo, independientemente de la viscosidad, lubricidad o abrasividad. Generalmente se construyen con tornillos opuestos montados en un mismo eje con el fin de equilibrar los esfuerzos axiales, se puede observar en la figura 30.

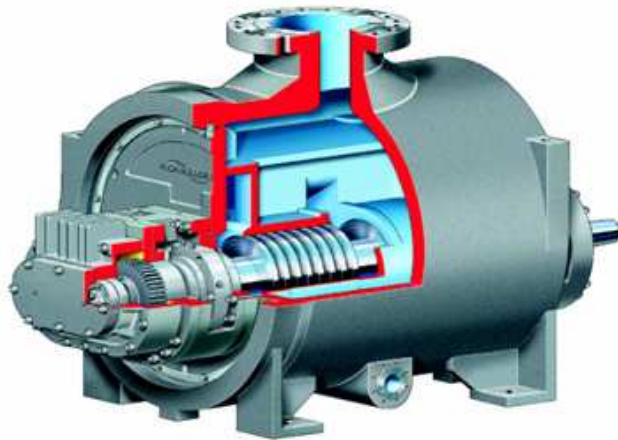


Figura 29. Bomba de doble tornillo IDP. (Fuente: Flowserve de Venezuela)

La bomba transfiere la energía al fluido atrapándolo en las cavidades y transfiriéndolo desde la cámara de succión a la de descarga. Mientras los bolsillos de fluido atraviesan longitudinalmente el estator, la presión aumenta linealmente hasta que la presión a la salida del estator iguala la presión de descarga.

Características de la bomba de doble tornillo.

Las principales características de estas bombas son:

- Rodamientos robustos para reducir la deflexión del rotor y prolongar su vida útil.
- Engranajes de sincronización entre rodamientos, mejoran la transmisión y reduce la generación de calor.
- Cámaras cerradas por extremo del tornillo para reducir las pulsaciones y vibraciones.
- Tornillos integrales de una pieza, mejorando la resistencia a la deflexión y estabilidad dinámica.
- Cajas de rodamientos partidas radialmente, para el fácil mantenimiento de rodamientos, engranajes de sincronización y sellos mecánicos.

- Cámaras para sellos mecánicos. Suficientemente grandes para instalar sellos simples, dobles, cartucho y API 682 sin modificaciones a la bomba.
- Carter o trampa de líquido, permite operar a 100% GVF por períodos más grandes y a su vez aumenta la disipación de calor.

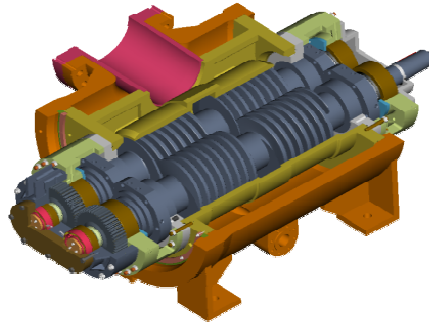


Figura 30. Corte superior de la bomba de doble tornillo. (Fuente: Flowserve de Venezuela)

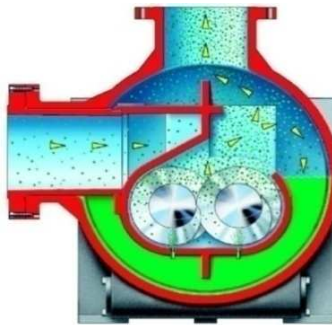


Figura 31. Carter o trampa de líquido. (Fuente: Flowserve de Venezuela)

Principio de manejo de fluido.

Adicionalmente al hecho que el perfil del rotor juega un papel importante en el desarrollo de transporte de fluido en la bomba, no se ha descrito con certeza la influencia de éste. En la figura 32 se muestra el perfil del rotor, con el sentido de giro a condiciones reales de trabajo.

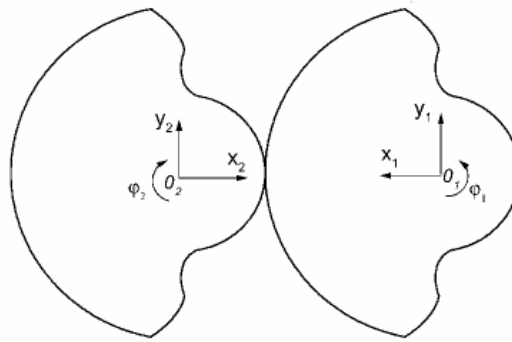


Figura 32. Perfil del rotor. (Fuente: C. Feng)

La bomba multifásica de doble tornillo opera bajo el principio de encerrar un volumen definido en la succión y trasladarlo a la descarga agregando energía al flujo, lo cual permite el trabajo en líquidos de altos rangos de viscosidad y/o altas fracciones de gas asociada al fluido de trabajo.

En el instante en el cual se encierra la mezcla en cada cavidad se produce un incremento de presión en volumen. En la figura 33 a continuación se puede apreciar un ejemplo, dado el caso de un pistón.

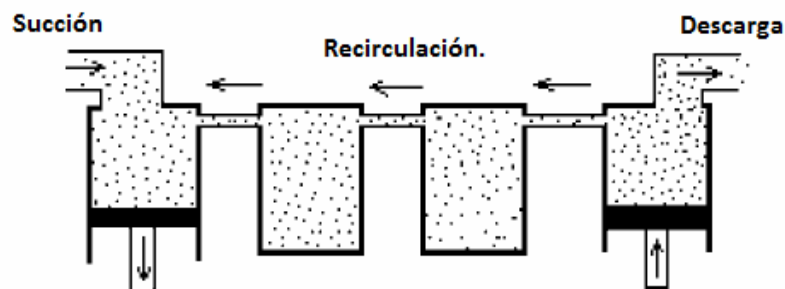


Figura 33. Proceso de trabajo en un pistón. (Fuente: C. Feng)

En la bomba multifásica el fluido multifásico es atrapado en la succión, por medio de la rotación el volumen es trasladado hacia la descarga. Cuando el fluido atrapado llega a la descarga se produce una recirculación desde la salida para nivelar las presiones internas, lo cual está evidenciado en la figura

34 donde se presenta una curva del volumen en función a la rotación del tornillo.

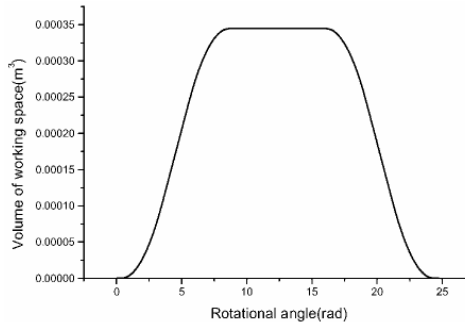


Figura 34. Curva de Volumen vs. Rotación del tornillo. (Fuente: C. Feng)

Caudal de recirculación (*SLIP*).

Debido a tolerancias internas entre el rotor y estator, parte del flujo se devuelve de las cavidades, éste fenómeno es llamado “caudal de recirculación” o “*SLIP*”. Este varía en forma inversa a la viscosidad. Cuanto más baja es la viscosidad mayor es la recirculación para una presión y tolerancias de fabricación definidas. Si la presión diferencial aumenta, esta recirculación también aumentará disminuyendo el caudal desplazado por la bomba.

En la figura 35, presentada a continuación se puede observar dos perfiles de velocidad en la recirculación que se produce entre la carcasa y la cresta del tornillo. La línea roja representa el perfil a alta viscosidad y la línea verde a bajas viscosidades.

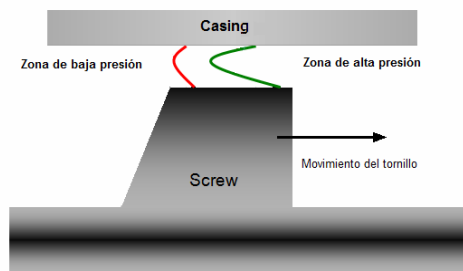


Figura 35. Esquema de recirculación.

Caudal escurrido.

Los diseñadores y usuarios de estas bombas siempre han discutido sobre las características relevantes del desempeño de las mismas. Para las bombas de doble tornillo, la variación del caudal entregado con la diferencia de presión, impuesto a través de la bomba es la principal característica de interés. La curva resultante de Q vs. P se halla mediante la resta del caudal desplazado teórico (depende únicamente de la geometría de la bomba) y el caudal de escurrimiento a la entrada Q_{esc} , el cual es recirculado a través de las holguras internas hacia las entradas de los tornillos.

En caso de transportar fluidos viscosos el escurrimiento se considera flujo laminar, el cual aumenta linealmente con la presión P , de esta manera se produce la línea recta para la curva característica del rendimiento de la bomba. Sin embargo, esta línea recta no se aplica para líquidos de poca viscosidad, el cual es manejado tradicionalmente por las bombas rotodinámicas (centrifugas). En este caso el escurrimiento es turbulento en la mayoría de los casos y tiende más a variar proporcional a la presión, en la curva de Q vs. P . con concavidad hacia abajo (es decir, ésta desciende más rápido que la primera como se puede observar en la figura 36.

En la década pasada, muchas más aplicaciones que incluyen considerables volúmenes de gas y líquidos juntos han aparecido, por lo cual

esta deseabilidad se ha convertido en una necesidad. Especialmente se ha encontrado que estas bombas poseen la habilidad de manejar una amplia y cambiante variedad de fluidos mono y multifásicos (hasta 97 por ciento de gas) para cualquier variación de presión, desde cero hasta el valor máximo de diseño.

En la figura 36, está representado el comportamiento de la bomba sin recirculación marcada como una línea punteada, de modo que éste caudal es el volumen teórico desplazado por la bomba. Las otras líneas representan esta recirculación en función de la viscosidad, cuando ésta es mayor la bomba se hace más eficiente.

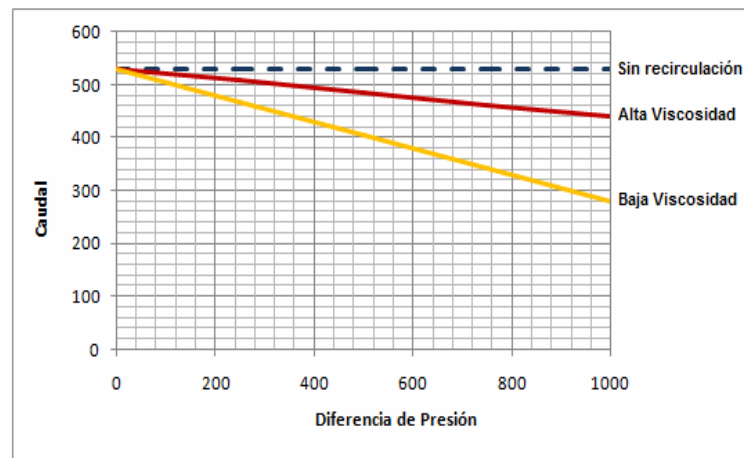


Figura 36. Representación de eficiencia en la bomba en función de la viscosidad.

Recirculación en flujos monofásicos.

En caso de bombeo únicamente de líquidos cuando el GVF es 0%, el perfil de presiones a lo largo del tornillo se representa como una recta, debido a que las presiones internas producidas en la bomba crecen linealmente desde la succión hasta la descarga. La recirculación es constante a través de cada una de las cavidades de la bomba, desde la descarga hasta la succión.

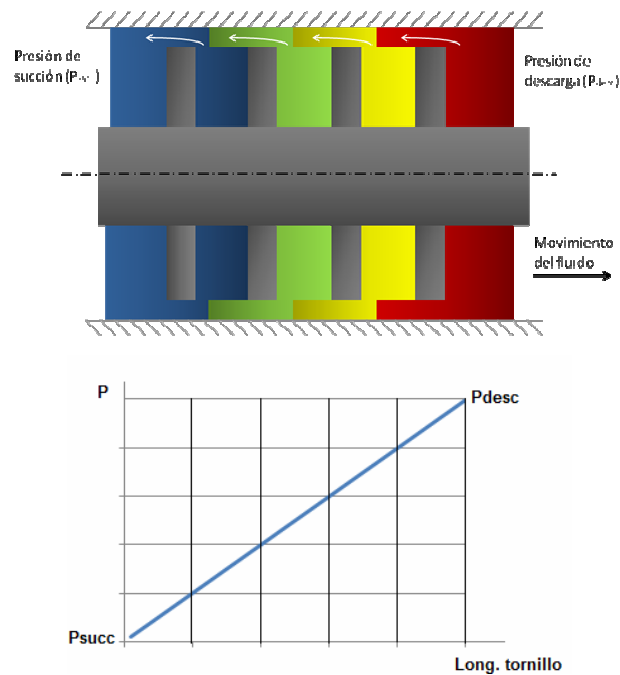


Figura 37. Recirculación en MPP y perfil de presiones generado con flujo monofásico.

Recirculación en mezclas multifásicas.

En bombeo multifásico, cuando el GVF es superior al 0%, el perfil de presiones en la bomba se representa como una parábola creciente, debido a que las presiones en la bomba no son constantes por etapa. Es consecuencia de la compresión del gas presente en cada cavidad permitiendo espacios libres que posteriormente son ocupados por el fluido proveniente de la recirculación.

En la figura 38, se puede apreciar el gas en la parte interior de la cavidad representado, disminuyendo su volumen hasta la descarga.

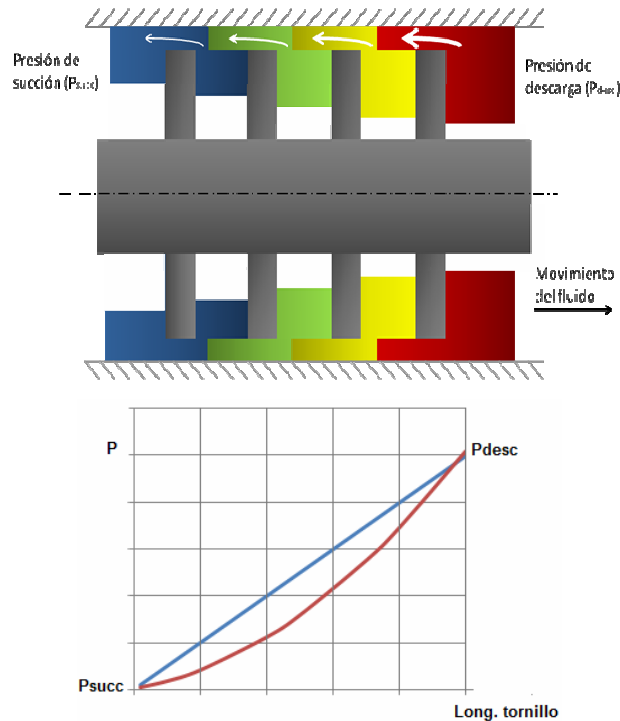


Figura 38. Recirculación en MPP y perfil de presiones generado con flujo multifásico.

3.11.-MOTORES A INDUCCIÓN

El motor a inducción funciona en principio con repulsión magnética y también es llamado “motor a inducción repulsiva”. Físicamente posee un rotor que es un electroimán. Tiene barras conectadas con anillos a cada extremidad del rotor. Este ensamblado parece a las pequeñas jaulas rotativas de hámster.

Cada par de barras es una revolución en cortocircuito, hablando magnéticamente el rotor se magnetiza por las corrientes inducidas en sus barras, debido a la acción del campo magnético, girando en el estator. Mientras que el campo del estator pasa a lo largo de las barras del rotor, el campo que cambia induce altas corrientes en ellas y genera su propio campo magnético. La polaridad del campo magnético inducido del rotor es tal que repela al campo del estator que lo creó. Y esta repulsión resulta en un torque sobre el rotor que le causa la fuerza de giro.

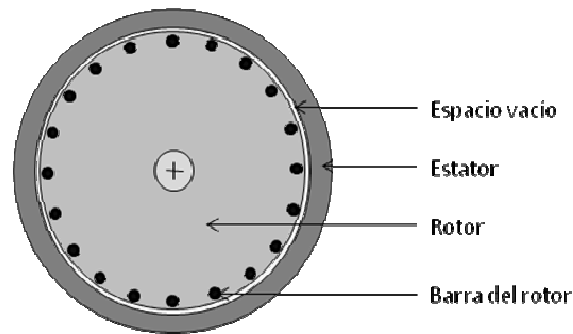


Figura 39. Representación de motores a inducción. (Fuente: www.google.com)

Existe fricción en el sistema, ya que en caso contrario el rotor giraría a una velocidad síncrona, sin producir un torque útil. Bajo esta condición, no hubiera movimiento relativo entre las barras del rotor y el campo rotativo del estator, eliminando la inducción de corriente. En el momento en que se aplica una carga al motor, la velocidad se reduce, lo que provoca que las barras del rotor corten las líneas magnéticas de fuerza del campo del estator y crean la fuerza de repulsión en el rotor.

El campo magnético inducido en el rotor se mueve en la dirección opuesta a la rotación y la velocidad de este movimiento depende de la carga aplicada. Esto quiere decir que las RPM siempre serán inferiores a la velocidad síncrona. La diferencia entre la velocidad actual y la velocidad síncrona se llama “deslizamiento”. Entre más grande es el deslizamiento, más grande es la corriente inducida en las barras del rotor, y más grande el torque. La corriente en los enrollados del estator también se incrementa para crear corrientes más largas en las barras.

Por estas razones la velocidad de un motor de inducción siempre dependerá de la carga.

3.11.1.-El sistema trifásico.

Las redes trifásicas de baja tensión están formadas por los tres conductores activos que pueden ejecutarse con o sin conductor neutro. Los conductores neutros están unidos al centro de la estrella del generador o del transformador correspondiente al lado de baja tensión. Dos conductores activos, o uno de ellos y el neutro, constituyen un sistema de corriente alterna monofásica.

3.11.2.-Potencia en motores a inducción.

Potencia es una magnitud física que representa la capacidad para realizar un trabajo, o lo que es lo mismo, la cantidad de trabajo realizada en cada unidad de tiempo. Con carácter general podemos decir que, la potencia eléctrica de un circuito se corresponde con el producto de los valores de la tensión existente en sus extremos multiplicado por la intensidad de la corriente que lo recorre. La unidad empleada para su representación es el vatio (o alguno de sus múltiplos). Siendo un vatio la potencia que corresponde a un circuito eléctrico en cuyos extremos existe una diferencia de potencial (tensión) de un voltio y es recorrido por una corriente de un amperio de intensidad. (Estando tensión y corriente en fase).

En un circuito de corriente alterna puramente resistivo, las magnitudes tensión y corriente están en fase es decir ambas pasan por sus estados máximos o mínimos simultáneamente. En un circuito de corriente alterna común, las magnitudes de corriente y tensión no están en fase debido a las componentes inductivas y capacitivas de los diferentes elementos que componen los circuitos en la práctica.

El factor de potencia (FP), o coseno de ϕ , es una función del desfase de la intensidad en relación a la tensión. Su valor puede oscilar entre 0 y 1. En un circuito puramente resistivo la tensión y la intensidad se encuentran en fase y el

valor de la magnitud en este caso es igual a la unidad. En un circuito en el que existan inductancias y o condensadores, se producirá un desfase entre la tensión y la intensidad, adelantándose o retrasándose ésta respecto de la otra. Este desfase lo definirá el factor de potencia y oscilará como se ha dicho, entre 0 y 1. En un circuito puramente resistivo la tensión y la intensidad están en fase.

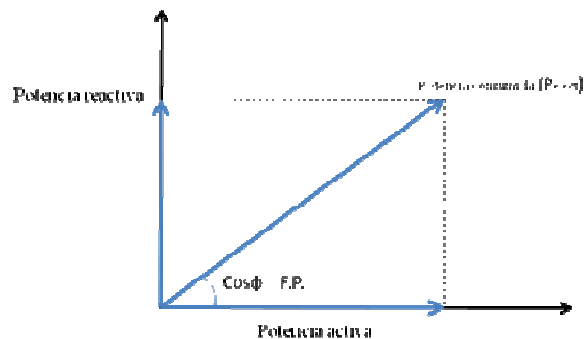


Figura 40. Distribución de potencias en el motor de inducción.

La existencia de inductancia, (importante por ejemplo en los motores) provoca un desfase por retraso entre la intensidad y la tensión. Por el contrario en el caso de presencia de condensadores en el circuito, se produce igualmente un desfase pero en este caso la intensidad está adelantada respecto de la tensión.

Las consecuencias de un mal coseno de phi, se traducen en un mal aprovechamiento de las líneas, ya que la potencia perdida por el efecto Joule es importante. Para compensar estas pérdidas las compañías eléctricas penaliza las instalaciones con un bajo coseno de phi, mediante altos consumo de corriente. Para el usuario además es igualmente desventajoso ya que le obliga a sobredimensionar las líneas por encima de sus necesidades.

Para elegir un motor adecuado, se tendrán en cuenta los datos siguientes: la carga de trabajo (potencia), la clase de servicio, el curso de ciclo de trabajo, los procesos de arranque, frenado e inversión, la regulación de la velocidad de rotación, las variaciones de la red y la temperatura del medio refrigerante.

3.12.-MEDIDOR MULTIFÁSICO ROXAR.

El medidor multifásico es un dispositivo que permite tomar medición de los elementos que componen el flujo de pozo sin separación, tales como índices de aceite, gas y agua.

Consiste en varios bloques de construcción, entre los más comunes presenta medidor de temperatura y presión, un transmisor de presión diferencial y un densitómetro gamma.



Figura 41. Medidor multifásico Roxar en las macollas.

El medidor multifásico es un instrumento no intrusivo, de tiempo real y diámetro interior completo que no requiere de línea de desviación (By-pass) ni dispositivo de mezcla. El medidor determina el deslizamiento automáticamente y calcula los índices de flujo volumétrico por línea y condiciones estándar.

3.12.1.-El Aplicaciones del medidor multifásico.

- Monitoreo continuo de pozos nuevos y existentes, instalado en cada cabeza de pozo, la determinación instantánea de los diferentes índices de

flujo permite un mejor control sobre los pozos. Además permite la administración diferencial confiable de pozos individuales en una reserva.

- Es ligero, compacto y de bajo costo. El instrumento indica índices de flujo de componentes individuales en una base de tiempo real, permitiendo al operador optimizar la producción de forma sencilla.

3.12.2.-Descripción del medidor multifásico Roxar 1900VI.

El medidor de flujo multifásico RFM está diseñado para una medición continua de la composición multifásica e índices de flujo. Este dispositivo, permite medir índices de flujo de aceite, agua y gas saliendo de pozos o fluyendo en tuberías, cubriendo cortes de agua de 0 a 100% y fracciones de gas de 0 a 98%.

El medidor de flujo multifásico RFM está basado en una composición de instrumentos de campo completo. Los transmisores de campo están pre-instalados en el cuerpo del sensor. El único equipo que debe ser agregado a la instalación de la unidad sensor, es el sistema de densidad gamma.

3.12.3.-Componentes principales del sistema.

El medidor de Flujo Multifásico RFM consta de los siguientes componentes principales:

Sección de medición de una pieza en bobina que consiste en:

- Sensor de composición multifase basada en capacitancia.
- Medidor de velocidad de correlación cruzada basada en capacitancia.
- Sensor de composición multifase basada en conductividad.
- Medidor de velocidad de correlación cruzada basada en conductividad.

- Densitómetro

Sección de medición de una pieza en bobina que consiste en:

- Medidores de flujo ventura con transmisores de presión diferencial.

Una computadora de flujo que consiste en:

- Una tarjeta de computadora VME de microprocesador.
- Canales de entrada y salida.
- Salidas análogas activas.
- Tarjeta receptora de fibra óptica instalada en una tarjeta de interfase.

3.12.4.-Principios de operación.

La unidad censor es una pieza bobina instrumentada que contiene varios elementos de detección dentro de la tubería. Estos son el censor de capacitancia en el fondo, el censor de inductancia en el medio y el censor ventura en la parte superior. Además, un sistema densitómetro gamma está sujeto a la parte baja de la bobina.

Dos principios de medición separados se usan para medir la composición y velocidad de los componentes de flujo multifásicos (agua, aceite, gas):

- Mediciones de composición para determinar las porciones volumétricas de aceite, agua y gas en condiciones de proceso medidas.
- Medición de velocidad para determinar la velocidad del flujo del líquido y/o gas a través del medidor.

3.12.5.-Componentes de medición.

Densitómetro gamma

El propósito del densitómetro gamma es medir la densidad total de la mezcla que fluye en la tubería. Debido a la significativa diferencia en las densidades del líquido y gas de una mezcla agua/aceite/gas, el índice de absorción proporciona una medida bastante aproximada de las proporciones de líquido y gas en la mezcla. La absorción de la radiación gamma en un medio es una función de la densidad promedio a lo largo de la ruta de la partícula gamma. Esto es un principio muy conocido usado para muchas otras aplicaciones.

El densitómetro es un detector estándar, y está sujeto al exterior del sensor de capacitancia. La fuente radioactiva tiene protección de grado IP65, que permite mantenerla a la intemperie.

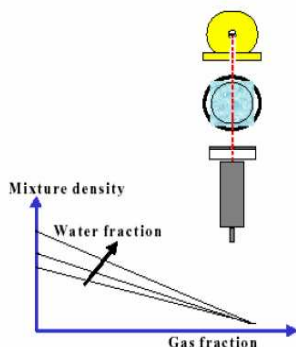


Figura 42. Principio de medición del densitómetro. (Fuente: Manual Roxar)

Sensor de capacitancia.

El sensor de capacitancia mide la porción de aceite, agua y gas que circula por el medidor. Esto se realiza midiendo la permitividad de la mezcla aceite/gas/agua. La permitividad es una propiedad eléctrica que es diferente

para cada uno de los tres componentes de una mezcla aceite/gas/agua, y la permitividad de la mezcla es, por ellos, una medición de las porciones de los diferentes componentes. La permitividad es también llamada constante dieléctrica.

El electrodo grande en un lado del sensor y varios electrodos de diferente tamaño en el otro lado del sensor. El electrodo grande es el electrodo excitador el cual es abastecido desde la electrónica de excitación de campo. Los electrodos más pequeños están conectados a la electrónica de detección de campo. El propósito y función de los cuatro electrodos de detección, que se usan principalmente para correlación cruzada, se describe poco más adelante.

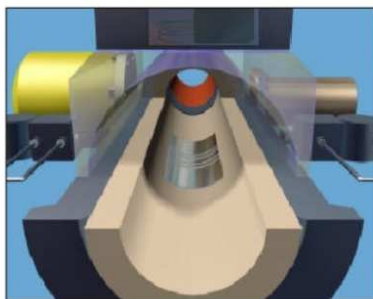


Figura 43. Sensor capacitancia.

Se colocan electrodos en cada lado de la bobina. Los electrodos están aislados del metal en la bobina usando un material aislante, plástico polímero especialmente adaptado para usarse en ambiente duros. Colocando un electrodo en cada lado de la bobina y permitiendo a la mezcla fluir a través de la tubería, el campo eléctrico generado entre los electrodos será afectado por la permitividad de la mezcla aceite/gas/agua. Los electrodos actuarán como un detector de capacitancia y la capacitancia resultante puede ser medida entre los electrodos. Esta capacitancia variará en consecuencia cuando la permitividad cambie, de acuerdo a la cantidad de aceite, gas y agua en la mezcla.

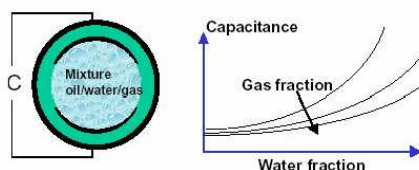


Figura 43. Principio de medición de la capacitancia.

En la caja de conexión localizada en la unidad sensor, incluye un circuito de excitación y un número de detectores de señal independiente. Los valores medidos son; muestreados, digitalizados y preparados para la transmisión vía un cable de fibra óptica. Las señales transmitidas digitalmente hacen interfase directamente a la computadora de sistema, permitiendo transmisiones de señal libres de error a un índice de transferencia de datos muy alto.

Esta medición de capacitancia trabaja mientras el flujo sea de aceite continuo, por ejemplo mientras el agua se disperse en el aceite y no forme un recorrido continuo de agua entre los electrodos. Esto, causaría un corto circuito entre los electrodos y la unidad no podría realizar mediciones correctas. Normalmente, el flujo es aceite continuo mientras el corte de agua es menor aproximadamente al 60% - 70% de agua. Para mayores cortes de agua el flujo normalmente se convierte en agua continua. Para estas situaciones se usa el sensor de inductancia.

Sensor de inductancia.

El principio de capacitancia no es apto en flujos de agua continua. Por esta razón, la conductividad de la mezcla de flujo aceite/agua/gas se mide con el sensor de conductancia durante flujos de líquido de agua continua. Usa resortes magnéticos para inducir una corriente a través del líquido dentro del sensor (por eso, es llamado sensor inductivo).

El sensor inductivo está integrado en la misma unidad que el sensor de capacitancia e incluye un grupo de resortes y también un grupo de electrodos. Dos resortes, uno en cada lado de la bobina PEEK se usan para fijar un campo eléctrico que induce una corriente que fluye a través de la mezcla de aceite, gas y agua. Mientras que el flujo sea agua continua, el agua actuará como un conductor y la corriente fluirá de un lado del medidor al otro. Los electrodos detectores de potencial recogerán el potencial de voltaje diferencial entre pares de electrodos en la posición donde el electrodo esté colocado. Luego, esta información es cargada a la computadora de flujo para calcular las porciones de aceite de presiones de agua aceite y gas.

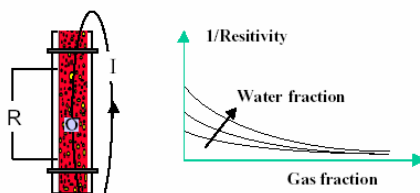


Figura 44. Medición del Sensor de inductancia.

3.12.6.-Exactitud en la medición de los medidores multifásicos.

La exactitud de la medición es mejor cuando los tres componentes (agua, aceite y gas) están presentes en porciones de vacío similares. Si uno de los constituyentes está presente en bajas cantidades, disminuye la exactitud en la medición. La especificación de la incertidumbre se presenta a continuación.

3.13.-SOFTWARE DE APOYO PARA LA RECOLECCIÓN DE DATOS.

3.13.1.-EDMS (Electronic Document Manage System)

El software permite la búsqueda de información detallada de equipos como Data Sheet, manuales, pruebas de campo, requisiciones y planos de la Estación Principal y macollas.

3.13.2.-PI & Process Book.

Es un software que esta interconectado con el sistema escada de la Estación Principal, permite observar y registrar datos de operación para cálculos o evaluaciones de equipos. El PI provee datos como RPM en equipos rotativos, temperatura, presiones y caudales entre otros.

3.13.3.-Software MOSCEP.

El software MOSCEP es una aplicación en ambiente web que permite realizar los cálculos necesarios para conocer el comportamiento real del campo petrolero y la estación principal, y así poder presentar reportes que permitan monitorear variables de producción de crudo extra pesado, comparar la producción real con la capacidad de las bombas multifásicas, realizar un estudio de sensibilidad al cambio de estas variables de producción y que además pueda mantener una base de datos histórica con la información generada.

Ventajas que permite el Software:

- Preparar data para el Cálculo.

Con este caso de uso el administrador o el operador tienen la posibilidad de cambiar las variables que afectan el cálculo del comportamiento real de

campo, además de poder cambiar la fecha a la que va a pertenecer la data y por último cambiar la alineación de las macollas en las troncales.

- **Calcular Datos del Comportamiento Real de Campo.**

En este caso de uso se aplican las reglas del negocio necesarias para obtener los indicadores que permiten conocer el estado del campo petrolero para un período en particular. Este caso de uso es ejecutado por el administrador o un operador.

- **Mostrar Sugerencias de Optimización de Campo.**

En base al comportamiento del campo, este caso de uso evalúa algunas condiciones para decidir y mostrar cómo puede ser optimizado el campo.

- **Realizar Simulación.**

Permite estudiar cuál es el impacto que se tiene en el campo petrolero, al cambiar el valor de variables claves como la velocidad de las bombas de cada pozo.

- **Generar reportes.**

En este caso de uso el administrador o el operador pueden ver los reportes producto de los cálculos hechos por la aplicación.

- **Consultar Histórico**

Permite generar gráficas comparativas usando la data de comportamientos anteriores que son generados por el agente automático de almacenamiento.

CAPÍTULO IV: ECUACIONES FUNDAMENTALES Y DESARROLLO NUMÉRICO

A continuación se presentan todas las ecuaciones involucradas en la metodología de cálculo, para estimar la holgura diametral promedio en la bomba, viscosidad del líquido, consumo de potencia y rendimiento; contienen cierta base teórica que está soportada en el marco teórico (CAPITULO III). Todas las unidades utilizadas se encuentran en el sistema internacional, de no especificarse lo contrario. Para el desarrollo numérico, se considera un modelo de discos paralelos con el fin de simplificar la geometría de cálculo (Ref. APÉNDICE 11).

4.1.-CARACTERÍSTICA DE FLUIDO

4.1.1.-Grado API.

Es la relación correspondiente entre el peso específico y la fluidez del crudo respecto al agua.

$$^{\circ} API = \frac{141.5}{ge} - 131.5 \quad \text{Ec. 1}$$

Donde:

ge : Gravedad específica del líquido

4.1.2.-Fracción volumétrica de gas (Gas Void Fraction) (GVF).

Es la relación entre el caudal de gas y caudal total de la mezcla (incluyendo líquido-gas).

$$GVF = \frac{Q_{gas}}{Q_{total}} \quad \text{Ec. 2}$$

Donde:

Q_{total} : Caudal total de la mezcla (incluyendo gas y líquido).

$$Q_{total} = Q_{líq} + Q_{gas}$$

Q_{gas} : Caudal de gas.

$Q_{líq}$: Caudal de líquido.

4.1.3.-Caudal de Crudo Diluido (*Diluted Crude Oil*) (Q_{DCO}).

Es la suma del Caudal de crudo pesado más caudal del diluyente (nafta).

$$Q_{DCO} = Q_{Dil} + Q_{EHO} \quad \text{Ec. 3}$$

Donde:

Q_{Dil} : Caudal de diluyente

Q_{EHO} : Caudal de crudo extrapesado (*Extra Heavy Oil*).

4.1.4.-Relación gas - crudo extrapesado (*Gas Oil Ratio*) (GOR).

Relación entre el caudal de gas y caudal de crudo extrapesado en la mezcla.

$$GOR = \frac{Q_{gas}}{Q_{EHO}} \quad \text{Ec. 4}$$

4.1.5.-Relación gas – crudo diluido (*Gas Oil Ratio*) ($GORs$).

Relación entre el caudal de gas y caudal de crudo diluido en la mezcla.

$$GORs = \frac{Q_{gas}}{Q_{DCO}} \quad \text{Ec. 5}$$

4.1.6.-Caudal total en la succión (condiciones normales) ($Q_{total.CN.suc}$)

Volumen total de líquido y gas en condiciones normales en la entrada de la bomba.

$$Q_{total.CN.suc} = Q_{DCO.suc} + Q_{gas.CN.suc} + Q_{agua.suc} \quad \text{Ec. 6}$$

Donde:

$Q_{agua.suc}$: Caudal de agua en la succión de la bomba.

$Q_{DCO.suc}$: Caudal de crudo diluido en la succión de la bomba.

$Q_{gas.CN.suc}$: Caudal de gas en condiciones normales en la succión de la bomba.

4.1.7.-Caudal total en la succión (en condiciones reales) ($Q_{total.suc}$)

Volumen total de líquido y gas en condiciones reales en la entrada de la bomba.

$$Q_{total.suc} = Q_{DCO.suc} + Q_{gas.suc} + Q_{agua.suc} \quad \text{Ec. 7}$$

Donde:

$Q_{gas.suc}$: Caudal de gas en condiciones reales en la succión de la bomba.

4.1.7.1.-Caudal de Gas en condiciones reales en la succión de la bomba:

$$Q_{gas.suc} = \left(\frac{T_{suc} + 273,15K}{P_{desc} + 1,0135} \right) \left(\frac{1,0135bar}{288,6K} \right) GOR_s \cdot Q_{DCO.suc} \quad \text{Ec. 8}$$

Donde:

T_{suc} : Temperatura de la mezcla a la entrada de la bomba.

P_{suc} : Presión de la mezcla a la entrada de la bomba.

4.1.8.-Caudal teórico desplazado por la bomba ($Q_{teórico}$).

Es el caudal que geométricamente puede desplazar la bomba y depende principalmente de la geometría y las RPM.

$$Q_{teórico} = K_{forma} \cdot (2 \cdot b)^3 \cdot RPM \quad \text{Ec. 9}$$

Donde:

K_{forma} : Constante suministrada por el fabricante.

b : Radio del tornillo en la periferia.

RPM : Revoluciones por minuto.

4.1.9.-Caudal Total Recirculado ($Q_{Total, Rec}$):

Corresponde a la sumatoria del caudal recirculado en cada etapa más el caudal escurrido a la succión de la bomba:

$$Q_{Total, Rec} = \sum_{i=1}^{numero.cavidades} Q_{rec_i} \quad \text{Ec. 10}$$

Donde:

Q_{rec_i} : Caudal Recirculado en la etapa actual

4.1.10.-Caudal Total manejado dentro de la bomba (Q_t):

Es el caudal que hay dentro de la bomba:

$$Q_t = Q_{teórico} - Q_{esc} \quad \text{Ec. 11}$$

Donde:

Q_{esc} : Caudal Escurrido. Es el caudal que recircula a la succión de la bomba

4.2.-NÚMERO DE CAVIDADES DE LA BOMBA

Para calcular el número de cavidades cerradas de la bomba, se utiliza la siguiente ecuación dada por los fabricantes:

$$\text{Número.cavidades} = \frac{\text{Longitud.axial.del.Tornillo}}{\text{Paso.del.Tornillo}} - 1 \quad \text{Ec. 12}$$

4.3.-NÚMERO DE ETAPAS DE LA BOMBA.

Corresponde al número de secciones para el estudio del comportamiento interno de la bomba. Éstas incluyen la succión, la descarga y el número de cavidades.

$$\text{Número.etapas} = \text{Número.cavidades} + 2 \quad \text{Ec. 13}$$

4.4.-CAUDAL DE RECIRCULACIÓN EN LAS ETAPAS DE LA BOMBA.

Para determinar la cantidad de caudal de líquido que recircula en cada una de las etapas de la bomba se utilizó un modelo hidráulico apoyado en las ecuaciones de la dinámica de líquidos viscosos. Se aplicó en cada una de las etapas de un solo tornillo y el valor del caudal obtenido por etapa se multiplicó por cuatro (4) para obtener el caudal total recirculado por etapa de la bomba (por poseer dos pares de tornillos).

La geometría usada en el modelo hidráulico está basada en dos cilindros concéntricos uno dentro de otro, representando el diámetro del cilindro interior al diámetro del tornillo en la periferia y el diámetro del cilindro exterior al diámetro de la carcasa.

El modelo desarrollado parte de las siguientes consideraciones:

- Flujo laminar, ($Re < 600$).
- Flujo en una sola dirección, una entrada y una salida.
- Condiciones uniformes en la superficie de control
- Sistema abierto.
- Flujo incompresible.
- Flujo completamente desarrollado.
- Fluido newtoniano.
- Fluidos no miscibles.
- La emulsión formada por el caudal de crudo diluido y agua no se separa al ser centrifugada por los hilos de la rosca del tornillo hacia la periferia del mismo en su movimiento rotacional.
- El Fluido que recircula entre las cavidades es puro líquido, hasta aproximadamente un 85% de GVF en la succión de la bomba. (Datos experimentales obtenidos por el prof. Gerhard Vetter). Si hay más de 85% cantidad de GVF en la succión de la bomba, el gas también podrá recircular por la periferia del tornillo.
- Del líquido total recirculado por cada etapa, el 87% lo hace por la periferia del tornillo. Este valor fue suministrado por el fabricante. El resto del líquido recircula por los bordes de cara y por la raíces de los tornillos.
- El Caudal de líquido recirculado por etapa es la suma del caudal recirculado en dirección angular mas el caudal recirculado en dirección axial (consideración basada en la observación de tornillos desgastados. Ejemplos de dichos tornillos están presentados en el APÉNDICE 7).

4.4.1.-Aplicación de las ecuaciones de movimiento (Navier – Stokes)

Como se mencionó anteriormente, el modelo hidráulico desarrollado tiene sus basamentos en la dinámica de líquidos viscosos, por lo que se aplicaron las ecuaciones de movimiento (Navier – Stokes). Debido a la geometría utilizada se utilizaron coordenadas cilíndricas en dirección axial, y angular. El uso de ambas coordenadas permitió calcular el caudal recirculado en esas direcciones.

Para el cálculo del caudal en dirección axial, se utilizó la ecuación de movimiento en coordenadas cilíndricas en dirección axial (x). En este caso, el diferencial de presión por etapas y la velocidad axial del tornillo son los fenómenos responsables del movimiento del líquido.

Para el cálculo del caudal en dirección angular, se utilizó la ecuación de movimiento en coordenadas cilíndricas en dirección angular (θ). La velocidad rotacional del disco es el fenómeno responsable del movimiento del líquido en esta dirección.

4.4.2.-Cálculo del Caudal recirculado en coordenadas cilíndricas, dirección axial (QX).

La ecuación de Navier – Stokes en esa dirección es la siguiente:

$$\rho \left(\frac{\partial V_x}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_x}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_x}{\partial \theta} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \dots$$
$$\dots + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial V_x}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_x}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial x^2} \right] + \rho g_x$$

Para estudiar este tipo de flujo, se puede considerar un conducto en el que se toma una sección anular de fluido de espesor infinitesimal “dr”, radio “r”, y

longitud “dx”, en el que el fluido tiene una aceleración nula, y después, como caso particular, aplicarlo al flujo laminar incompresible entre tubos cilíndricos concéntricos. De acuerdo con la figura 45, la ecuación del movimiento es:

$$2\pi r dr P - 2\pi r dr \left(P + \frac{\partial P}{\partial x} dx \right) - 2\pi r \tau dx + 2\pi (r + dr) \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial r} dr \right) dx + \dots$$

$$\dots + 2\pi r \gamma dr dx \sin \theta = 0$$

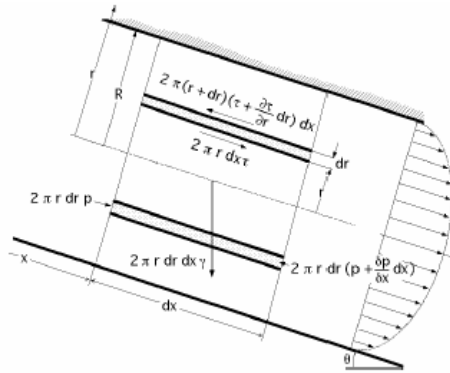


Figura 45. Perfil de velocidades. Fluido entre cilindros concéntricos.

Simplificando, despreciando el término $2\pi \frac{\partial \tau}{\partial r} dx dr^2$ asumiendo $\theta = 0^\circ$,

resulta:

$$\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial \tau}{\partial r} + \frac{\tau}{r} = 0 \rightarrow \frac{\partial P}{\partial x} = \frac{1}{r} \frac{\partial(r\tau)}{\partial r}, \text{ integrándola:}$$

$$\frac{r^2}{2} \frac{\partial P}{\partial x} - r\tau = C_1; \quad \frac{r^2}{2} \frac{\partial P}{\partial x} - \mu \frac{du}{dr} r = C_1$$

$$du = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} r dr - \frac{C_1}{\mu r} dr \quad ; \text{ integrando nuevamente}$$

$$u(r) = \frac{1}{4\mu} \frac{\partial P}{\partial x} r^2 - \frac{C_1}{\mu} \ln r + C_2$$

Ec. 14

Según las condiciones de borde:

- $r = b$, para, $u = -U_x$, (tornillo) (el valor de U_x corresponde a la velocidad axial del tornillo, obtenida multiplicado el paso del tornillo por las RPM de la bomba)
- $r = R$, para, $u = 0$, (carcasa)

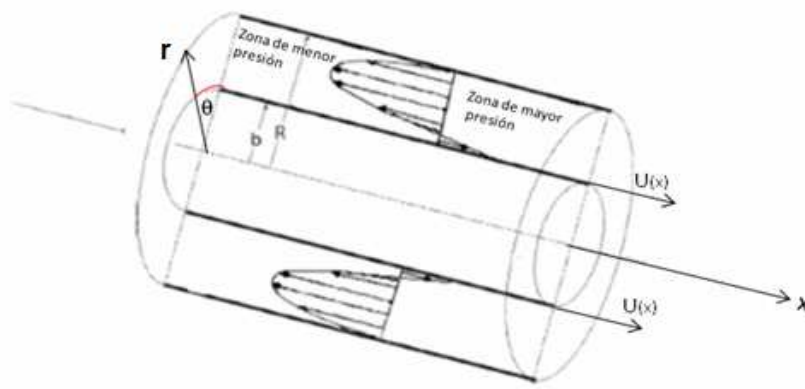


Figura 46. Isotaquia de velocidades entre la carcasa y la periferia del tornillo, producido por el diferencial de presión entre cada etapa y la velocidad axial del tornillo.

Las constantes C_1 y C_2 son de la forma:

$$C_1 = \frac{\mu U_x}{\ln(R/b)} + \frac{\partial P}{\partial x} \left(\frac{R^2 - b^2}{4 \ln(R/b)} \right) \quad \text{Ec. 15}$$

$$C_2 = \frac{U_x \ln R}{\ln(R/b)} + \frac{1}{4\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \left(\frac{\ln R (R^2 - b^2)}{\ln(R/b)} - R^2 \right) \quad \text{Ec. 16}$$

Al sustituir la Ec.15 y Ec.16 en la Ec.14, el perfil de velocidades en dirección axial en función de “r”, queda determinado por la siguiente expresión:

$$U_X(r) = \left\{ \left(\frac{1}{4\mu} \right) \frac{\partial P}{\partial x} \left[r^2 - R^2 + (R^2 - b^2) \frac{\ln(R/r)}{\ln(R/b)} \right] - \dots \right. \\ \left. \dots - \left[U_x \left(\frac{\ln(r/R)}{\ln(R/b)} \right) \right] \right\} \quad \text{Ec. 17}$$

4.4.3.-Cálculo del Caudal recirculado en coordenadas cilíndricas, dirección angular (Q_θ).

La ecuación de Navier – Stokes en esa dirección es la siguiente:

$$\rho \left(\frac{\partial V_\theta}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} + V_r \frac{V_\theta}{r} + V_z \frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right) = -\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \dots \\ \dots + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_\theta) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial z^2} \right] + \rho g_\theta$$

Suponiendo que la presión no varía con θ , con un elemento de forma cilíndrica delgada, tenemos:

$$2 \cdot \tau \cdot \pi \cdot r \cdot L \cdot x \cdot r - (\tau + d\tau) 2\pi (r + dr) x (r + dr) = 0$$

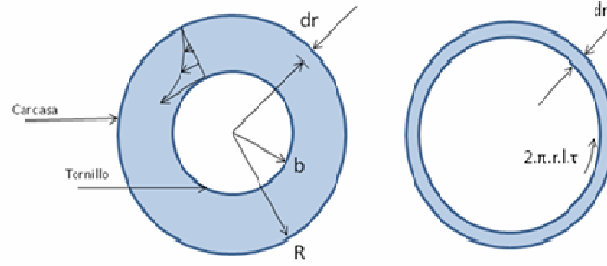


Figura 47. Esquema de discos paralelos.

Perfil de Velocidades desarrollado en dirección angular

Simplificando, la ecuación de movimiento queda de la siguiente forma:

$$\mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_{\theta}) \right) \right] = 0 \quad ; \text{ Integrando:}$$

$$r V_{\theta} + \frac{r^2}{2} C_1 + C_2 = 0$$

Ec. 18

Se definen las condiciones de borde:

- $r = b$, para, $V_{\theta} = \omega b$, (tornillo) (el valor de ωb corresponde a la velocidad tangencial del tornillo)
- $r = R$, para, $V_{\theta} = 0$, (carcasa)

Las constantes C_1 y C_2 son de la forma:

$$C_1 = \frac{2\omega b^2}{(R^2 - b^2)}$$

Ec. 19

$$C_2 = -\frac{R^2 b^2 \omega}{R^2 - b^2}$$

Ec. 20

Al sustituir la Ec.19 y la E.20 en la Ec.21, el perfil de velocidades en dirección angular en función de “r”, queda determinado por la siguiente expresión:

$$U\theta(r) = \left(\frac{(R^2 - r^2) \omega b^2}{(R^2 - b^2) r} \right) \quad \text{Ec. 21}$$

Al sumar vectorialmente las Ec.17 y la Ec. 21, El Perfil de Velocidades resultante presenta dos componentes, quedando de la siguiente manera:

$$U(r) = [UX(r), U\theta(r)]$$

$$U(r) = \left\{ \left(\frac{1}{4\mu} \right) \frac{\partial P}{\partial x} \left[r^2 - R^2 + (R^2 - b^2) \frac{\ln(R/r)}{\ln(R/b)} \right] - \left[U_x \left(\frac{\ln(r/R)}{\ln(R/b)} \right) \right], \dots \right. \\ \left. \dots, \left(\frac{(R^2 - r^2) \omega b^2}{(R^2 - b^2) r} \right) \right\}$$

Ec. 22

Integrado cada componente por su área transversal se obtiene el caudal de cada uno:

$$Q(r) = \left(\int_b^R UX(r) 2\pi r dr, \int_b^R U\theta(r) 2\pi r dr \right)$$

Donde:

l : Espesor del tornillo en la periferia.

El caudal recirculado en cada etapa queda determinado según la siguiente expresión, (con sentido desde la succión hacia la descarga):

$$Q(r) = \left\{ \begin{array}{l} -\left(\frac{\pi}{8\mu}\right) \frac{\partial P}{\partial x} \left[R^4 - b^4 - \frac{(R^2 - b^2)^2}{\ln(R/b)} \right] + \dots \\ \dots + \left[\frac{U_x \cdot \pi}{2\ln(R/b)} (R^2 - b^2 - 2b\ln(R/b)) \right], \dots \\ \dots, \left(\left(\frac{R^2 \ln(R/b)}{R^2 - b^2} - 0.5 \right) 2\pi\omega b^2 l \right) \end{array} \right\}$$

Ec. 23

4.4.4.-Diámetro hidráulico (D_h).

Es un parámetro adimensional usado en conductos que no tienen sección circular. En flujo laminar, las ecuaciones de continuidad y de cantidad de movimiento se pueden resolver en forma exacta. Se define con la siguiente relación.

$$D_h = 4 \cdot \frac{\text{área.transversal}}{\text{perímetro.mojado}}$$

Aplicando la ecuación a la geometría de la bomba, se considera como un cilindro concéntrico a otro, resultando:

$$D_h = 4 \cdot \frac{\pi(R^2 - b^2)}{\pi(2 \cdot R + 2 \cdot b)}$$

Ec. 24

Donde:

R : Diámetro de la carcasa.

b : Diámetro del tornillo.

4.4.5.-Holgura Radial (δ).

Es la distancia radial entre tornillo y carcasa.

$$\delta = R - b \quad \text{Ec. 25}$$

4.4.6.-Holgura Diametral (2δ).

Es la diferencia entre el diámetro de la carcasa y el diámetro del tornillo.
También puede expresarse como el doble de la holgura radial.

4.4.7.-Área de recirculación (A_{rec}).

Área que atraviesa el caudal de recirculación.

$$A_{rec} = 4 \cdot \pi \cdot (2 \cdot b) \cdot \delta \quad \text{Ec. 26}$$

4.4.8.-Número de Reynolds (R_e).

Parámetro adimensional que permite caracterizar un fluido (si es turbulento o laminar). Como todo número adimensional es un cociente y permite la comparación entre los términos convectivos y viscosos de las ecuaciones de Navier-Stokes que gobiernan el movimiento de los fluidos.

$$R_e = \frac{V_{media} \cdot D_h}{\nu} \quad \text{Ec. 27}$$

Donde:

V_{media} : Velocidad media.

D_h : Diámetro hidráulico.

ν : Viscosidad cinemática.

4.4.9.-Velocidad media del fluido de recirculación ($V_{media.rec}$).

Es la velocidad media del fluido que recircula en cada una de las etapas del tornillo.

$$V_{media.rec} = \frac{Q_{rec}}{A_{rec}} \quad \text{Ec. 28}$$

Donde:

Q_{rec} : Caudal recirculado en cada etapa del tornillo.

4.5.-PERFIL DE PRESIONES EN LA BOMBA.

Los valores de presión existentes en cada una de las etapas del tornillo (desde la succión hasta la descarga) producidos por los distintos diferenciales pueden graficarse en función de la longitud axial del tornillo. La curva obtenida es creciente desde la succión hasta la descarga. Como se mencionó en el marco teórico, para distintos GVF, la curva obtenida puede ser desde una línea recta (para GVF 0%) hasta una curva muy pronunciada en las últimas etapas (para GVF mayores a 85%).

Se realizó el estudio con límite de un GVF de 85% a la succión de la bomba para garantizar que la recirculación sea únicamente líquido y además para asegurar en los cálculos que exista siempre una cantidad mínima de líquido capaz de absorber el calor desprendido por la compresión del gas en cada etapa (las pruebas de campo demostraron que hasta un 97% de GVF se garantizaba absorción del calor desprendido en la compresión del gas por parte del líquido en la mezcla, evitando el recalentamiento interno de la bomba y sus accesorios más importantes, sellos mecánicos, rodamientos, etc.)

Según lo comentado anteriormente, se asume que la compresión del gas en cada una de las etapas del tornillo de la bomba es isotérmica. Adicionalmente en los estudios del prof. Gerhard Vetter se evidenció que, a altos contenidos de GVF (mayores a 85%) el exponente politrópico del proceso de compresión del gas se alejaba considerablemente del valor ideal ($N=1$) mientras se aumenta el diferencial de presión. En el apéndice 5, se presentan los estudios del profesor Gerhard Vetter, donde los resultados obtenidos son las curvas de perfil de presión a lo largo del tornillo a diferentes GVF. En el apéndice 6, se exponen los resultados obtenidos de los experimentos del Prof. Gerhard Vetter en la determinación del valor del coeficiente politrópico a distintos GVF y diferencial de presión.

Suponiendo entonces una compresión isotérmica del gas en la bomba, se puede expresar una relación directa entre la presión y el caudal de gas presente en cada una de las etapas según la siguiente ecuación.

$$P_{i+1} = \frac{P_i \cdot Q_{gas_i}}{Q_{gas_{i+1}}} \quad \text{Ec. 29}$$

Donde:

i : número de etapa del tornillo

P_i : Presión en la etapa del tornillo

P_{i+1} : Presión en la siguiente etapa del tornillo.

Q_{gas_i} : Caudal de gas en la etapa del tornillo.

$Q_{gas_{i+1}}$: Caudal de gas en la siguiente etapa del tornillo.

En el diagrama se coloca un ejemplo de la curva obtenida al graficar las presiones de las etapas del tornillo en función de la longitud axial del tornillo. En la parte superior de la figura 48, se observa la curva obtenida que se interpreta

como la caída de presión a lo largo del tornillo desde la descarga hasta la succión, la curva de color amarillo representa la presión en la parte inferior del tornillo y la curva de color rojo la presión en la zona superior del tornillo. Se puede observar la representación de las cavidades por los espacios azules y rojos.

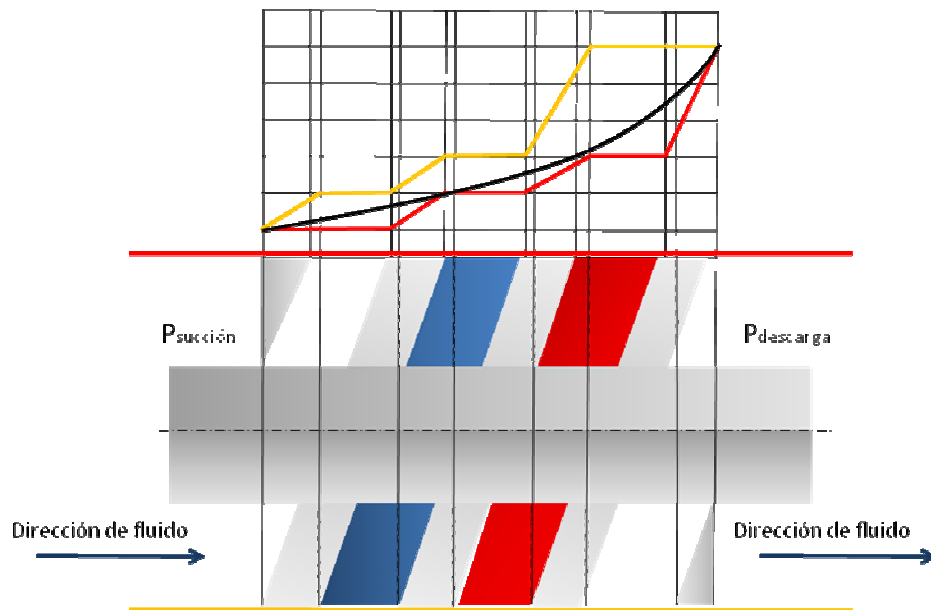


Figura 48. Perfil de presiones a lo largo del tornillo.

4.6.-VARIACIÓN DE TEMPERATURA DE LÍQUIDO EN LA BOMBA.

Una vez considerada la compresión isotérmica del gas, cualquier cambio de temperatura interna se asume que ocurre en el líquido que está dentro de la bomba. Dado que las temperaturas de entrada y de salida de la bomba son de fácil monitoreo, se elaboró una ecuación para obtener la temperatura por etapas, basada en:

- Temperatura de entrada y de salida de la bomba.
- Caudal de gas comprimido entre la succión y la descarga de la bomba.
- Caudal de gas comprimido en la etapa.

$$T_i = \left(\frac{Q_{gas_i} - Q_{gas.suc}}{Q_{gas.des} - Q_{gas.suc}} \right) (T_s - T_e) + T_e \quad \text{Ec. 30}$$

Donde:

T_i : Temperatura del líquido en la etapa actual.

$Q_{gas.des}$: Caudal de gas a la descarga de la bomba a condiciones reales

4.6.1.-Caudal de Gas en condiciones reales en la salida de la bomba:

$$Q_{gas.des} = \left(\frac{T_{desc} + 273,15K}{P_{desc} + 1,0135} \right) \left(\frac{1,0135bar}{288,6K} \right) GOR_s \cdot Q_{DCO.des} \quad \text{Ec. 31}$$

Donde:

T_{desc} : Temperatura de la mezcla a la descarga de la bomba

P_{desc} : Presión de la mezcla a la descarga de la bomba

$Q_{DCO.des}$: Caudal de DCO a la descarga de la bomba

4.7.-VISCOSIDAD DE LÍQUIDO EN LA BOMBA.

En termodinámica, la temperatura y la cantidad de movimiento de las moléculas se consideran equivalentes, cuando aumenta la temperatura de cualquier sustancia (especialmente en líquidos y gases) sus moléculas adquieren mayor movilidad y su cohesión disminuye, al igual que disminuye la acción de las fuerzas intermoleculares. Por ello, la viscosidad disminuye cuando se aumenta la temperatura y viceversa.

Actualmente, se utiliza la ley propuesta por MARAVEN, la cual es aplicable al crudo sin diluir. Para trabajar con crudo diluido, se aplica un factor de corrección para crudos de 15 a 17°API ($\ln(1,15)$).

$$V = e^{\left(\ln(1,15) + e^{\left\{ ((11 * g_{ed}) - 9,03) + 3,4 * \ln \left[\frac{600}{(T_d \text{ } ^\circ F + 460)} \right] \right\}} \right)}$$

Ec. 32

Donde:

T_d : Temperatura del crudo diluido en °F

ν : Viscosidad cinemática [cSt]

g_{ed} : Gravedad específica del crudo diluido

Según los cambios de temperatura del líquido que recircula entre las etapas, se determina la nueva viscosidad según la Ec.32. Sin embargo esa ecuación no considera la cantidad de agua en la mezcla. SINCOR realizó numerosos experimentos para determinar empíricamente el efecto del agua sobre la viscosidad de la mezcla.

4.7.1.-Corte de agua (BSW) y viscosidad (μ).

La curva de viscosidad en función del corte de agua suministrada por la empresa a 16 ° API es la siguiente:

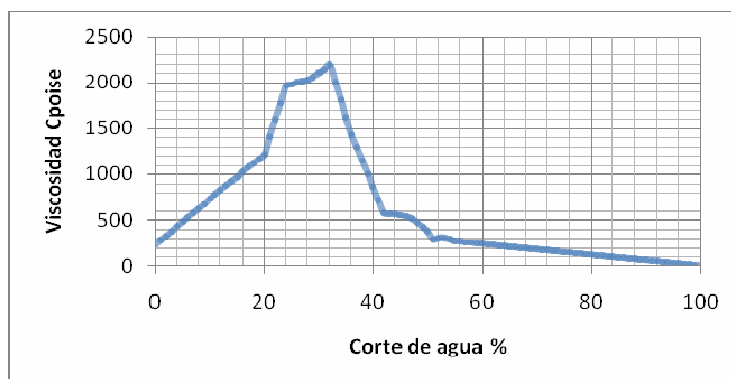


Figura 49. Curva de Viscosidad Vs Corte de agua.

Esta curva se realizó experimentalmente por personal de la empresa, descartando la hipótesis que el punto máximo del domo se encontraba al 50% del BSW y así demostrando que la mayor viscosidad se encuentra aproximadamente para un corte de agua de 33%. Este fenómeno se presenta debido a que los fluidos (agua y crudo diluido) no son miscibles y al juntarlos se crea una emulsión.

Donde:

BSW (%): Cantidad de agua en la mezcla expresada en porcentaje

4.7.2.-Viscosidad del líquido en las etapas de la bomba.

Para determinar la viscosidad se aplicaron los conceptos desarrollados en capítulo III. La viscosidad varía en función de la temperatura a un mismo corte de agua y un mismo grado API con una relación de proporcionalidad, mediante una traslación de la curva hacia arriba o hacia abajo según sea el caso (la curva aumenta sus valores proporcionalmente al disminuirse la temperatura y disminuye sus valores proporcionalmente al aumentar la temperatura).

Se calcula el valor de la viscosidad a 0% corte de agua a la temperatura dada y se divide entre la viscosidad a 0% corte de agua dada en la curva suministrada por SINCOR (la temperatura a la que se realizó la curva fue de 46,0954 °C). Dicho factor se multiplica por la viscosidad obtenida al corte de agua de operación dado para obtener un valor aproximado de la viscosidad en la etapa actual:

$$Visc_{(cPoise)i} = \left[\frac{e^{\left(Ln(1,15) + e^{\left\{ \left((11 * ge_{d_i}) - 9,03 \right) + 3,4 * Ln \left[\frac{600}{(T_i \circ F + 460)} \right] \right\}} \right)}}{e^{\left(Ln(1,15) + e^{\left\{ \left((11 * ge_d @ 16 API) - 9,03 \right) + 3,4 * Ln \left[\frac{600}{(114,97 \circ F + 460)} \right] \right\}} \right)}} \right] \cdot \dots$$

... · Visc_{@ BSW %mezcla}

Ec. 33

Donde:

$Visc_{(cPoise)i}$: Valor de la viscosidad en cPoise del líquido que recircula en esa etapa.

ge_{d_i} : Gravedad específica del líquido que recircula en esa etapa.

T_i : Temperatura del líquido en esa etapa. Calculada según la Ec. DD

$Visc_{@ BSW \%mezcla}$: Viscosidad leída de la curva dada por Sincor @ 16 API al corte de agua de la mezcla

Hay que destacar que estos valores pierden precisión si el grado API de la mezcla esta fuera del rango de 15 a 17.

4.8.-POTENCIAS.

4.8.1.-Potencia eléctrica (Pot_{elect})

Es la cantidad de trabajo realizado por la corriente eléctrica a un voltaje de línea dado, en el motor de la bomba que permite el giro de los tornillos.

$$Pot_{elect} = \sqrt{3} \cdot I \cdot V_l \cdot FP$$

Ec. 34

Donde:

I : Corriente eléctrica.

V_l : Voltaje de línea.

FP : Factor de potencia.

4.8.2.-Potencia mecánica (Pot_{mec}).

Representa el trabajo por unidad de tiempo en el eje de la bomba.

$$Pot_{mec} = Pot_{elect} \cdot \eta_{eléct} \quad \text{Ec. 35}$$

Donde:

$\eta_{eléct}$: Eficiencia del motor a inducción.

También se puede obtener mediante las siguientes expresiones:

$$Pot_{mec} = \tau \cdot \omega$$

$$Pot_{mec} = \Delta P \cdot Q_t + P_{internas}$$

Donde:

τ : Torque del motor

ω : Velocidad angular

ΔP : Diferencial de presión entre la descarga y la succión

$P_{internas}$: Potencias perdidas internamente en la bomba

4.8.3.-Potencia hidráulica (Pot_h).

$$Pot_h = Pot_{liq} + Pot_{gas} \quad \text{Ec. 36}$$

Potencia consumida por el fluido en la bomba (Pot_{liq}).

Partiendo del trabajo ejercido para transportar el fluido:

$$\begin{aligned}
 Pot_{liq} &= \dot{m}_{liq} \cdot w_{liq} \\
 Pot_{liq} &= \dot{m}_{liq} \cdot \int_{suc}^{desc} V_{liq} \cdot dP + \dot{m}_{liq} \cdot \left(\frac{V_{desc}^2 - V_{suc}^2}{2} \right) + \dots \\
 &\dots + \dot{m}_{liq} \cdot (Z_{desc} - Z_{suc}) \cdot g
 \end{aligned}$$

Considerando:

- Velocidad de líquido constante entre la succión y la descarga.
- No hay diferencia de alturas desde la succión hasta la descarga.
($Z_{desc} = Z_{suc}$)
- Fluido no compresible ($V=Ctte$).

Entonces, se concluye:

$$Pot_{liq} = Q_{liq} \cdot \Delta P \quad \text{Ec. 37}$$

Potencia consumida en la compresión del gas en la bomba (Pot_{gas}).

$$\begin{aligned}
 Pot_{gas} &= \dot{m}_{gas} \cdot w_{gas} \\
 Pot_{gas} &= \dot{m}_{gas} \cdot \int_{suc}^{desc} V_{gas} \cdot dP + \dot{m}_{gas} \cdot \left(\frac{V_{desc}^2 - V_{suc}^2}{2} \right) + \dots \\
 &\dots + \dot{m}_{gas} \cdot (Z_{desc} - Z_{suc}) \cdot g
 \end{aligned}$$

Considerando:

- No hay diferencia de alturas desde la succión hasta la descarga.
($Z_{desc} = Z_{suc}$)
- $Pv = RT$ (Gas ideal)
- Fluido compresible ($V \neq Ctte$).
- Compresión isotérmica.

Se concluye:

$$Pot_{gas} = P_{suc} \cdot Q_{gas.suc} \cdot \ln\left(\frac{P_{desc}}{P_{suc}}\right) \quad \text{Ec. 38}$$

Sustituyendo (Ec. 37) y (Ec. 38) en (Ec.36), la potencia hidráulica (Pot_h) consumida en la bomba es:

$$Pot_h = Q_{liq} \cdot \Delta P + P_{suc} \cdot Q_{gas.suc} \cdot \ln\left(\frac{P_{desc}}{P_{suc}}\right) \quad \text{Ec. 39}$$

4.8.4.-Potencias perdidas internamente en la bomba ($P_{internas}$):

Las pérdidas de potencias en la bomba son un compuesto de dos pérdidas:

Pérdidas mecánicas:

Representadas por: pérdidas de los engranajes de sincronización, rodamientos, sellos (mecánicos en nuestro caso) y los rotores. Solo se pudieron contabilizar dos primeras:

Potencia en los sellos mecánicos (Pot_{SM}).

Es la potencia consumida por los sellos mecánicos, dependen principalmente de las RPM y diferencia de presión en la bomba.

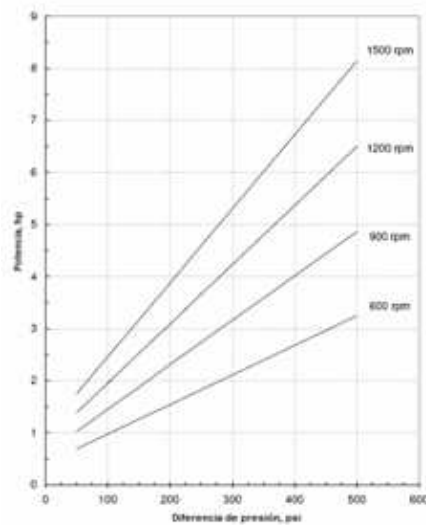


Figura 50. Curva experimental de potencia consumida por los sellos.
(Fuente: SINCOR).

La figura 50 muestra las curvas experimentales obtenidas por SINCOR en función de las RPM y la diferencia de presión entre la succión y la descarga permite estimar el consumo de potencia en los sellos mecánicos a las condiciones dadas.

Pérdidas de potencia en los engranajes de sincronización (Pot_{Eng}).

Es la pérdida de potencia en los engranajes que sincronizan los tornillos de la bomba, está estimada según el fabricante como el 2% de la potencia mecánica.

$$Pot_{Eng} = 0,02 \cdot P_{mec} \quad \text{Ec. 40}$$

Pérdidas de potencia por fricción. ($Pot_{fricción}$)

Incluye todas las pérdidas por fricción internas en la bomba. Empíricamente por ensayos en la estación principal de San Diego de Cabrutica, se determinó que representan entre el 70 y el 80% de todas las pérdidas de potencia en la bomba dependiendo de la viscosidad del líquido.

$$Pot_{fricción} \approx 0,75 \cdot P_{pérdidas} \quad \text{Ec. 41}$$

4.9.-EFICIENCIAS EN LA BOMBA

4.9.1.-Eficiencia Eléctrica. ($\eta_{el\acute{e}ct}$).

El motor a inducción de trifásico es de alta eficiencia, según el fabricante tiene como valor 94%.

4.9.2.-Eficiencia mecánica (η_{mec}).

Es la relación entre la potencia suministrada al fluido y la entregada al eje.

$$\eta_{mec} = \frac{Pot_h}{Pot_{mec}} \quad \text{Ec. 42}$$

4.9.3.-Eficiencia volumétrica (η_{vol}):

Es la relación que existe entre el caudal real manejado por la bomba y el caudal teórico de la misma.

$$\eta_{vol} = \frac{Q_t}{Q_{teórico}} = \frac{Q_{teórico} - Q_{esc}}{Q_{teórico}} \quad \text{Ec. 43}$$

4.9.4.-Eficiencia total (η_t):

Se define como la relación entre la potencia restituida y la potencia suministrada a la bomba. Se puede obtener también mediante el producto de la eficiencia volumétrica por la mecánica.

$$\eta_t = \eta_{vol} \cdot \eta_{mec}$$

Ec. 44

4.9.5.-Eficiencia Ideal (η_{ideal})

Corresponde al rendimiento de la bomba, como su nombre lo indica. en condiciones ideales (sin pérdidas internas y sin escurrimiento de líquido a la succión) de esta manera se puede estudiar por separado el efecto de la compresión del gas.

$$\eta_{ideal} = (1 - GVF) + \left[GVF \cdot \frac{\ln\left(\frac{P_{desc}}{P_{suc}}\right)}{\frac{P_{desc}}{P_{suc}} - 1} \right]$$

Ec. 45

4.10 AJUSTE DEL PERFIL DE PRESIONES A LO LARGO DEL TORNILLO SEGÚN LAS PRUEBAS REALIZADAS POR EL PROF. GERHARD VETTER.

Según se pudo evidenciar, en los experimentos del profesor Gerhard Vetter el perfil de presiones a lo largo del tornillo de las bombas multifásicas describe una curva creciente desde la succión hasta la descarga. Según las condiciones de GVF a la succión y el diferencial de presión de la bomba, el comportamiento de la curva cambiará:

Demostró que a medida que aumenta el diferencial de presión, la curva descrita en el perfil se va haciendo cada vez más una línea recta. De igual forma ocurre al disminuir el diferencial de presión de la bomba.

En el apéndice 5 se anexan algunos de los experimentos realizados por el Prof. Vetter, para dar idea de la tendencia de los perfiles a distintas condiciones. En la metodología de cálculo, se aplicaron factores de corrección para poder simular el comportamiento de esas curvas a partir de 35% de GVF a la succión.

4.11 RELACIÓN CORRIENTE Y DIFERENCIA DE PRESIÓN.

Para poder dar un valor aproximado de potencia eléctrica entregada a la bomba en el estimador, se elaboró una relación entre el diferencial de presión de la bomba y la corriente consumida por la bomba. Se realizaron mediciones de clusters al azar en el tiempo a distintas RPM de operación. Los valores obtenidos se colocaron en una gráfica de Corriente vs. ΔP :

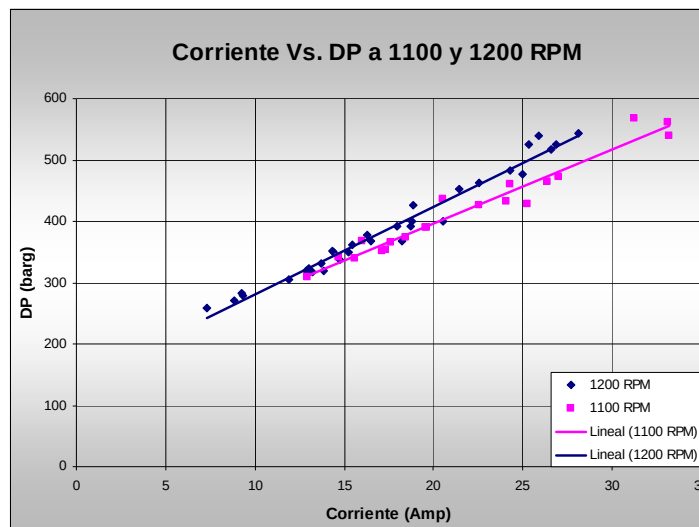


Figura 51. Curva de diferencia de presión vs. corriente.

Se procedió entonces a elaborar una relación que considere tanto el diferencial de presión como las RPM de la bomba:

$$I(\text{Amp}) = \left(\frac{RPM - 582,2059}{43,0848} \right) \cdot \Delta P + \left(\frac{1906,03 - RPM}{5,1546} \right)$$

Ec. 46

Esta ecuación tiene un rango comprobado de trabajo entre las 1050 y 1250 RPM. Una vez estimada la corriente consumida, los demás cálculos de potencias se hacen según las ecuaciones descritas anteriormente.

CAPÍTULO V: METODOLOGÍA DE CÁLCULO.

Se desarrolló un software llamado CEBM (Calculador y Estimador de Bombas Multifásicas) en base a un algoritmo iterativo con dos opciones principales las cuales se han denominado “calculador” y “estimador” según su función. La primera determina el valor de la holgura diametral promedio entre la carcasa y la cresta de los tornillos a tiempo real y el rendimiento de las bombas multifásicas. El “estimador” permite al usuario predecir el comportamiento de la bomba a diferentes condiciones operacionales mediante la estimación del caudal total circulado dentro de la misma.

El Calculador y el Estimador se desarrollaron en tres bloques:

- 1) Algoritmo.
- 2) Cuadro de datos.
- 3) Cuadro de Resultados.

Empezaremos por la descripción de la metodología de cálculo del Calculador:

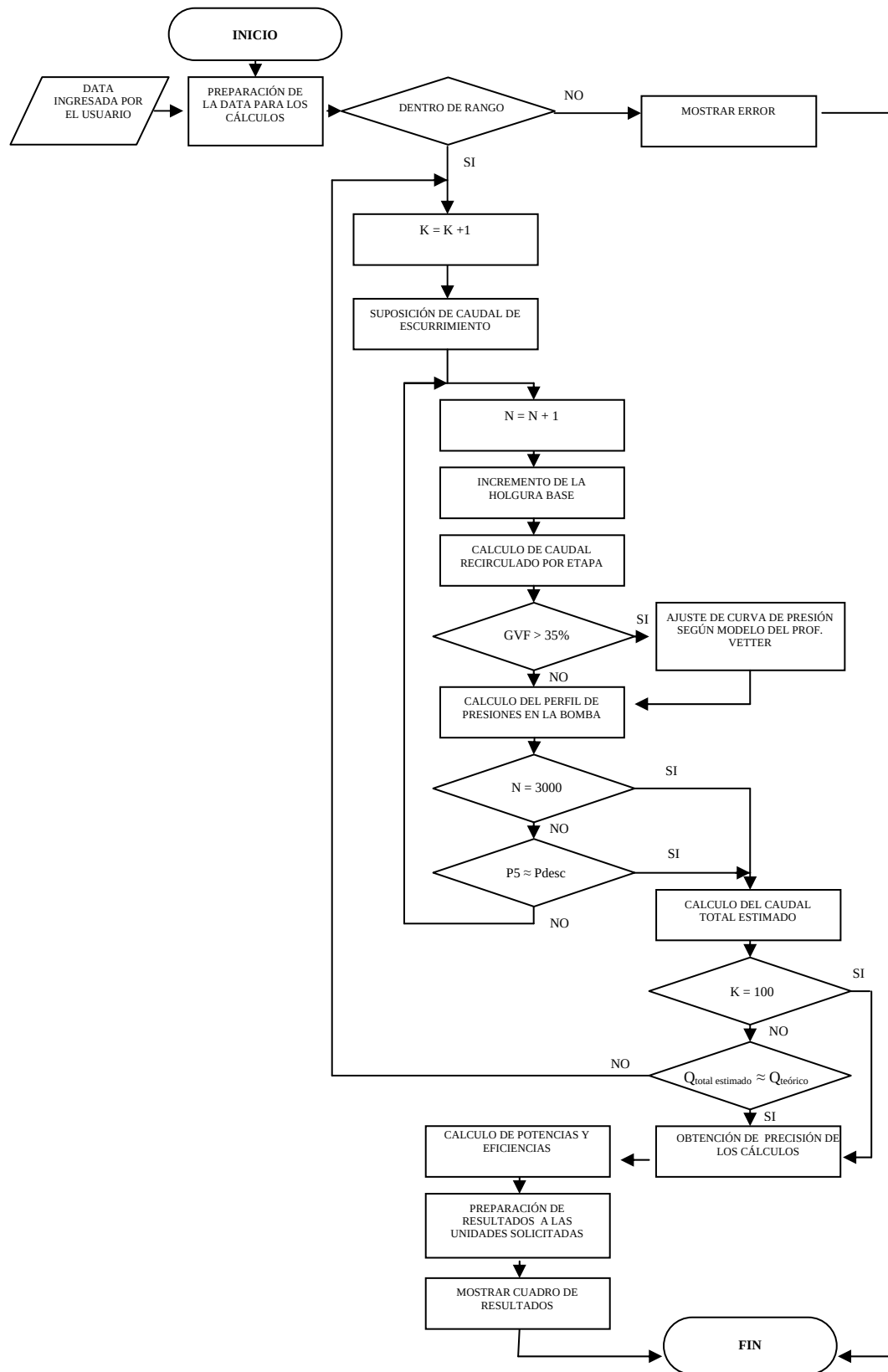
5.1.-CALCULADOR

5.1.1 Algoritmo de Programación (Calculador):

El Algoritmo desarrollado para el calculador está basado en comandos cíclicos iterativos, los cuales permitirán la convergencia de los resultados. El proceso empieza después de ser introducida la data por el usuario y luego se procede con:

1. Suposición del caudal que escurre a la succión.
2. Se obtiene el número de Reynolds ($Re < 600$) para confirmar que el flujo sea laminar.
3. Se obtiene el perfil de presiones en cada etapa del tornillo con la holgura “base” predeterminada en el programa (0.01 pulg).
4. Se aumenta la holgura y se repiten los cálculos hasta que coincida el valor de la presión de la última etapa con la presión de salida dada por el usuario.
5. Se suman los caudales recirculados en todas las etapas, el caudal escurrido a la succión supuesto al principio y el caudal de entrada dado por el usuario y se compara con el caudal teórico de la bomba.
6. Si el caudal estimado es distinto al caudal teórico, se repite todo el proceso hasta que sean iguales.

A continuación se presenta un esquema del algoritmo del calculador el cual se desarrollo en el programa:



Explicación de la leyenda del diagrama de flujo del calculador:

1. **INICIO:** Principio del programa.
2. **DATA INGRESADA POR EL USUARIO:** Datos introducidos con unidades que posteriormente se presenta en conjunto con los resultados.
3. **PREPARACIÓN DE LA DATA SUMINISTRADA:** Consiste en la unificación de unidades para poder realizar los cálculos (Todos en sistema internacional).
4. **DENTRO DE RANGO:** Se comprueba que el número de Reynolds y el GVF están en los rangos permitidos.
5. **MOSTRAR ERROR:** En caso de que el número de Reynolds y/o el GVF no estén dentro del rango permitido, se mostrará un aviso de error
6. **SUPOSICIÓN DE CAUDAL DE ESCURRIMIENTO:** Valor iterado hasta su convergencia en el programa. Para aumentar la velocidad de convergencia del algoritmo, se utiliza “condiciones de convergencia” que varían según la diferencia que exista entre el caudal total estimado y el caudal teórico de la bomba.
7. **INCREMENTO DE LA HOLGURA BASE:** El Algoritmo establece por defecto una holgura diametral promedio de 0.01 pulgadas. Este valor se irá aumentando hasta que el valor de la presión obtenido en la última etapa sea cercano al valor de presión de descarga dado por el usuario.
8. **CÁLCULO DE CAUDAL RECIRCULADO POR ETAPA:** Al suponer el caudal de escurrimiento y al establecer la holgura diametral promedio, se pueden conocer los valores de los caudales recirculados en cada una de las etapas de la bomba. Una vez determinado el caudal recirculado, se pueden calcular la temperatura, viscosidad y presión en cada etapa.
9. **GVF > 35%:** Es la condición establecida según los experimentos del Prof. Gerhard Vetter en que se aprecia una modificación en la curva pues deja de ser parabólica o linear según sea el porcentaje de GVF a la succión. En el apéndice 5 se puede apreciar claramente dicha variación.

10. AJUSTE DE CURVA DE PRESIÓN SEGÚN MODELO DEL PROF.

VETTER: Si el GVF es mayor al 35% en la succión de la bomba se aplican factores de multiplicidad a los caudales recirculados en cada una de las etapas que ajusten el comportamiento de la curva de presiones a lo largo del tornillo (también se puede decir a lo largo de la bomba) según los experimentos obtenidos por el Prof. Gerhard Vetter y así obtener valores de presión más aproximados a la realidad.

11. CÁLCULO DEL PERFIL DE PRESIONES EN LA BOMBA: Una vez determinado el valor del caudal recirculado a la etapa anterior se procede a calcular los caudales de gas, temperatura, caudal de recirculación para poder obtener el valor de la presión en la etapa actual.

12. $P_5 \approx P_{desc}$: Condición referida al error relativo cometido por el modelo hidráulico en el cálculo de la presión de la última etapa al caudal escurrido supuesto y a la holgura diametral promedio establecida, comparado con el valor de presión de descarga dado por el usuario. Esta condición se estableció cierta para un error relativo porcentual de 0.01%.

13. CÁLCULO DEL CAUDAL TOTAL ESTIMADO: Es la sumatoria del caudal escurrido a la entrada supuesto, el caudal total de la mezcla a la entrada a condiciones reales y el caudal recirculado en cada etapa

14. $Q_{total\ estimado} \approx Q_{teórico}$: Condición referida al caudal total estimado en los cálculos que debería ser igual al caudal que teóricamente puede desplazar la bomba si el modelo convergiera al máximo. Esta condición se estableció cierta para un error relativo porcentual de 0.01%

15. OBTENCIÓN DE PRECISIÓN DE LOS RESULTADOS: Es el error relativo porcentual cometido en el cálculo del valor del caudal total estimado al compararlo con el valor del caudal teórico desplazado por la bomba.

16. CÁLCULO DE POTENCIAS Y EFICIENCIAS: Ya obtenidos los valores de presión, caudal escurrido, y con la data alimentada al programa por el usuario, se calculan las potencias y eficiencias de la bomba estudiadas en el capítulo anterior.

17. PREPARACIÓN DE RESULTADOS A LAS UNIDADES

SOLICITADAS: Antes de ser mostrados los resultados, se cambian según las unidades que solicitó el usuario en el cuadro de datos.

18. MOSTRAR CUADRO DE RESULTADOS: Se procede a mostrar el cuadro de resultados donde aparecen los valores más importantes que debe conocer el usuario tales como, holgura diametral promedio calculada, potencias, eficiencias, caudales de recirculación, viscosidades, etc.

19. FIN: Finalización del algoritmo

5.1.2 Cuadro de Datos: En la figura 52 se presenta el cuadro donde se introducirán los datos por parte del usuario. El mismo consta de 12 renglones:

Figura 52. Cuadro de Datos (Calculador).

Modelo de la bomba: Seleccionar el modelo de la bomba

Caudales a la Entrada de la Bomba:

Caudal de Líquido a la Entrada: se puede introducir de dos formas:

DCO – Agua: Al seleccionar esta opción, se elimina la posibilidad de introducir valores en los campos “Total” y “BSW %”. Se debe usar esta opción cuando el caudal de DCO y Agua a la entrada de la bomba son conocidos.

Cuando el caudal de DCO y Agua no son conocidos por separados se puede ingresar el caudal de líquido total. Al seleccionar esta opción se bloqueará automáticamente las opciones de “DCO – Agua”, “GOR-DCO” y “BSW – DCO %”.

Caudal de Gas a la entrada:

Se puede elegir entre:

Condiciones Estándar: El caudal de gas ingresado será modificado por las condiciones de presión y temperaturas de entrada dadas por el usuario en este cuadro.

Condiciones Reales: El caudal de gas introducido no será modificado por las condiciones de presión y temperaturas de entrada dadas por el usuario en este cuadro.

El Caudal de Gas de entrada se puede ingresar de tres formas distintas:

GOR – DCO: Es la relación entre el caudal de Gas y DCO a la entrada de la bomba.

Caudal: Se puede ingresar directamente el caudal de Gas a la entrada si es conocido.

GVF %: Se puede ingresar el GVF a la entrada de la bomba en porcentaje.

Viscosidad del Líquido: Se puede ingresar el valor de la viscosidad del líquido de tres formas distintas:

BSW – DCO %: Esta opción se activa por defecto al seleccionar el caudal de líquido de entrada “DCO-Agua”. Es la relación entre el caudal de DCO y de Agua a la entrada. Mediante este valor se puede determinar la viscosidad del líquido utilizando la curva de viscosidad a 16° API ofrecida por SINCOR de Viscosidad vs. BSW %.

BSW %: En caso de no conocer el caudal de DCO y Agua por separado, debe ingresar el corte de agua en porcentaje si se quiere utilizar la curva de viscosidad ofrecida por SINCOR.

Viscosidad conocida: Si no se desea utilizar la curva de viscosidad vs. BSW % de SINCOR, se puede ingresar el valor de la viscosidad del líquido si es conocido a una temperatura de 46,09 °C.

Presiones:

Presión de Entrada: Presión a la succión de la bomba.

Presión de Salida: Presión a la descarga de la bomba.

Temperaturas:

Temperatura de Entrada: Valor de la temperatura de la mezcla a la entrada. Este valor se utilizará para calcular la viscosidad del líquido a las condiciones de entrada.

Temperatura de Salida: Valor de la temperatura de Salida de la mezcla, usado para realizar las distintas iteraciones que permitirán calcular la viscosidad en las etapas a lo largo de cada par de tornillos hasta la salida.

°API DCO: Valor de los grados API de la mezcla a la entrada.

RPM: Se debe de introducir el valor de las RPM de la bomba. En caso de usar los datos del MOSCEP, se deberán introducir las RPM estables de la bomba.

Corriente (Amp): Corriente que consume el motor a las condiciones de operación dadas en este cuadro.

Voltaje: Voltaje de operación de la bomba (en clusters generalmente el valor es 440 ~ 441 Volts)

Resultados: En este recuadro el usuario debe seleccionar las unidades que desea ver los resultados

Fecha: Se debe ingresar la fecha de los datos suministrados.

Cluster: Se debe ingresar el cluster al cual pertenece la bomba con el fin de organizar la información brindada a la base de datos

Opciones de “Calcular”, “Atrás” y “Salir”:

Calcular: Dará inicio a los cálculos necesarios, el tiempo estimado de espera es entre 20 y 40 segundos

Atrás: Volver atrás para acceder al menú principal del programa.

Salir: Opción para salir del programa

5.1.3 Cuadro de Resultados: En la Figura 53 se presenta la tabla de resultados arrojada por el Calculador. En la misma se puede apreciar lo siguiente:

Figura 53. Cuadro de Resultados (Calculador)

El cuadro de resultados está dividido en dos secciones:

Datos Introducidos: Al lado izquierdo del cuadro de resultados, se presenta un resumen de los datos de entrada previamente suministrados por el usuario. Estos aparecerán en las unidades en que se expresarán los resultados. Se dividen en 4 renglones:

Fecha: Corresponde al día de la data suministrada.

Cluster: Siglas que identifican de la macolla.

Modelo de la bomba: Es el seleccionado por el usuario.

Datos del Fluido: Son los datos de operación dados por el usuario.

Datos de la bomba:

RPM, Corriente y Voltaje: Suministrados por el usuario

Holgura Inicial: Corresponde a la holgura diametral promedio entre la cresta del tornillo y la carcasa al momento de ser ensamblada. Este valor es tomado directamente de la base de datos de la bomba que está por defecto en el programa:

Número de Etapas: Se refiere al número de cavidades cerradas que posee la bomba, éste dato es calculado según la geometría de la bomba.

Resultados Obtenidos: Al lado derecho del cuadro de resultados se muestra un resumen de los resultados obtenidos, los cuales se dividen en 12 renglones:

Perfil de presiones a lo largo del tornillo:

Gráfica Presión vs. Longitud Axial del tornillo: en la misma se puede observar la caída de presión a lo largo de cada par de tornillos desde la descarga hacia la succión.

Presión por etapas: se muestran los valores obtenidos en cada una de las etapas de cada par de tornillos y en las condiciones de succión y descarga de la misma. Estos valores fueron obtenidos mediante el algoritmo iterativo y son los que describen la curva del perfil de presiones.

Potencias: Corresponde a los valores de potencias calculados con la data ingresada.

Pérdidas de Potencias en la bomba: Se muestran las pérdidas de potencia internas en la bomba que se pudieron calcular:

Sellos Mecánicos: Pérdidas producidas por los sellos mecánicos de la bomba. Estas pérdidas se obtienen mediante la aplicación de la curva de

pérdidas realizada experimentalmente por el fabricante en función de las RPM y la diferencia de presión de operación.

Engranajes: Pérdidas producidas por los engranajes de sincronización. Estimadas en un 2% de la potencia mecánica según el fabricante.

Internas: Son todas aquellas pérdidas dentro de la bomba que no se pudieron contabilizar y se obtuvieron por diferencias.

Holgura Diametral Promedio (HDP) Estimada: Es la distancia calculada que hay entre la carcasa y el tope de los tornillos en promedio. Se muestra un esquema representativo para dar una idea de dicha distancia.

Viscosidad del Líquido Recirculado dentro del Tornillo: Se muestran distintos valores de viscosidad del fluido que recircula y se escurre en las etapas de la bomba. Si hay cambio de temperatura a lo largo de cada par de tornillos, la viscosidad cambiará.

Temperatura a la salida: Es la temperatura de salida del fluido. Este valor se obtuvo mediante las iteraciones para obtener el valor de temperatura en cada etapa, siendo este el correspondiente a la última etapa (descarga de la bomba).

Eficiencias: Se muestran los valores de eficiencias de la bomba calculados a las condiciones de operación dadas.

Recirculación interna a lo largo del tornillo: Se presentan los caudales recirculados y escurrido de la bomba en las etapas de cada par de tornillos. Se anexa un esquema representativo con colores para facilitar la interpretación de dichos valores.

Caudal Recirculado Total ($Q_{recT} + Q_{esc}$): Es la sumatoria de los caudales recirculados internamente y escurrido en cada par de tornillos.

Comparación de Caudales:

Caudal Total Estimado ($Q_{recT} + Q_{esc} + Q_{entrada}$): Es la sumatoria del Caudal Recirculado Total mas el Caudal total de entrada a las condiciones de operación dado por el usuario.

Caudal Teórico desplazado por la Bomba: Este es el caudal que la bomba desplaza geométricamente. El Caudal Total Estimado debe ser igual a éste. Mientras menor sea la diferencia entre ambos, mejor fue la convergencia de las iteraciones.

Precisión de los Cálculos: Se refiere a la confiabilidad de los resultados obtenidos. Es la sumatoria del error relativo de la presión de salida, la temperatura de salida y el Caudal Total estimado al compararlos con los valores dados por el usuario, reportados a la derecha de la pantalla (Presión de entrada, Temperatura de Salida) y con el Caudal Teórico Desplazado por la bomba respectivamente.

Opciones de “Guardar”, “Atrás” y “Salir”:

Guardar: Almacena en la base de datos del programa los datos y resultados obtenidos a la fecha dada por el usuario. Estos registros pueden ser consulados por el usuario cuando lo desee y así podrá crear un registro sobre la variación de holgura y eficiencia para la bomba seleccionada.

Atrás: Opción para regresar al ingreso de datos.

Salir: Opción para salir del programa.

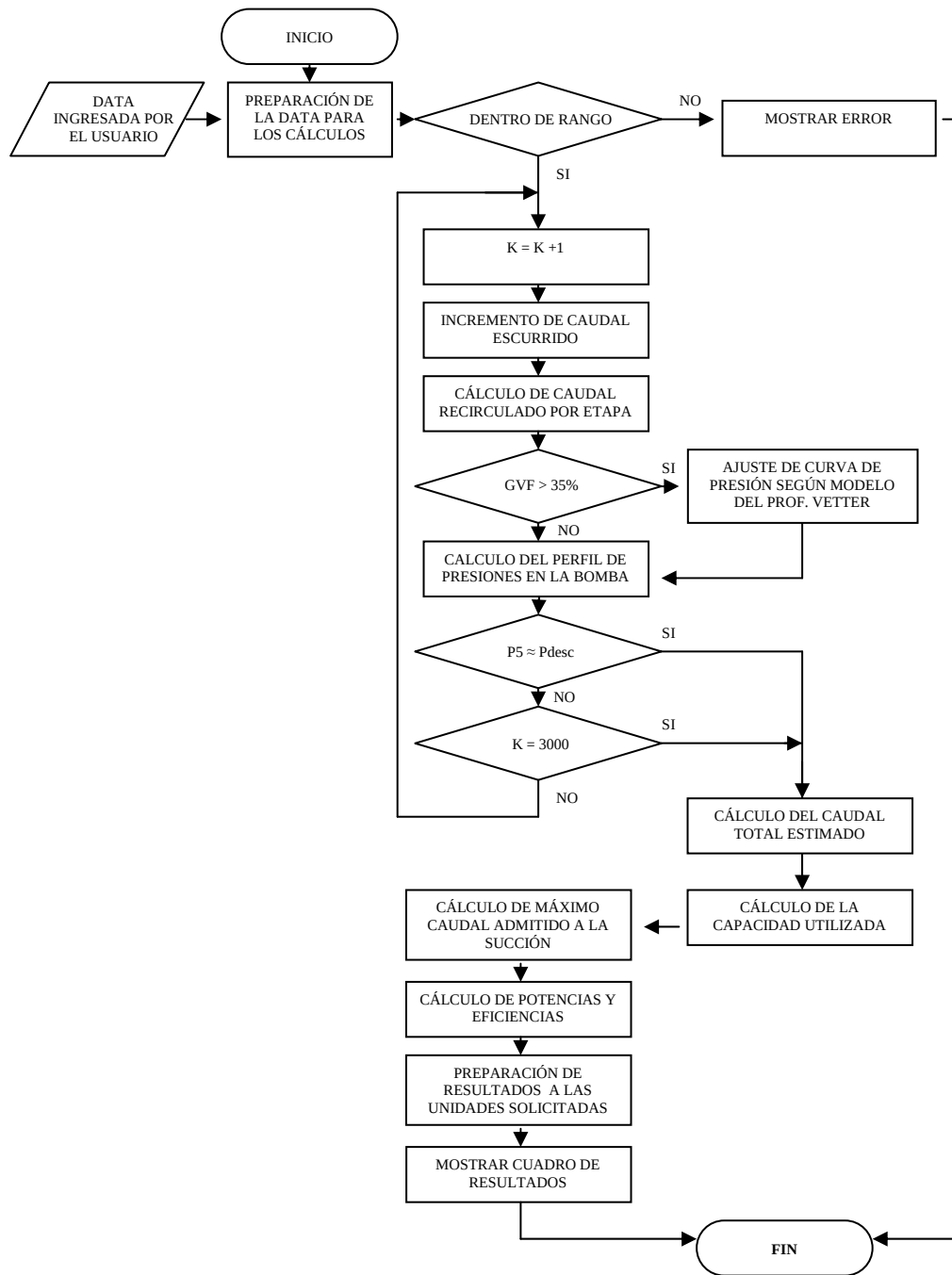
5.2.-ESTIMADOR

5.2.1 Algoritmo de Programación (Estimador):

El Algoritmo desarrollado para el estimador está basado en comandos cíclicos iterativos, los cuales permitirán la convergencia de los resultados. El proceso empieza después de ser introducida la data por el usuario y luego se procede con:

1. Suposición del caudal que escurre a la succión.
2. Se obtiene el perfil de presiones en cada etapa del tornillo con la holgura dada por el usuario.
3. Si la presión calculada de la última etapa no coincide con la presión de salida dada por el usuario, se repite todo el proceso hasta que sean iguales.

A continuación se presenta un esquema del algoritmo del estimador el cual se desarrollo en el programa:



Explicación de la leyenda del diagrama de flujo del estimador:

1. **INICIO:** Principio del programa.
2. **DATA INGRESADA POR EL USUARIO:** Datos introducidos con unidades que posteriormente se presenta en conjunto con los resultados.
3. **PREPARACIÓN DE LA DATA SUMINISTRADA:** Consiste en la unificación de unidades para poder realizar los cálculos. Todos en sistema internacional.
4. **DENTRO DE RANGO:** Se comprueba si el número de Reynolds y el GVF están en los rangos permitidos.
5. **MOSTRAR ERROR:** En caso de que el número de Reynolds y/o el GVF no estén dentro del rango permitido, se mostrará un aviso de error
6. **INCREMENTO DE CAUDAL DE ESCURRIMIENTO:** Valor iterado hasta su convergencia en el programa.. En este caso, a diferencia del Calculador, el valor irá incrementando desde 0.1 hasta que el valor de la presión de la última etapa sea cercano al valor de la presión de descarga dada por el usuario.
7. **CÁLCULO DE CAUDAL RECIRCULADO POR ETAPA:** Al suponer el caudal de escurrimiento y a la holgura diametral promedio dada por el usuario, se pueden conocer los valores de los caudales recirculados en cada una de las etapas de la bomba. Una vez determinado el caudal recirculado, se pueden calcular la temperatura, viscosidad y presión en dicha etapa.
8. **GVF > 35%:** Es la condición establecida según los experimentos del Prof. Gerhard Vetter en que se aprecia una modificación en la curva pues deja de ser parabólica o linear según sea el porcentaje de GVF a la succión. En el apéndice 5 se puede apreciar claramente esta variación.
9. **AJUSTE DE CURVA DE PRESIÓN SEGÚN MODELO DEL PROF. VETTER:** Si el GVF es mayor al 35% en la succión de la bomba se aplican factores de multiplicidad que ajusten el comportamiento de la curva de presiones a lo largo del tornillo (también se puede decir a lo largo de la

bomba) para poder obtener valores de presión y caudal recirculado mas aproximados a la realidad.

10. CÁLCULO DEL PERFIL DE PRESIONES EN LA BOMBA: Una vez determinado el valor del caudal recirculado a la etapa anterior se procede a calcular los caudales de gas, temperatura, caudal de recirculación para poder obtener el valor de la presión en la etapa actual.

11. $P_5 \approx P_{desc}$: Condición referida al error relativo cometido por el modelo hidráulico en el cálculo de la presión de la última etapa al caudal escurrido supuesto y a la holgura diametral promedio establecida, comparado con el valor de presión de descarga dado por el usuario. Esta condición se estableció cierta para un error relativo porcentual de 0.01%.

12. CÁLCULO DEL CAUDAL TOTAL ESTIMADO: Es la sumatoria del caudal escurrido a la entrada supuesto, el caudal total de la mezcla a la entrada a condiciones reales y el caudal recirculado en cada etapa.

13. CÁLCULO DE LA CAPACIDAD UTILIZADA: Es la diferencia entre el caudal total estimado y el caudal teórico de la bomba alas RPM dadas por el usuario. Se representa como el error absoluto porcentual entre ambos valores.

14. CÁLCULO DE MÁXIMO CAUDAL ADMITIDO A LA SUCCIÓN: Es la suma del caudal total de entrada de la mezcla a la succión de la bomba y la diferencia entre el caudal teórico y el caudal total estimado en los cálculos. Es una referencia que se le da al usuario sobre cuanto podría ser el caudal máximo aprovechado a la succión a las condiciones dadas por él en el cuadro de datos.

15. CÁLCULO DE POTENCIAS Y EFICIENCIAS: Ya obtenidos los valores de presión, caudal escurrido, y con la data alimentada al programa por el usuario, se calculan las potencias y eficiencias de la bomba estudiadas en el capitulo anterior.

16. PREPARACIÓN DE RESULTADOS A LAS UNIDADES SOLICITADAS:

Antes de ser mostrados los resultados, se cambian según las unidades que solicitó el usuario en el cuadro de datos.

17. MOSTRAR CUADRO DE RESULTADOS: Se procede a mostrar el cuadro de resultados donde aparecen los valores más importantes que debe conocer el usuario tales como, holgura diametral promedio calculada, potencias, eficiencias, caudales de recirculación, viscosidades, etc.

18. FIN: Finalización del algoritmo.

5.2.2 Cuadro de Datos: En la figura 54 se presenta el cuadro donde se introducirán los datos por parte del usuario. El mismo consta de 11 renglones:

Figura 54. Cuadro de Datos (Estimador).

Modelo de la bomba: Seleccionar el modelo de la bomba

Caudales a la Entrada de la Bomba:

Caudal de Líquido a la Entrada: se puede dar de dos formas:

DCO – Agua: Al seleccionar esta opción, se elimina la posibilidad de introducir valores en los campos “Total” y “BSW %”. Se debe usar esta opción cuando el caudal de DCO y Agua a la entrada de la bomba son conocidos.

Total: Cuando el caudal de DCO y Agua no son conocidos por separados se puede ingresar el caudal de líquido total. Al seleccionar esta opción se bloqueará automáticamente las opciones de “DCO – Agua”, “GOR-DCO” y “BSW – DCO %”.

Caudal de Gas a la entrada:

Se puede elegir entre:

Condiciones Estándar: el caudal de gas ingresado será modificado por las condiciones de presión y temperaturas de entrada dadas por el usuario en este cuadro.

Condiciones Reales: El caudal de gas introducido no será modificado por las condiciones de presión y temperaturas de entrada dadas por el usuario en este cuadro.

El Caudal de Gas de entrada se puede ingresar de tres formas distintas:

GOR – DCO: Es la relación entre el caudal de Gas y DCO a la entrada de la bomba.

Caudal: Se puede ingresar directamente el caudal de Gas a la entrada si es conocido.

GVF %: Se puede ingresar el GVF a la entrada de la bomba en porcentaje.

Viscosidad del Líquido: Se puede ingresar el valor de la viscosidad del líquido de tres formas distintas:

BSW – DCO %: Esta opción se activa por defecto al seleccionar el caudal de líquido de entrada “DCO-Agua”. Es la relación entre el caudal de DCO y de Agua a la entrada. Mediante este valor se puede determinar la viscosidad del líquido utilizando la curva de viscosidad a 16° API ofrecida por Sincor de Viscosidad vs. BSW %.

BSW %: Si no se conocen el caudal de DCO y Agua por separado, debe ingresar el corte de agua en porcentaje si se quiere utilizar la curva de viscosidad ofrecida por SINCOR.

Conocida: Si no se desea utilizar la curva de viscosidad vs. BSW % de SINCOR, se puede ingresar el valor de la viscosidad del líquido si es conocido a una temperatura de 46,09 °C.

Presiones:

Presión de Entrada: Es la presión a la succión de la bomba.

Presión de Salida: Es la presión a la descarga de la bomba.

Temperaturas:

Temperatura de Entrada: Es el valor de la temperatura de la mezcla a la entrada. Este valor se utilizará para calcular la viscosidad del líquido a las condiciones de entrada.

Temperatura de Salida: Es el valor de la temperatura de Salida de la mezcla, Este valor será utilizado para realizar las distintas iteraciones que permitirán calcular la viscosidad en las etapas a lo largo de cada par de tornillos hasta la salida.

Holgura: Se debe ingresar el valor de la holgura diametral promedio conocida. Debe ingresarse un valor muy aproximado para garantizar buenos resultados. Generalmente este valor es conocido al momento de ensamblaje de la bomba.

°API DCO: es el valor de los grados API de la mezcla a la entrada.

RPM: Se debe de introducir el valor de las RPM de la bomba.

Voltaje: es el voltaje de operación de la bomba (en clusters generalmente el valor es 440 ~ 441 Volts).

Resultados: En este recuadro el usuario debe seleccionar las unidades que desea ver los resultados.

Opciones de “Calcular”, “Atrás” y “Salir”:

Calcular: Dará inicio a los cálculos necesarios, el tiempo estimado de espera es entre 10 y 20 segundos.

Atrás: Volver atrás para acceder al menú principal del programa.

Salir: Opción para salir del programa.

5.2.3 Cuadro de Resultados: En la Figura 55 se presenta la tabla de resultados arrojada por el Estimador. En la misma se puede apreciar lo siguiente:

Figura 55. Cuadro de Resultados (Estimador)

El cuadro de resultados está dividido en dos partes:

Datos Introducidos: Al lado izquierdo del cuadro de resultados aparece un resumen de los datos de entrada que fueron suministrados por el usuario para efectuar los cálculos. Estos aparecerán en las unidades en que se expresarán los resultados. Se dividen en 4 renglones:

Modelo de la bomba: Es el seleccionado por el usuario.

Datos del Fluido: Son los datos de operación dados por el usuario.

Datos de la bomba:

RPM, Voltaje: Suministrados por el usuario.

Corriente (Estimada): Este valor de corriente se estimó por relaciones empíricas según la data recopilada de operación de las bombas en campo.

Holgura Inicial: Corresponde a la holgura diametral promedio entre la cresta del tornillo y la carcasa al momento de ser ensamblada. Este valor es tomado directamente de la base de datos de la bomba que está por defecto en el programa.

Número de Cavidades: Se refiere al número de cavidades cerradas que posee la bomba, este dato es calculado según la geometría de la bomba.

Resultados Obtenidos: Al lado derecho del cuadro de resultados se muestra un resumen de los resultados obtenidos, los cuales se dividen en 12 renglones:

Perfil de presiones a lo largo del tornillo:

Gráfica Presión vs. Longitud Axial del tornillo: en la misma se puede observar la caída de presión a lo largo de cada par de tornillos desde la descarga hacia la succión.

Presión por etapas: se muestran los valores obtenidos en cada una de las etapas de cada par de tornillos y en las condiciones de succión y descarga de la misma. Estos valores fueron obtenidos mediante el algoritmo iterativo y son los que describen la curva del perfil de presiones.

Potencias: Corresponde a los valores de potencias calculados con la data ingresada.

Pérdidas de Potencias en la bomba: Se muestran las pérdidas de potencia internas en la bomba que se pudieron calcular:

Sellos Mecánicos: Pérdidas producidas por los sellos mecánicos de la bomba. Estas pérdidas se obtienen mediante la aplicación de la curva de pérdidas realizada experimentalmente por el fabricante en función de las RPM y la diferencia de presión de operación.

Engranajes: Pérdidas producidas por los engranajes de sincronización.

Internas: Son todas aquellas pérdidas dentro de la bomba que no se pudieron contabilizar y se obtuvieron por diferencia.

Holgura Diametral Promedio Dada: Es la distancia dada por el usuario que hay entre la carcasa y el tope de los tornillos en promedio.

Viscosidad del Líquido Recirculado dentro del Tornillo: Se muestran los distintos valores de viscosidad del fluido que recircula y se escurre en las etapas de la bomba. Si hay cambio de temperatura a lo largo de cada par de tornillos, la viscosidad cambiará.

Temperatura a la salida: Es la temperatura de salida del fluido. Este valor se obtuvo mediante las iteraciones para obtener el valor de temperatura en cada etapa, siendo este el correspondiente a la última etapa (descarga de la bomba).

Eficiencias: Se muestran los valores de eficiencias de la bomba calculados a las condiciones de operación dadas.

Recirculación interna a lo largo del tornillo: Se presentan los caudales recirculados y escurrido de la bomba en las etapas de cada par de tornillos. Se anexa un esquema representativo con colores para facilitar la interpretación de dichos valores.

Caudal Recirculado Total ($Q_{recT} + Q_{esc}$): Es la sumatoria de los caudales recirculados internamente y escurrido en cada par de tornillos.

Comparación de Caudales:

Caudal Total Estimado ($Q_{recT} + Q_{esc} + Q_{entrada}$): Es la sumatoria del Caudal Recirculado Total mas el Caudal total de entrada a las condiciones de operación dado por el usuario.

Caudal Teórico desplazado por la Bomba: Este caudal es el máximo que la bomba puede desplazar y debe ser igual al Caudal Total Estimado. Mientras menor sea la diferencia entre ambos, mejor fue la convergencia de los resultados.

Capacidad usada: Porcentaje de demanda a la bomba respecto a su capacidad máxima.

Máximo Caudal Admitido a la succión de la bomba a las condiciones de operación dadas: Es el valor del caudal máximo que se recomienda que ingrese a la succión de la bomba para aprovechar al máximo su capacidad.

Opciones de “Atrás” y “Salir”:

Atrás: Opción para regresar al ingreso de datos.

Salir: Opción para salir del programa.

CAPÍTULO VI: PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Se realizó una cantidad considerable de cálculos con el software desarrollado (CEBM) con el fin de validar el modelo hidráulico y algoritmo de cálculo desarrollados anteriormente. Esta validación se realizará para las dos opciones del software, el “calculador” y el “estimador”. Al final del Capítulo, se presenta un cuadro que refleja la variación de holgura en el tiempo para la bomba multifásica instalada en el clúster ID, desde su inicio hasta la actualidad.

A continuación se presentan dos pruebas realizadas con el calculador a dos bombas multifásicas distintas las cuales se conocía su holgura inicial después de ser ensambladas y colocadas en sus respectivas macollas.

6.1.- PRUEBA N° 1 (“CALCULADOR”)

DATOS: Macolla IB:

- **Día de instalación de la bomba:** 01/08/2007
- **Holgura diametral medida durante el ensamblaje:** 0.023 – 0.024’’

DATOS DE LA PRUEBA:

Día: 13/08/2007

Datos de la Bomba:

Corriente: 432.32 Amp

Voltaje: 441 Volts

RPM: 1097

Datos del Fluido

Presión de Entrada: 8.55 barg

Presión de Salida: 32.63 barg

Temperatura de Entrada: 46.52 °C

Temperatura de Salida: 51.76 °C

Caudal de DCO: 1646 BPD

Caudal de Agua: 5609 BPD

GOR (en base al DCO): 95.37 pie³/bbl

°API DCO: 14.52

Viscosidad: 206.18 cPoise (valor obtenido de la curva de viscosidad vs. corte de agua de SINCOR corregido a 14.52° API).

6.1.2 Cuadro de Resultados: Para los datos suministrados, el cuadro de resultados fue el siguiente:

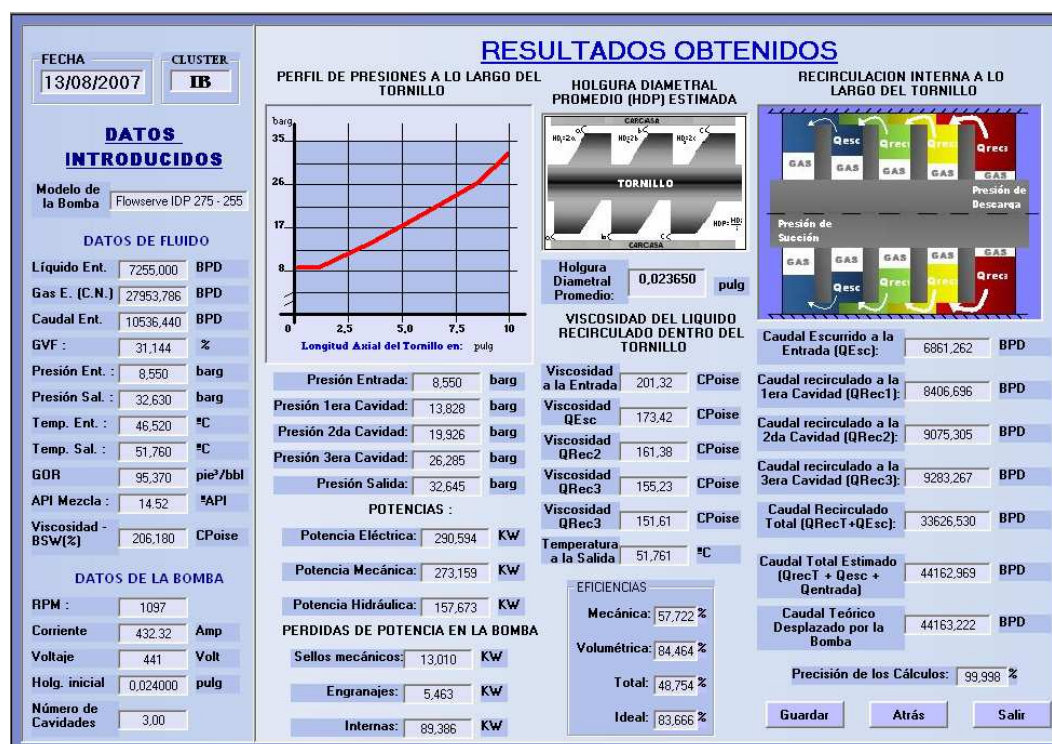


Figura 56. Cuadro de Resultados. Prueba N° 1 (Calculador), Cluster IB

El análisis se realizará en forma detallada y por bloques:

Perfil de Presiones a lo largo del tornillo:

Gráfica: En los resultados se presenta una gráfica del perfil de presiones a lo largo de cada tornillo (también puede interpretarse como el perfil de presiones a lo largo de cada par de tornillo ya que ambos están sometidos a las mismas presiones). En el gráfico se observa un comportamiento tendiendo creciente con poco alabeo en la curva descrita. Esto se debe a que el GVF de la mezcla tiene un valor entre el 30 y 35% a un diferencial de presión entre los 20 y 25 barg. Esta tendencia a las condiciones de operación dadas es compatible con los resultados obtenidos por el prof. Gerharg Vetter en sus experimentos. Se truncó la escala de las presiones para hacer más notorio la tendencia de la curva en el rango del diferencial de presión dado.

Presión en cada etapa: La variación de diferenciales de presión se debe básicamente a la compresión del gas en cada una de las etapas, siendo el mayor de estos el de la última etapa debido a que es donde se comprime más el gas por estar más cerca de la descarga de la bomba. Se observó una gran aproximación entre el valor de la presión de salida calculado (32,645 barg) y el valor de presión de salida introducido por el usuario (32,630 barg). Esta leve diferencia será reflejada en la precisión de los cálculos.

Potencias: El Cálculo de las potencias se realizó mediante la aplicación de las ecuaciones de potencias eléctrica, mecánica e hidráulica respectivamente con los datos suministrados por el usuario.

Potencia Eléctrica: obtuvo el mayor valor (290,594 KW), debido a que obedece a la energía entregada al sistema. Este valor es real ya que medidos directamente en campo.

Potencia mecánica: es menor que la potencia eléctrica (273,159 KW) debido a las pérdidas en el motor a inducción. Este factor de pérdida es conocido como “eficiencia del motor” estudiado en el capítulo III. Las pérdidas entre el eje y el motor son despreciables debido a que el acople es rígido.

Potencia hidráulica: es mucho menor que las anteriores (157,673 KW) siendo ésta la energía entregada al fluido por parte de la bomba. Este número se ve directamente afectado por el GVF a la entrada ya que la compresión volumétrica del gas disminuye el valor de dicha potencia. Siendo el caso más favorable cuando no hay presencia de gas en la bomba.

Pérdidas de Potencias en la bomba: Las pérdidas de potencias en la bomba son un compuesto de dos pérdidas:

Pérdidas mecánicas: Representadas por; pérdidas de los engranajes de sincronización, rodamientos, sellos mecánicos y los rotores. Se pudieron contabilizar sólo las de los sellos mecánicos (13,010 KW) y los engranajes (5,463 KW), ya que estos valores son básicamente dependientes del diferencial de presión y las RPM de la bomba. Por su parte no se pudieron cuantificar las pérdidas de los rotores y los rodamientos, siendo las de los rodamientos poco significativas respecto a las demás.

Pérdidas por fricción del fluido o pérdidas de potencias por viscosidad: Representan la mayor parte de las pérdidas internas totales (89.386 KW). Aunque no se pudieron contabilizar, se puede deducir un rango de las mismas (entre los 40 y 50 KW). Esta situación es característica cuando se bombean fluidos viscosos, según se puede estudiar mas a fondo en el “*PUMP HANDBOOK*” donde se expresa que dichas pérdidas son altas para las condiciones de operación dadas en esta prueba ya que éstas dependen directamente de la viscosidad del fluido.

Holgura Diametral Promedio (HPD): se observa gran precisión de la Holgura diametral promedio calculada (0,023650 pulgadas) con respecto al valor dado por la empresa (0,023 – 0,024 pulgadas), lo que refleja una buena calidad en los resultados obtenidos y por lo tanto, valida tanto el modelo hidráulico como el algoritmo de cálculo aplicado a las condiciones dadas.

Es importante destacar que este valor es, como su nombre lo indica, un promedio de las holguras diametrales existentes a lo largo del tornillo con respecto a la carcasa.

Viscosidades: En el recuadro de viscosidades se puede apreciar claramente una disminución de la viscosidad a lo largo del tornillo. Esto se debe a que se consideró en los cálculos que el calor desprendido por la compresión del gas debe ser absorbido por el líquido de la cámara, provocando una disminución considerable en la viscosidad del líquido.

La viscosidad a la entrada (201,32 cPoise) se refiere al valor de la viscosidad del líquido a la entrada de la bomba. Está afectada por la temperatura de entrada dada por el usuario. Las demás viscosidades se calcularon según la temperatura del fluido en cada una de las etapas de la bomba. El valor de las temperaturas alcanzadas por el líquido en cada etapa se obtuvo mediante las iteraciones del algoritmo, siendo el último valor calculado el de la temperatura de salida (51.761 °C), el cual es muy cercano al valor introducido por el usuario (51.76 °C). Esta leve diferencia se ve reflejada en la precisión de los cálculos.

Recirculación interna a lo largo del tornillo: La caída de viscosidad del líquido provoca una mayor recirculación tal y como se refleja en los resultados de los caudales escurrido y recirculados cada etapa de la bomba. El primero (6861,262 BPD) es quien refleja directamente la eficiencia

volumétrica de la bomba, es el caudal que retorna a la succión del tornillo de la succión de la bomba. El incremento de los caudales recirculados también es consecuencia del aumento del diferencial de presión en cada una de las etapas del tornillo ocasionado por la compresión del gas.

El caudal Total estimado (44162,969 BPD) corresponde al valor del máximo caudal que puede pasar dentro de la bomba a las RPM dadas, este caudal se obtiene como la sumatoria del caudal escurrido a la succión, el caudal recirculado en todas las etapas y el caudal de entrada el cual fue dado por el usuario. Este caudal debe ser igual al caudal teórico desplazado por la bomba (44163,222 BPD), el cual es función de parámetros geométricos y de la velocidad de la bomba. Se observó una gran cercanía entre ambos valores, dicha diferencia será reflejada en la precisión de los cálculos

Eficiencias: En el recuadro de eficiencias de la bomba se puede apreciar lo siguiente:

Eficiencia Mecánica: La eficiencia mecánica (57,722 %) debe su valor a que las pérdidas internas, al GVF en la entrada y al líquido escurrido a la succión de la bomba.

Eficiencia Volumétrica: La eficiencia volumétrica (84,464 %) está directamente afectada por el caudal escurrido a la succión y el caudal teórico desplazado por la bomba, a medida que aumente el valor de GVF en la succión, mayor será el valor de la eficiencia volumétrica pues será menor el caudal escurrido.

Eficiencia Total: La eficiencia total calculada (48,754 %) arrojó un valor esperado para dichas condiciones. Generalmente el rendimiento total de estas bombas en la mayoría de las macollas de SINCOR es de un 46%

según las pruebas realizadas. Es importante destacar que la eficiencia total está gobernada por dos fenómenos que se contrarrestan entre sí: el incremento de gas disminuye el escurrimiento y los caudales totales recirculados, por lo tanto aumenta la eficiencia volumétrica. Sin embargo ese incremento de gas disminuye la potencia hidráulica consumida al igual que la eficiencia mecánica.

Eficiencia Ideal: La eficiencia Ideal (83,666%). Como se mencionó anteriormente, la potencia hidráulica de la bomba se ve disminuida a medida que aumenta el contenido del gas y de igual forma lo hace la eficiencia ideal. Por lo tanto con este valor se puede tener una noción de cuanta potencia hidráulica se está perdiendo por efecto de la compresión del gas. Siendo el valor óptimo (100%) al no haber gas en la succión.

Precisión de los cálculos: Arrojó un valor muy alto (99.998%), por lo que se puede afirmar que el modelo convergió satisfactoriamente

6.2.- PRUEBA N° 2 (“CALCULADOR”)

DATOS: Macolla ID:

- **Día de colocación de la bomba:** 29/03/2006
- **Holgura diametral medida durante el ensamblaje:** 0.022 – 0.023’’

DATOS DE LA PRUEBA:

Día: 10/04/2006

Datos de la Bomba:

Corriente: 399 Amps

Voltaje: 441 Volts

RPM: 1099

Datos del Fluido

Presión de Entrada: 17.65 barg

Presión de Salida: 37.28 barg

Temperatura de Entrada: 46.54 °C

Temperatura de Salida: 49.25 °C

Caudal de DCO: 6135 BPD

Caudal de Agua: 9442 BPD

GOR (en base al DCO): 153.66 pie³/bbl

°API DCO: 13.57

Viscosidad: 292.7 cPoise (valor obtenido de la curva de viscosidad vs. Corte de agua de SINCOR corregido a 13.57° API)

6.2.2 Cuadro de Resultados: Para los datos suministrados, el cuadro de resultados fue el siguiente:

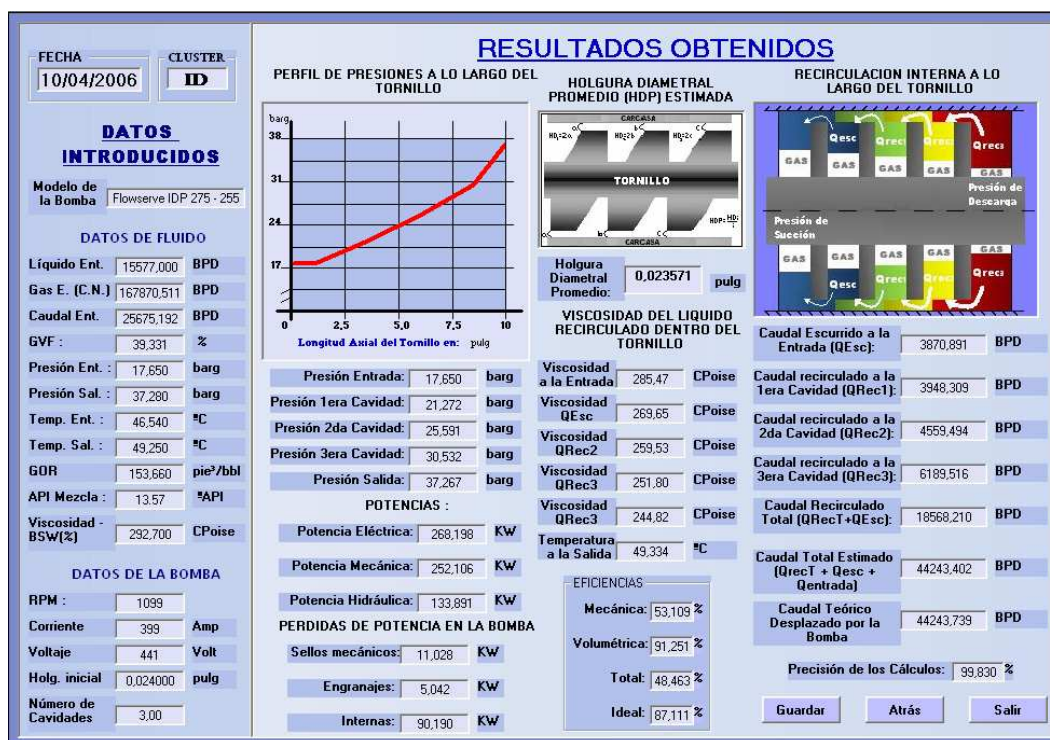


Figura 57. Cuadro de Resultados. Prueba N° 2 (Calculador). Cluster ID

El análisis se realizará en forma detallada y por bloques:

Perfil de Presiones a lo largo del tornillo:

Gráfica: En el gráfico se observa un comportamiento creciente “parabólico” de la curva descrita. Esto se debe a que el GVF de la mezcla tiene un valor entre el 35 y 40% a un diferencial de presión entre los 15 y 20 barg. Esta tendencia a las condiciones de operación dadas es compatible con los resultados obtenidos por el prof. Gerhard Vetter en sus experimentos. La línea de presiones tiene un comportamiento más curvilíneo que la primera prueba debido a que en esta prueba el GVF a la entrada es mayor y el diferencial de presión menor.

Presión en cada etapa: La variación de diferenciales de presión se debe básicamente a la compresión del gas en cada una de las etapas, siendo el mayor de estos el de la última etapa debido a que es donde se comprime más el gas por estar más cerca de la descarga de la bomba. Se puede apreciar una gran aproximación entre el valor de la presión de salida calculado (37,267 barg) y el valor de presión de salida introducido por el usuario (37,28 barg). Esta leve diferencia será reflejada en la precisión de los cálculos. Sin embargo esta diferencia es un poco mayor que la mostrada en la primera prueba.

Potencias: El Cálculo de las potencias se realizó mediante la aplicación de las ecuaciones de potencias eléctrica, mecánica e hidráulica respectivamente con los datos suministrados por el usuario:

Potencia Eléctrica: obtuvo el mayor valor (268,198 KW). El valor fue medido en campo.

Potencia mecánica: es menor que la potencia eléctrica (252.106 KW) debido a las pérdidas entre el motor y el eje conductor. Las pérdidas son despreciables debido a que el acople es rígido.

Potencia hidráulica: es mucho menor que las anteriores (133.891 KW) siendo ésta la energía entregada al fluido por parte de la bomba.

Pérdidas de Potencias en la bomba: Las pérdidas de potencias en la bomba son un compuesto de dos pérdidas:

Pérdidas mecánicas: representadas por: pérdidas de los engranajes de sincronización, rodamientos, sellos (mecánicos en nuestro caso) y los rotores. Se pudieron contabilizar sólo las de los sellos mecánicos (11,028

KW) y los engranajes (5,042 KW), ya que estos valores son básicamente dependientes del diferencial de presión y las RPM de la bomba.

Pérdidas por fricción del fluido o pérdidas de potencias por viscosidad: Representan la mayor parte de las pérdidas internas totales (90,190 KW) al igual que en la prueba anterior, ya que se está trabajando con fluidos viscosos. Aunque no se pudieron contabilizar, se puede deducir un rango de las mismas (entre los 60 y 75 KW). Esta situación es característica cuando se bombean fluidos viscosos, según se puede estudiar más detalladamente en el “*PUMP HANDBOOK*”, donde se expresa que dichas pérdidas son altas para las condiciones de operación dadas en esta prueba ya que éstas dependen directamente de la viscosidad del fluido. Se puede considerar que el incremento de este valor con respecto a la primera prueba es debido al incremento en la viscosidad del líquido.

Holgura Diametral Promedio (HPD): se observa gran precisión de la Holgura diametral promedio calculada (0,023571 pulgadas) con respecto al valor dado por la empresa (0,022 – 0,023 pulgadas), lo que refleja una buena calidad en los resultados obtenidos y por lo tanto valida tanto el modelo hidráulico como el algoritmo de cálculo aplicado a las condiciones dadas. Sin embargo se puede apreciar que tuvo menor precisión con respecto a la primera prueba. Una de las razones pudo haber sido una aproximación menos eficiente de la viscosidad del líquido a la entrada (al alejarse cada vez más de 16 °API la precisión del cálculo de la viscosidad disminuye).

Viscosidades: En el recuadro de viscosidades se puede apreciar claramente una disminución de la viscosidad a lo largo del tornillo. La viscosidad a la entrada (285,47 cPoise) se refiere al valor de la viscosidad del líquido a la entrada de la bomba. Está afectada por la temperatura de entrada dada por el usuario. Las

demás viscosidades se calcularon según la temperatura del fluido en cada una de las etapas de la bomba. El valor de las temperaturas alcanzadas por el líquido en cada etapa se obtuvo mediante las iteraciones del algoritmo, siendo el último valor calculado el de la temperatura de salida (49.334 °C), el cual es muy cercano al valor introducido por el usuario (49.25 °C). Esta leve diferencia se ve reflejada en la precisión de los cálculos. Sin embargo esta diferencia es un poco mayor que la mostrada en la primera prueba al igual que lo ocurrido con el cálculo de las presiones.

Recirculación interna a lo largo del tornillo: La caída de viscosidad del líquido provoca una mayor recirculación tal y como se refleja en los resultados de los caudales escurrido y recirculados cada etapa de la bomba. El primero (3870,891 BPD) es quien refleja directamente la eficiencia volumétrica de la bomba, es el caudal que retorna a la succión del tornillo de la succión de la bomba. El incremento de los caudales recirculados también es consecuencia del aumento del diferencial de presión en cada una de las etapas del tornillo ocasionado por la compresión del gas.

El caudal Total estimado (44243,402 BPD), el cual tuvo gran precisión respecto al caudal teórico desplazado por la bomba (44243,739 BPD), el cual es función de parámetros geométricos y de la velocidad de la bomba. Se observó una gran cercanía entre ambos valores, dicha diferencia será reflejada en la precisión de los cálculos.

Eficiencias: En el recuadro de eficiencias de la bomba se puede apreciar lo siguiente:

Eficiencia Mecánica: La eficiencia mecánica (53,109%) debe su valor a que las pérdidas internas, al GVF en la entrada y al líquido. Este valor menor que

la eficiencia mecánica calculada en la primera prueba, una de las razones puede ser la presencia de mayor volumen de gas en la succión de la bomba.

Eficiencia Volumétrica: La eficiencia volumétrica (91,251%) Este valor es mayor al obtenido en la primera prueba. El GVF a la succión y la viscosidad del líquido en esta prueba es mayor que la primera, los cuales son los responsables que exista menos caudal escurrido a la entrada.

Eficiencia Total: La eficiencia total calculada (48,463 %) arrojó un valor esperado para dichas condiciones. Generalmente el rendimiento total de estas bombas en la mayoría de las macollas de SINCOR es de un 46% según las pruebas realizadas. Se puede apreciar que este valor fue muy parecido al obtenido en la primera prueba ya que en este caso, el efecto de mayor contenido de gas fue compensado por el incremento de la viscosidad del líquido.

Eficiencia Ideal: La eficiencia Ideal (87,111%). A pesar que el GVF a la succión de la bomba es mayor que la primera prueba, este valor fue superior. Esto se debe a que la relación de compresión al que se trabajó en la primera fue mucho mayor, por lo que se considera que hay menos eficiencia ideal respecto a esta prueba.

Precisión de los cálculos: Arrojó un valor muy alto (99.83 %), por lo que se puede afirmar que el modelo convergió satisfactoriamente. Sin embargo comparado con la primera prueba, este valor fue menor debido a que el error relativo cometido en los cálculos de presión de salida y temperatura de salida fue mayor.

6.3.- PRUEBA N° 3 (“ESTIMADOR”)

DATOS:

- Holgura diametral promedio dada: 0.024’’

DATOS DE LA PRUEBA:

Datos de la Bomba:

Voltaje: 441 Volts.

RPM: 1100

Datos del Fluido:

Presión de Entrada: 12.35 barg

Presión de Salida: 31.28 barg

Temperatura de Entrada: 46.54 °C

Temperatura de Salida: 51.2 °C

Caudal de DCO: 6000 BPD

Caudal de Agua: 5000 BPD

GVF: 60 %

°API DCO: 16

Viscosidad: Según curva de viscosidad en función al corte de agua a 16 °API

6.3.2 Cuadro de Resultados: Para los datos suministrados, el cuadro de resultados fue el siguiente:



Figura 58. Cuadro de Resultados. Prueba N° 3 (Estimador)

El análisis se realizará en forma detallada y por bloques:

Perfil de Presiones a lo largo del tornillo:

Gráfica: En el gráfico se observa un comportamiento “parabólico” de la curva descrita. Esto se debe a que el GVF de la mezcla tiene un valor de 60%, con un diferencial de presión entre los 15 y 20 barg. Esta tendencia a las condiciones de operación dadas es compatible con los resultados obtenidos por el prof. Gerhard Vetter en sus experimentos. Se truncó la escala de las presiones para hacer más notorio la tendencia de la curva en el rango del diferencial de presión dado.

Presión en cada etapa: Se observó una gran aproximación entre el valor de la presión de salida calculado (31,279 barg) y el valor de presión de salida introducido por el usuario (31.28 barg).

Potencias: El Cálculo de las potencias se realizó mediante la aplicación de las ecuaciones de potencias eléctrica, mecánica e hidráulica respectivamente con los datos suministrados por el usuario:

Potencia Eléctrica (Estimada): Se obtuvo a partir de la corriente estimada con la relación empírica obtenida (según el diferencial de presión y las RPM dadas). Obtuvo el mayor valor (258,025 KW), y da una idea sobre el tipo de motor que requiere la bomba para poder trabajar a las condiciones de operación dadas.

Potencia mecánica: es menor que la potencia eléctrica (242,544 KW) debido a las pérdidas entre el motor y el eje conductor. Este valor da una noción sobre el torque ejercido por el motor a las condiciones de operación dadas.

Potencia hidráulica: es mucho menor que las anteriores (124,067 KW) siendo ésta la energía entregada al fluido por parte de la bomba. Este valor si se calculó directamente con los datos del fluido dados por el usuario.

Pérdidas de Potencias en la bomba: Las pérdidas de potencias en la bomba son un compuesto de dos pérdidas:

Pérdidas mecánicas: Se pudieron contabilizar sólo las de los sellos mecánicos (10,722 KW) y los engranajes (4,841 KW), ya que estos valores son básicamente dependientes del diferencial de presión y las RPM de la bomba.

Pérdidas por fricción del fluido o pérdidas de potencias por viscosidad: Representan la mayor parte de las pérdidas internas totales

(131.125 KW). Este valor también es estimado pues relaciona la potencia entregada a la bomba y la restituida. Sin embargo se puede apreciar que tuvo un valor elevado porque la viscosidad ingresada también lo es. Aunque no se pudieron contabilizar directamente las pérdidas por fricción, se puede deducir un rango de las mismas (entre los 90 y 100 KW). Esta situación es característica cuando se bombean fluidos viscosos, según se puede estudiar mas a fondo en el “*PUMP HANDBOOK*”, donde se expresa que dichas pérdidas son altas para las condiciones de operación dadas en esta prueba ya que éstas dependen directamente de la viscosidad del fluido.

Holgura Diametral Promedio (HDP): Corresponde al valor de holgura diametral promedio dado por el usuario.

Viscosidades: En el recuadro de viscosidades se puede apreciar claramente una disminución de la viscosidad a lo largo del tornillo. Esto se debe a que se consideró en los cálculos que el calor desprendido por la compresión del gas debe ser absorbido por el líquido de la cámara, provocando una disminución considerable en la viscosidad del líquido.

La viscosidad a la entrada (533,04 cPoise). El valor de las temperaturas alcanzadas por el líquido en cada etapa se obtuvo mediante las iteraciones del algoritmo, siendo el ultimo valor calculado el de la temperatura de salida (51.624 °C), el cual es muy cercano al valor introducido por el usuario (51.2 °C).

Recirculación interna a lo largo del tornillo: La caída de viscosidad del líquido provoca una mayor recirculación tal y como se refleja en los resultados de los caudales escurrido y recirculados cada etapa de la bomba. El primero (2173,585 BPD) es quien refleja directamente la eficiencia volumétrica de la bomba, es el caudal que retorna a la succión del tornillo de la bomba. El

incremento de los caudales recirculados también es consecuencia del aumento del diferencial de presión en cada una de las etapas del tornillo ocasionado por la compresión del gas.

Caudal Total estimado: Este valor (40438,34 BPD), corresponde al valor del caudal que se estima que esté dentro de la bomba a las RPM dadas, este caudal se obtiene como la sumatoria del caudal escurrido a la succión, el caudal recirculado en todas las etapas y el caudal de entrada el cual fue dado por el usuario.

Caudal teórico desplazado por la bomba: Se observa que este caudal (44283,997 BPD) es mayor que el “Caudal Total estimado”. Esto significa que a las condiciones de operación dadas, la bomba puede manejar más fluido a la entrada.

El máximo caudal admitido a la entrada a las condiciones de operación dada: Es, como su nombre lo indica, el caudal máximo que puede ingresar a la bomba (31345,657 BPD). Se obtiene al sumar el caudal a la entrada dado más el caudal que faltaría para ocupar la máxima capacidad.

Capacidad Usada: El valor de la “Capacidad Usada” (91,316%), se refiere entonces a la relación del caudal total estimado y el caudal teórico desplazado por la bomba. Se puede incrementar el caudal a la succión manteniendo iguales las condiciones de GVF y viscosidad para poder aprovechar al máximo la capacidad de la bomba.

Eficiencias: En el recuadro de eficiencias de la bomba se puede apreciar lo siguiente:

Eficiencia Mecánica: La eficiencia mecánica (51,153%). Este valor se debe básicamente a que hay un elevado GVF a la succión de la bomba. El valor de esta eficiencia es estimada, pues depende de la corriente estimada.

Eficiencia Volumétrica: La eficiencia volumétrica (95,092%) esto se debe a que la viscosidad del líquido es muy elevada al igual que el GVF a la succión de la bomba. Esto crea poco escurrimiento de líquido y por lo tanto un alto valor de eficiencia.

Eficiencia Total: La eficiencia total calculada (48,642%). A las condiciones dadas, se espera un rendimiento aceptable de la bomba.

Eficiencia Ideal: La eficiencia Ideal (76,378%). Su valor es más bajo comparado con las demás pruebas por el alto GVF a la entrada al diferencial de presión dado.

6.4.-VARIACIÓN DE LA HOLGURA DIAMETRAL EN EL TIEMPO.

A manera de validar los resultados obtenidos en el modelo hidráulico y el algoritmo desarrollado, se realizaron varios cálculos para la bomba instalada en el cluster ID con el fin de verificar que el modelo obedece al incremento de la holgura diametral promedio según se espera. Las pruebas se realizaron para un mismo cluster, en este caso para el ID Los resultados obtenidos se colocaron en la tabla 3. fueron los siguientes:

Tabla 3. Variación de la holgura en el tiempo. Cluster ID

Semanas en uso	Holgura Diametral Promedio (HDP) Calculada
0	0,022
1	0,0219
2	0,0235
3	0,023531
10	0,023728
16	0,0235
19	0,024043
26	0,023965
35	0,024201
40	0,026406
49	0,028059
58	0,028925
59	Desmontada / Reparada
61	0,025894
71	0,026642

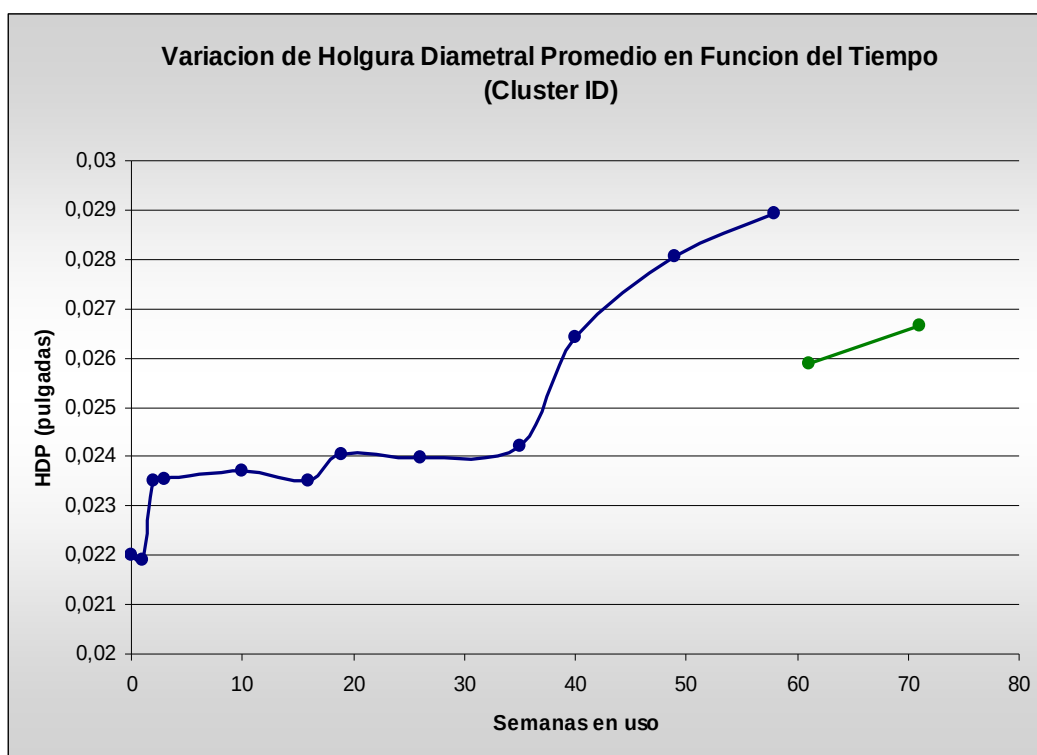


Figura 59. Variación de holgura en el tiempo

Como se puede apreciar en la figura 59, con el paso del tiempo, la holgura diametral promedio de la bomba ha ido aumentando. Se observa un comportamiento irregular de la curva, debido a que se está trabajando con condiciones reales de los pozos lo que garantiza condiciones de operación “no constantes”. La imprecisión de los cálculos va asociada a la medición de la viscosidad del líquido en las pruebas realizadas (si el °API de la mezcla se aleja de 16, pierden precisión los cálculos de viscosidad). Adicionalmente esta falta de precisión se debe a que el ajuste de la curva de perfil de presiones a lo largo del tornillo según los experimentos del profesor Gerhard Vetter no son exactos (se observan en algunos casos en que la holgura diametral promedio disminuye, como se puede ver en la semanas, 1, 16 y 26). Sin embargo, los resultados obtenidos fueron satisfactorios ya que se puede precisar la variación de holgura en el tiempo con buena aproximación.

La causa principal del aumento de holgura diametral promedio en las bombas es el contenido de arena en la mezcla que está siendo bombeada. Esta arena posee granos muy pequeños de alta dureza, que a las altas velocidades en las holguras se convierten en agentes abrasivos produciendo el desgaste de los discos.

La línea azul en el gráfico corresponde al tiempo en uso completo de la bomba desde que se colocó en campo hasta que se retiró para hacerle actividades de mantenimiento (estas actividades incluyen la reparación y rectificado de los tornillos). Se observa un aumento de holgura diametral promedio (HDP) brusco las primeras semanas, lo cual puede atribuirse a que la holgura es muy pequeña en comparación al tamaño de los granos de arenas que hay en la mezcla de ese cluster por lo que la abrasividad de la misma se hace mayor.

En las siguientes semanas se observó un crecimiento de la HDP lenta. Se puede inferir que para esas semanas la cantidad de arenan no fue alta por lo que se registro poco desgaste. A partir de la semana 40 de uso ininterrumpido de la bomba, se registró un aumento brusco en la HDP hasta la parada de la bomba, siendo la ultima HDP calculada por el software (0,028925 pulg.).

Luego de la reintegración de la bomba al campo, después de su ensamblaje y reparación (línea color verde), se observó que la misma ingresó con una mayor holgura después del ensamblaje que la vez anterior. También se puede apreciar un aumento de la HDP para la segunda medición realizada, representada con la línea de color verde (después de colocada la bomba), lo que garantiza que el modelo desarrollado es capaz de registrar el comportamiento real de la bomba en campo.

Se ha evidenciado que la variación de holgura no es uniforme en las etapas del tornillo a medida que transcurren las semanas de uso. Las diferentes velocidades de recirculación producen este efecto, siendo las últimas etapas las más afectadas por este fenómeno, pues es ahí donde ocurre la mayor recirculación.

El modelo hidráulico realiza el cómputo de las holgura diametral promedio, por lo que puede llegar a perder precisión si se aplica para una bomba que tenga los tornillos desgastados irregularmente. También se puede perder precisión al considerar un desgaste plano de la periferia del tornillo. Las pruebas realizadas y los tornillos desgastados observados han demostrado que la periferia del tornillo no se desbasta uniformemente, presentando una curvatura del lado frente a la zona de mayor presión.

No se puede predecir un modelo de desgaste genérico en el tiempo para las bombas, pues depende de las condiciones de los pozos y el clúster, sin embargo, una vez colocada la bomba en operación, y llevando un seguimiento de la variación de su holgura y la caída de su rendimiento, podría elaborarse un modelo predictivo para el mantenimiento de las mismas.

CAPÍTULO VII: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

1. Se desarrolló un modelo hidráulico que es capaz de determinar con precisión la holgura y eficiencia de las bombas multifásicas de doble tornillo.
2. El procedimiento de cálculo basado en condiciones operacionales y geometría de la bomba, permite determinar en forma automatizada los valores de eficiencia real, eficiencia ideal y holgura, con suficiente confiabilidad para tomar decisiones.
3. Se desarrolló un software, el CEBM (Calculador y Estimador de Bombas Multifásicas) con interfaz hombre-máquina que permite el cómputo eficaz y de fácil interpretación de los resultados obtenidos.
4. El Calculador permite obtener un valor aproximado de la holgura entre carcasa y tonillo, determinar las eficiencias real e ideal de la misma y permite crear un registro con los datos obtenidos para desarrollar una estadística de desgaste.
5. El uso del Calculador permite predecir el desgaste en el tiempo, basado en una data histórica previamente registrada
6. El Estimador permite al usuario predecir el comportamiento de la bomba a diferentes condiciones operacionales (altos rangos de gas y presión).
7. El procedimiento de cálculo y el programa desarrollado, están diseñados para las condiciones operacionales de SINCOR.

8. Para un GVF superior al 85% el programa no funciona , pues supera los limites establecidos en las consideraciones para el desarrollo del modelo hidráulico (compresión isotérmica del gas en las etapas de la bomba y recirculación de puro líquido).
9. El programa desarrollado cumple con el principio del aumento de rendimiento volumétrico al manejar fluidos más viscosos en las bombas multifásicas de doble tornillo.
10. La condición optima de operación de las bombas multifásicas de doble tornillo, es aquella que posea la mejor relación entre la cantidad de gas y la viscosidad del liquido a la succión de la misma, de esta forma se conseguirá los valores máximos de eficiencias (volumétrica, mecánica, total e ideal) de las mismas.
11. El trabajo especial de grado superó las expectativas reflejadas en los objetivos ya que además de cumplirlos, permite la opción de estimar a diferentes condiciones de operación el comportamiento de la bomba.

RECOMENDACIONES.

Se emiten las siguientes recomendaciones con el fin de incrementar la eficiencia y precisión del programa y de los modelos hidráulicos utilizados:

1. El programa debe ser operado por personas que tengan conocimiento técnico y experiencia en bombas multifásicas para la buena interpretación de los resultados.
2. El software desarrollado permite mayor precisión al ingresar data con más cifras decimales, dependiendo de los instrumentos de medición.
3. La veracidad de los resultados dependen de la calidad de la data ingresada al programa.
4. El usuario debe estimar regularmente el rendimiento de las bombas multifásicas y crear un registro de los resultados obtenidos, para crear una estadística que mejore las rutinas de mantenimiento predictivo basado en el comportamiento del equipo.
5. Realizar una evaluación periódica de las bombas para predecir las pérdidas de eficiencia.
6. Extender el estudio realizado para bombas multifásicas de otros modelos existentes en SINCOR: MPP 380-305 y Bornemann MW-8.5ZK-67 para coordinar una logística de mantenimiento orientada a la producción en las macollas.

7. Para validar la confiabilidad del programa realizar una base de datos mucho mas amplia para registrar la holgura entre tornillo y carcasa, antes y después del montaje de la bomba y de esta manera hacer la comparación con los valores suministrados por el programa desde el arranque del equipo hasta que pierda su vida útil.
8. Extender el estudio al caso donde se presente flujo turbulento en el caudal recirculado dentro de la bomba multifásica, bien sea por baja viscosidad del flujo y/o por pequeña distancia entre la cresta del tornillo y carcasa.
9. Aumentar el rango de aceptación de GVF del programa, ya que al superar el 85% éste no funciona debido a las consideraciones tomadas en la compresión del gas, entonces, es necesario desarrollar otro modelo hidráulico para éste caso.

BIBLIOGRAFÍA

American Psychological Association. (2001, Enero 10). *Electronic reference formats*. Washington, DC: American Psychological Association. Revisado en Marzo 1, 2001

Barberil, E. (1.987). *El Pozo Ilustrado*. CEPET/PDVSA. Venezuela.

Bornemann Pumps. Twin Screw Multiphase Pumps. Disponible en: www.bornemannpumps.com [Consultada 2007,08,05].

Feng C., P. Yueyuan, X. Ziwen and S. Pengcheng (2001). *Thermodynamic performance simulation of a twin-screw multiphase pump*. School of Power and Energy Engineering. Shanghai. (157-163)

Cooper Paul, Schiavello Bruno and Prang. Allan J. *Tutorial on multiphase gas-liquid pumping*. Ingersoll-Dresser Pump Canada Inc. Canada (159-173)

Fernandez, P. (2002) *Flujo viscoso incompresible*.

Disponible en:

<http://personales.ya.com/universal/TermoWeb/MecanicaFluidos/PDFs/9MecFluidos.pdf> [Consultada 2007,08,11].

Foro con documentación de la clasificación del flujo como laminar o turbulento.

Disponible en:

<http://club-vw.cl/foros/index.php?act=Print&client=printer&f=29&t=7492>. [Consultada 2007,05,12].

Fox, McDonald and Pritchard (2004), *Introduction to Fluid Mechanics*. Manhattan College. United States of America.

Hernandez, E. (2004). *Efecto del corte de agua sobre la viscosidad aparente de la mezcla trifásica agua-gas-crudo pesado*.(Tesis). Universidad Simón Bolívar. Facultad de ingeniería. Caracas

Karassik, Igor J., Messina Joseph, Cooper Paul.(2001). *Pump Hand Book*. Third Edition. Mgraw Hill. U.S.A

Moreno, Nathaly. (2.003). *Apuntes sobre máquinas volumétricas*. Universidad Simón Bolívar. Caracas.

Prang Allan J. and Cooper Paul (2004). *Enhaced Multiphase flow predictions in twin-screw pumps*, Flowserve Corporation, Canada (69-76).

Quispe Enrique C. (2.002). *Motores eléctricos de alta eficiencia*. Corporación Universitaria de Cali. Colombia.

Roxar Flow Measurement (1.999). *Manual de medidor multifásico MPFM 1900VI*.

Shoham, Ovadia (2.001). “*Two-phase flow modeling*”. University of Tulsa.

Siemens C.A. (2.000) *Manual de motores a inducción*.

Sincrudos de Oriente C.A. *Manual de Operaciones Facilidades del Proyecto Aguas Arriba*. SINCOR C.A. 2.002.

Two-Phase Flow Group Meeting (2005). *Two Phase Flow Patterns in Twin Screw Pumps* (Resumen). University of Hannover, Germany. Disponible en: <http://www.icpf.cas.cz/ETPFGM/papers/Rausch.pdf> [Consultada 2007,06,22].

Comisión para la normalización de la presentación de trabajos especiales de grado.

Universidad Central de Venezuela. Facultad de ingeniería. *Instructivo para la presentación de tesis de pregrado, postgrado, doctorado y trabajos de Ascenso*. (comisión 2005). Mikaty M., Padrón M., Figuera L.

Vetter Gerhard, Wolfgang Wirth and Pregler Sabine. *Multiphase pumping with twin-screw pumps, understand and model hidrodynamics and hydroabrasice wear*. Institute of Apparatus and Chemical Machinery. Germany (153-169).

APÉNDICES

A-1.- ARREGLO DE SISTEMA DE BOMBEO MULTIFÁSICO EN LAS INSTALACIONES DE SINCOR

PLANO DE SKID DE BOMBA MULTIFÁSICA, CON SISTEMAS DE LUBRICACIÓN EXTERNOS DE SELLOS MECANICOS (PLAN 54) Y RODAMIENTOS.

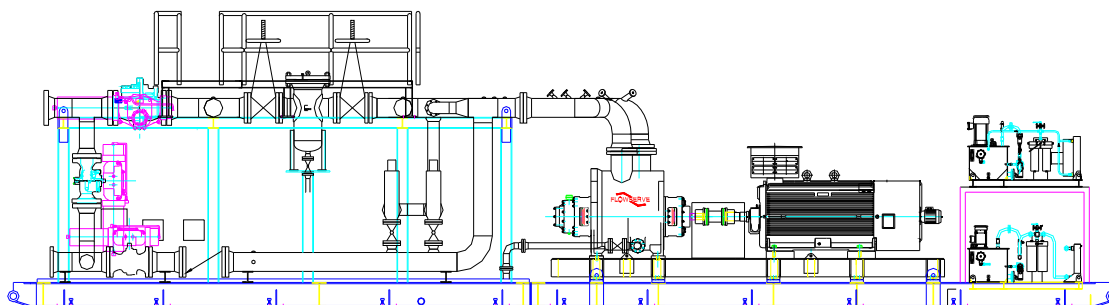


Figura 60. Plano de SKID de bomba multifásica (derecha) con sistema de lubricación.

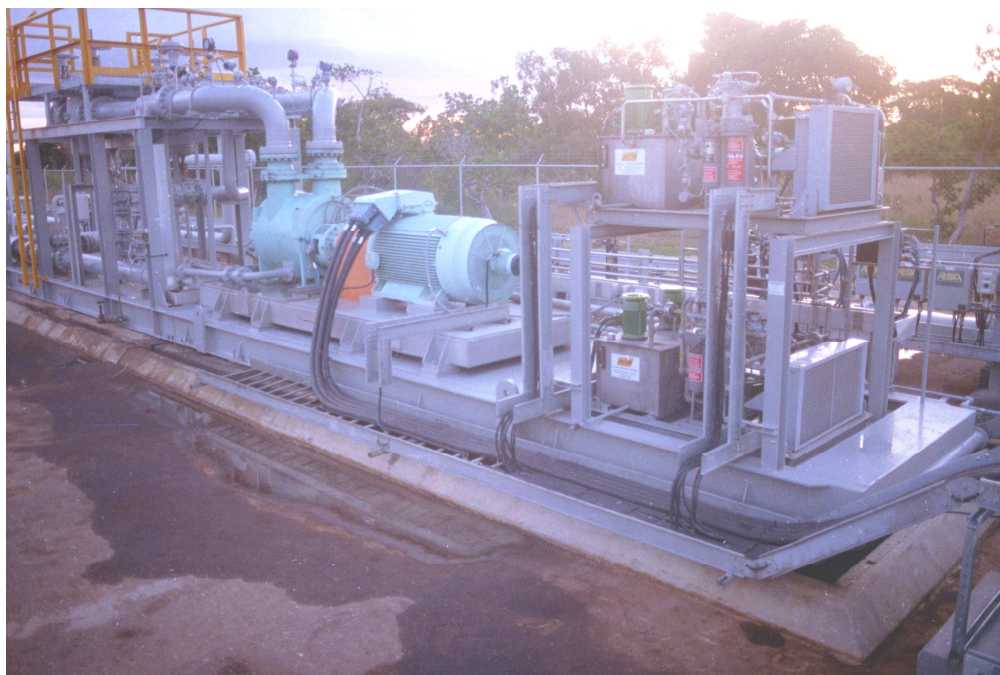


Figura 61. Imagen de arreglo de bomba multifásica en la Estación Principal de SINCOR.

A-2.- DISEÑO DE LA BOMBA DE DOBLE TORNILLO MPP-IDP 275

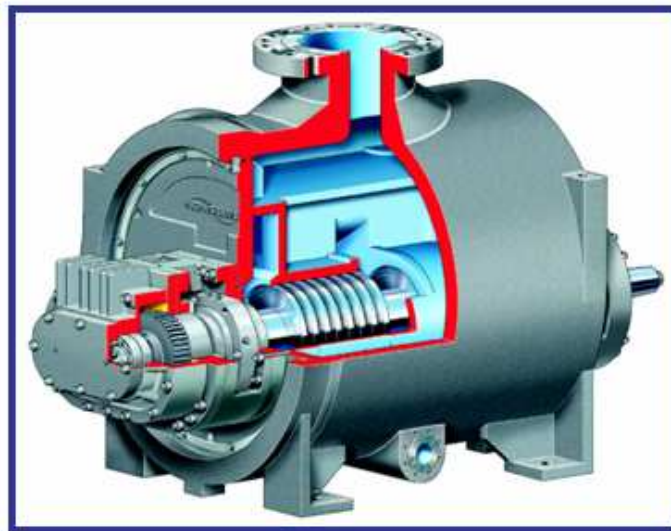


Figura 62. Bomba multifásica de doble tornillo.

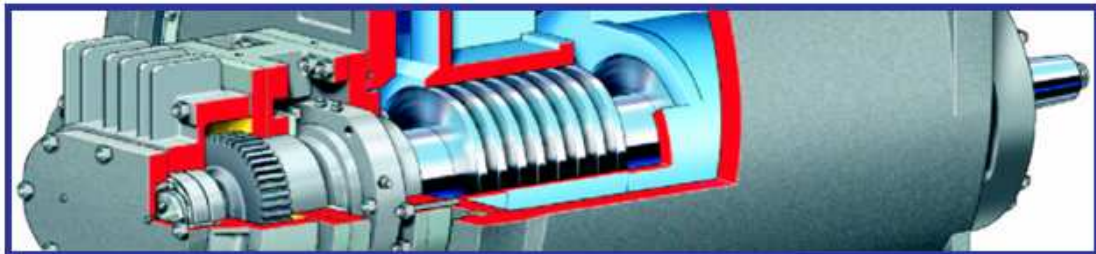


Figura 63. Rotor de bomba multifásica de doble tornillo.

Rodamientos radiales en ambos extremos del rotor sustentan la totalidad de la carga radial impidiendo una deflexión en el eje que exceda la tolerancia radial entre el diámetro externo del rotor y el diámetro interno del cuerpo.

Cada uno de los rotores de la bomba está conformado a partir de una pieza única de acero forjado.

La construcción es equivalente a operar dos bombas en paralelo y resulta en una carga axial balanceada sobre el rotor de la bomba.

A-3.- MOTOR A INDUCCIÓN DE ALTA EFICIENCIA, ENLAZADO A LA BOMBA POR MEDIO DE UN ACOUPLE RÍGIDO

Hasta el año 1960 los diseñadores y fabricantes de motores de inducción siguieron la tendencia de diseñar los motores con el objetivo de conseguir una alta eficiencia, a pesar de que en ese entonces los materiales no tenían un gran desarrollo, el diseño electromagnético centrado en la eficiencia consiguió que se fabriquen motores de eficiencias aceptables.

Luego del desarrollo de esta primera generación de motores de alta eficiencia, muchos fabricantes entraron en la tendencia de diseñar motores con el objeto de obtener una alta eficiencia, usando un diseño, materiales y procesos de fabricación mejorados.



Figura 64. Motor de inducción acoplado a bomba multifásica de doble tornillo.

El motor acoplado a la bomba es un motor de inducción trifásico de alta eficiencia, en la tabla a continuación se presenta la eficiencia del motor suministrada por el fabricante a diferentes potencias.

Tabla 4. Eficiencia para rangos de potencia en Hp

HP	Rango de Eficiencia Nominal	Eficiencia Nominal Promedio
5	78 – 85	82
10	81 – 88	85
25	85 – 90	88
50	88 – 92	90
75	89,5 – 92,5	91
100	90 – 93	91,5
150	91 – 93,5	92,5
200	91,5 – 94	93
250	91,5 – 94,5	93,5

Para potencias superiores a los 250 Hp la eficiencia es considerada como la máxima promedio 94%.

Rendimiento y factor de potencia (FP)

El rendimiento y el factor de potencia se indican en las tablas de selección, referidos a la potencia nominal (100% de carga), a la tensión nominal y a la frecuencia nominal. En los diagramas que a continuación se exponen rendimientos para motores con rotor de jaula de 1800 rpm y potencias comprendidas entre 0,1 y 1000 kW.

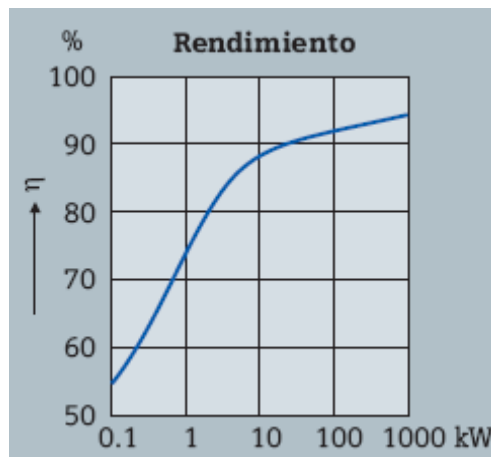


Figura 65. Curva de eficiencia en función de la potencia.

A-4.- ESQUEMA DE MEDICIÓN DE VELOCIDAD DEL FLUJO EN EL MEDIDOR MULTIFÁSICO.

Las velocidades de los componentes de la mezclas son diferentes en el flujo, según el siguiente diagrama el medidor multifásico junto con el medidor venturi toma las mediciones de velocidades y flujo.

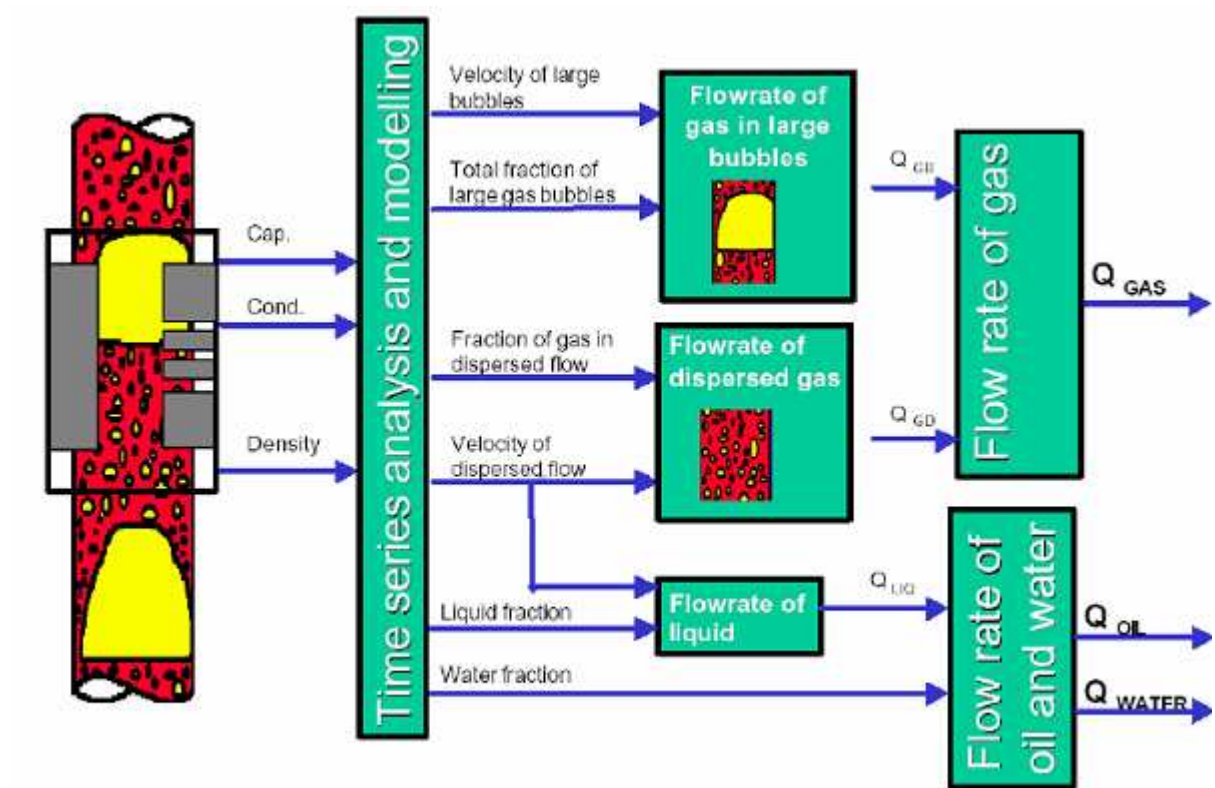


Figura 66. Esquema de medición de velocidad del flujo en el medidor multifásico.

A-5.- BOMBA UTILIZADA POR EL PROF. GERHARD VETTER PARA REALIZAR SUS EXPERIMENTOS. CURVAS DE PERFIL DE PRESIÓN A LO LARGO DEL TORNILLO OBTENIDAS.

La bomba utilizada fue modificada para poder colocarles los instrumentos de medición apropiados según los requerimientos de los experimentos. Se instalaron sensores de presión, humedad y deflexión perforando la tal como se muestra en la figuras 67 y 68:

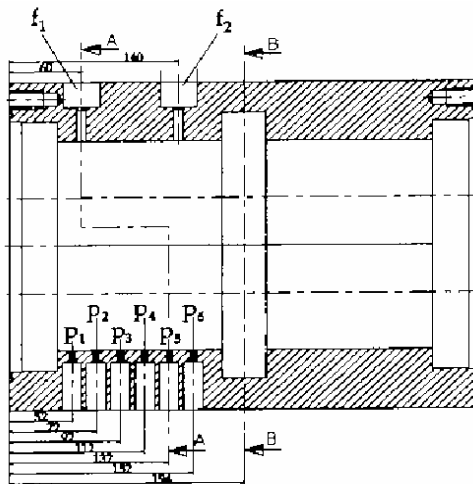


Figura 67. Vista lateral de la bomba usada por el Prof. Vetter en sus experimentos.

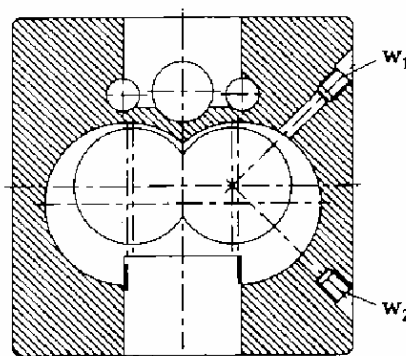


Figura 68. Vista frontal de la carcasa de la Bomba usada por el Prof. Vetter en sus experimentos.
Corte B-B

En la figura 67 se observa la vista lateral de la carcasa de la Bomba. Las siglas de P1, P2, P3, P4, P5 corresponden a sensores de presión. Igualmente se refieren f1 y f2 a detectores de humedad.

En la figura 68, Vista Frontal del corte B-B, w1 y w2 corresponden a sensores deflexión del rotor.

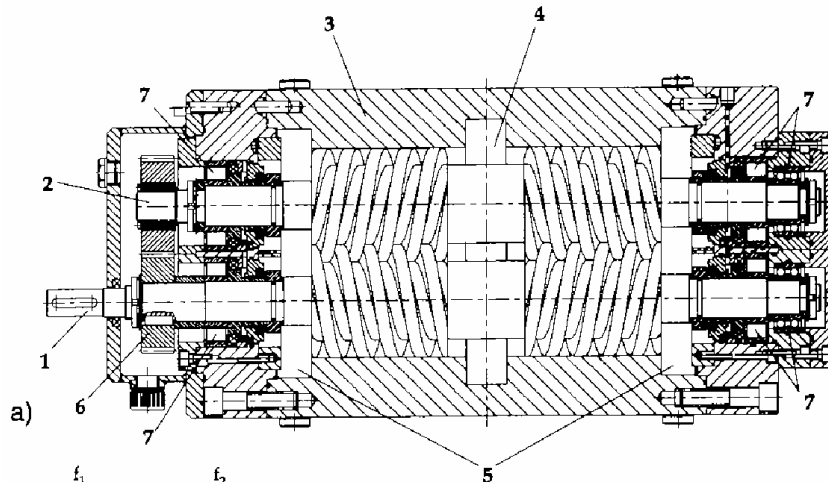


Figura 69. Vista superior de la Bomba utilizada por el Prof. Vetter en sus experimentos

Las curvas obtenidas en los experimentos fueron las siguientes:

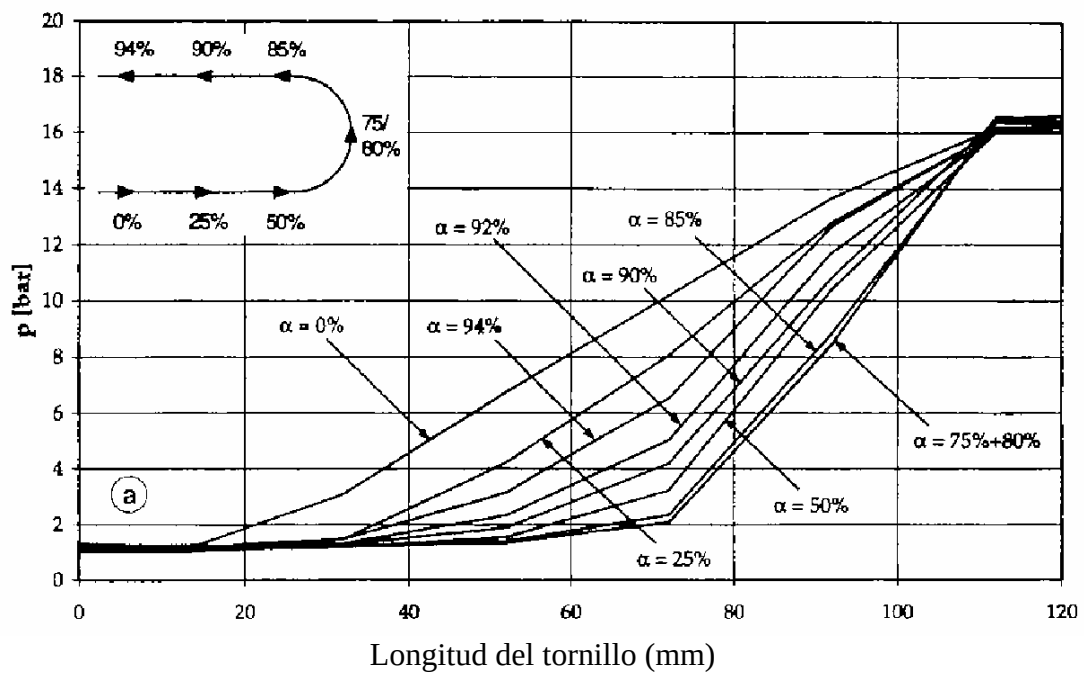


Figura 70. Curva de presión vs. Longitud del tornillo. ($\Delta P = 15$ bar) a 2900RPM

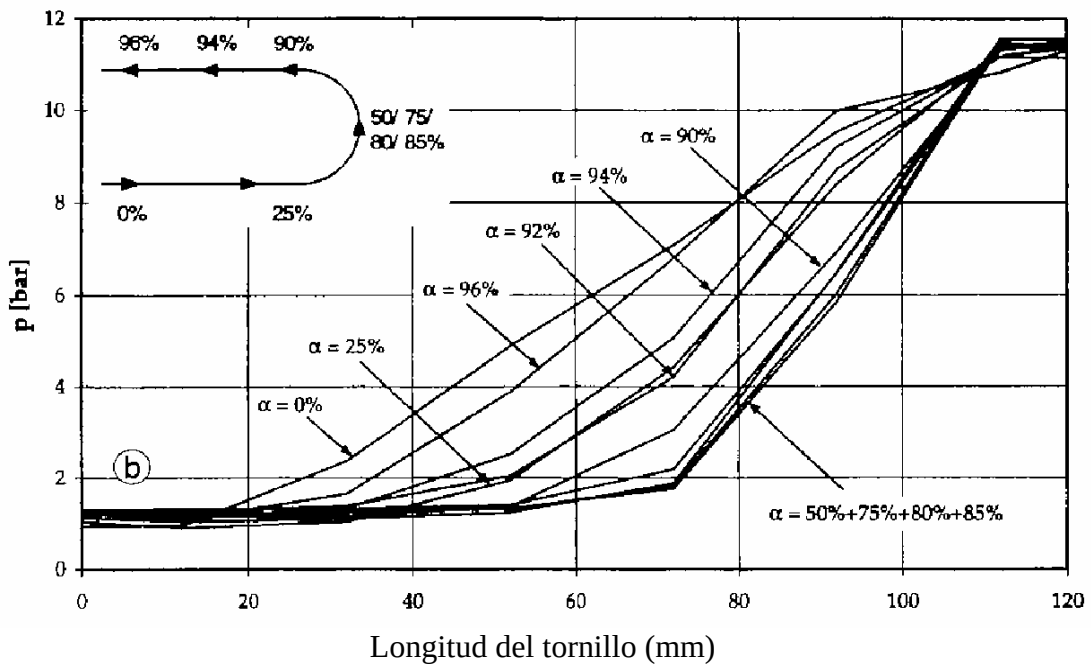


Figura 71. Curva de presión vs. Longitud del tornillo. ($\Delta P = 10$ bar) a 2900RPM

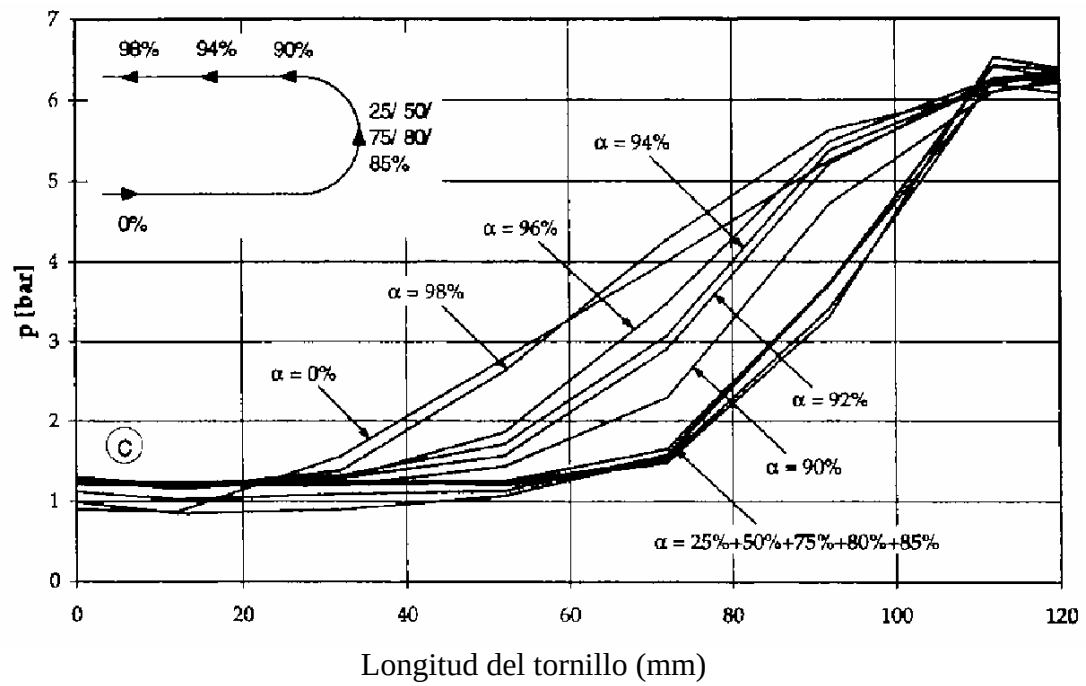


Figura 72. Curva de presión vs. Longitud del tornillo. ($\Delta P = 5$ bar) a 2900RPM

A-6.- VALOR DEL EXPONENTE POLITRÓPICO (N), SEGÚN LOS EXPERIMENTOS DEL PROF. GERHARD VETTER)

La data experimental obtenida por el profesor Vetter (Temperaturas de Succión y Descarga medidas separadamente del líquido y el gas), claramente demostraron que el proceso de compresión está realmente cerca de ser isotérmico hasta un 97% de GVF aproximadamente. El exponente politrópico, N, (figura 73) fue evaluado según las relaciones de presión y temperatura a la succión y descarga de la bomba según la siguiente ecuación:

$$N = \left[1 - \frac{\ln\left(\frac{T_{desc}}{T_{suc}}\right)}{\ln\left(\frac{P_{desc}}{P_{suc}}\right)} \right]^{-1}$$

Ec. 47

El estudio de la influencia de las variables medidas mostró que con el incremento de la relación de compresión y GVF, la desviación de las condiciones isotérmicas incrementaba igualmente. Es importante destacar que el aumento de la temperatura del líquido no se debe solamente a la compresión del gas, también se debe a la fricción producida por el líquido al circular por las holguras.

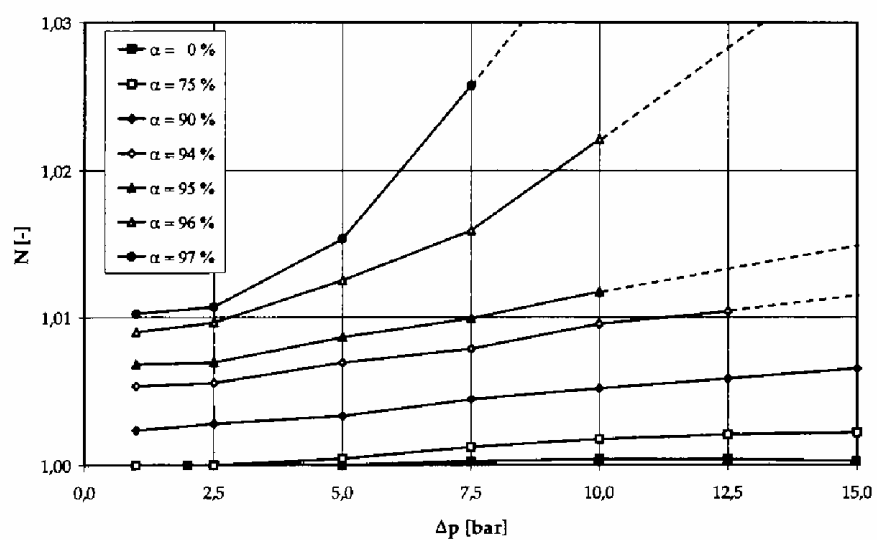


Figura 73. Exponente politrópico de la compresión del gas en la bomba de prueba.

A-7.- IMÁGENES DE TORNILLOS NUEVOS Y TORNILLOS DESGASTADOS



Figura 74. Tornillo Mecanizado (antes de ser usado).



Figura 75. Tornillo Desgastado.

Como se puede apreciar claramente, existe una gran diferencia en la superficie del tornillo mecanizado (nuevo) y el tornillo desgastado. En la figura 75 el tornillo desgastado presenta en su cresta una curvatura debido a la erosión producida por el fluido recirculado, alterando la longitud del espesor del tornillo en dicha zona.

Adicionalmente se pueden observar en la superficie del tornillo desgastado, “líneas de desgaste” diagonales. Estas describen la trayectoria seguida por las partículas que erosionaron el tornillo. En base a estas imágenes se determinó que el caudal de recirculación entre las cavidades del tornillo posee dos componentes de velocidad, una axial y una angular

A-8.- BANCO DE PRUEBA USADO POR EL FABRICANTE

El banco de prueba realizado por el fabricante para observar el comportamiento del fluido mientras es transportado a lo largo de la bomba, consiste en la instalación de una carcasa de acrílico para poder ver al interior de la misma. En la figura 76 se muestra como se centrifuga la mezcla y se separa el líquido del gas.

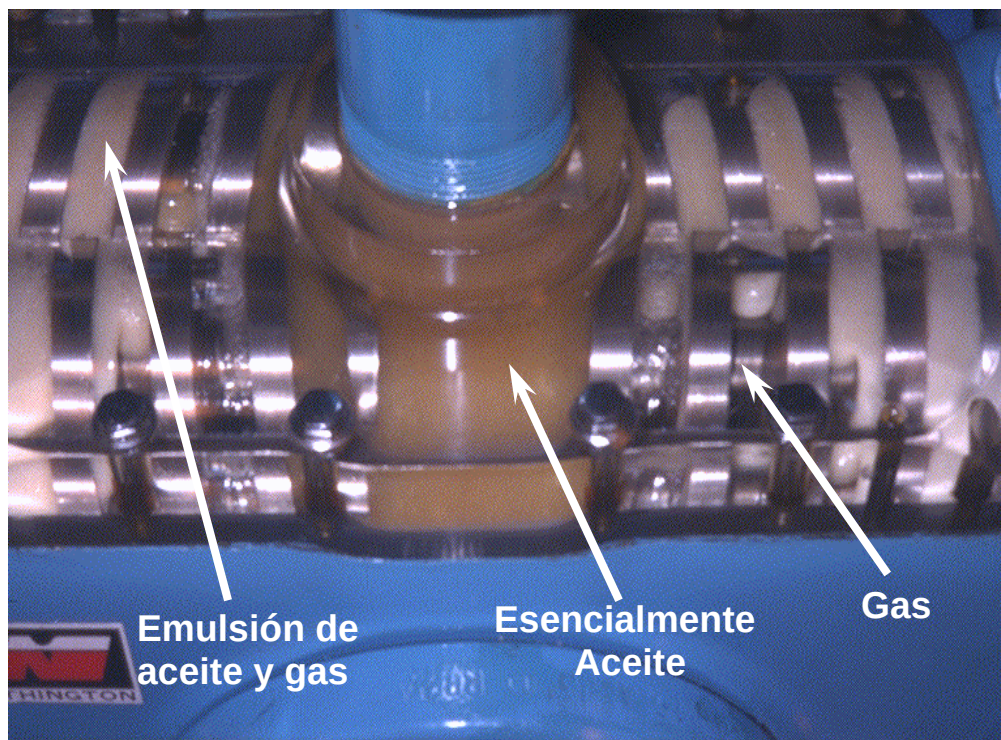


Figura 76. Separación del líquido y el gas en el interior de la bomba

A-9.- BALANCEO ESTÁTICO Y DINÁMICO DE LOS TORNILLOS

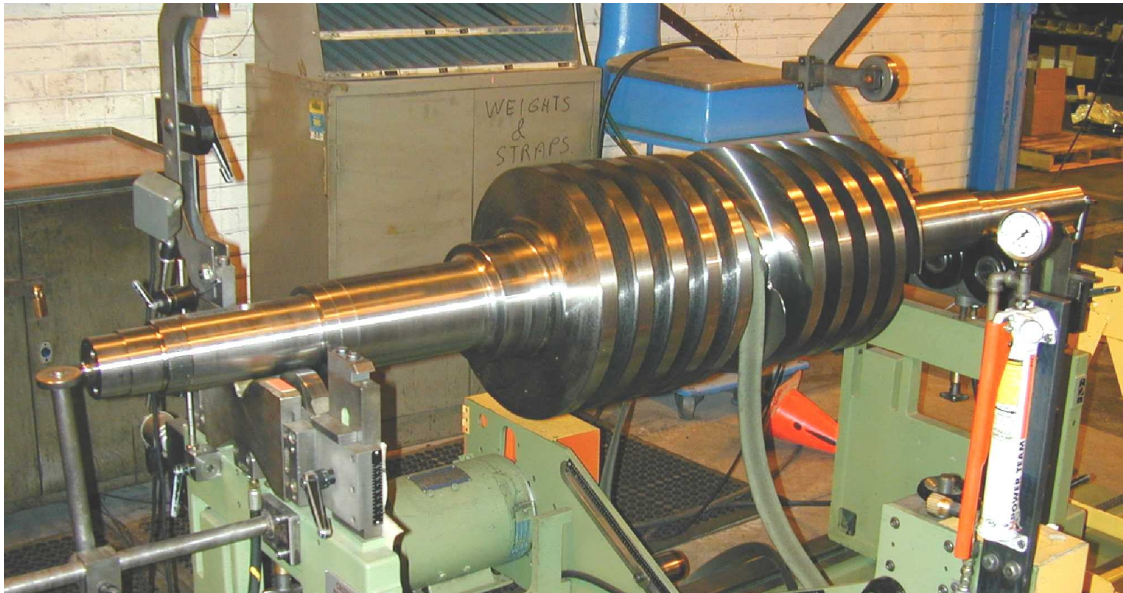


Figura 77. Balanceo de Tornillos

Antes de ser ensamblada, la bomba es sometida a un balanceo dinámico y estático para garantizar que no se produzca roce entre la carcasa y el tornillo y así esperar un buen funcionamiento de la misma. En este momento se mide el diámetro del tornillo y al ser comparado con el diámetro de la carcasa, se obtiene la holgura diametral inicial de la bomba.

A-10.- DISTINTOS TIPOS DE BOMBAS DE TORNILLO

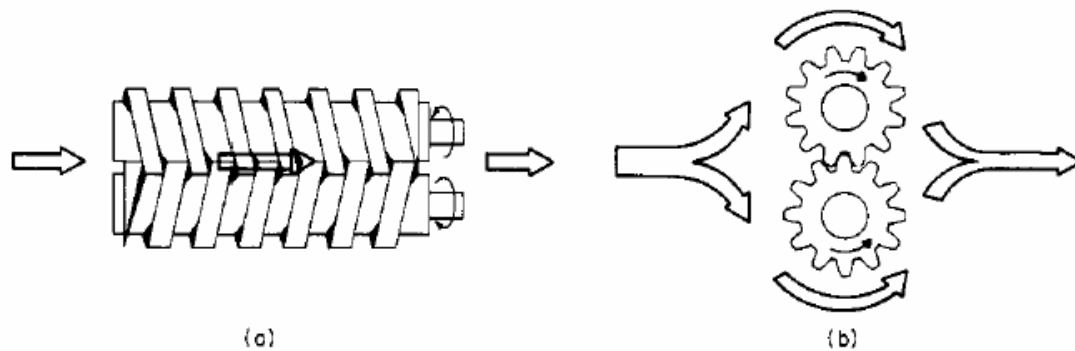


Figura 78. Diagramas de una bomba de tornillos y de engranajes, mostrando movimiento axial (a) y circular (b) del fluido

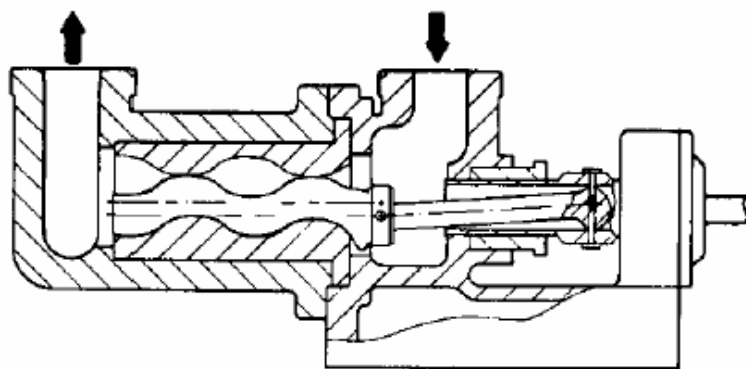


Figura 79. Esquema de una bomba de tornillo simple o cavidad progresiva

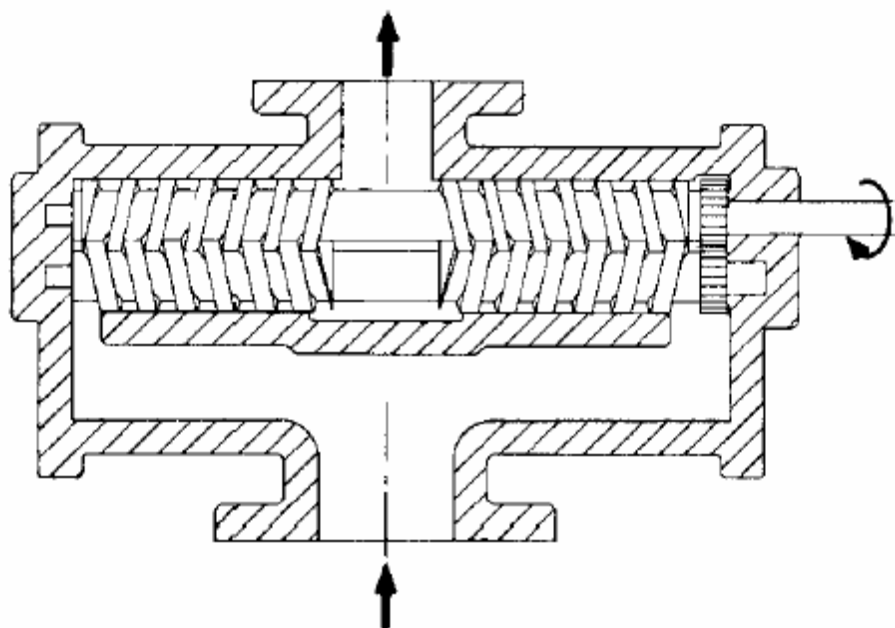


Figura 80. Esquema de una bomba de doble tornillos

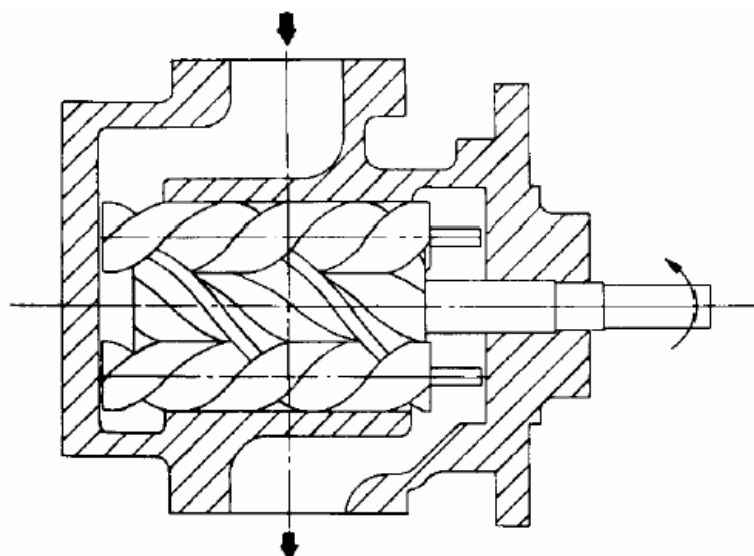


Figura 81. Arreglo de una bomba de triple tornillo (o tornillos múltiples)

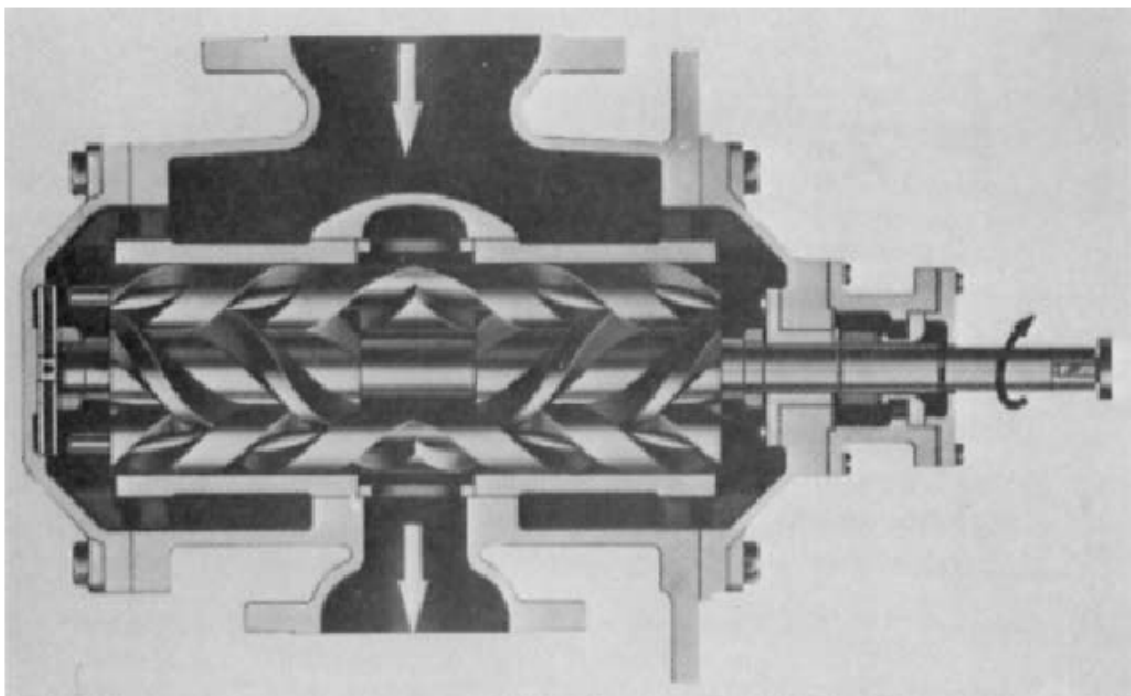


Figura 82. Arreglo de una bomba de triple tornillo. El patrón descrito por el flujo provee balanceo axial (Imo Pump)

A-11.- MODELO DE DISCOS PARALELOS

A continuación se presenta una comparación entre el modelo geométrico usado en la metodología de cálculo comparado con la geometría real de la bomba: En la figura 83 se muestra el modelo de discos paralelos usado para los cálculos y reflejado en el Capítulo “Desarrollo numérico”, con el fin de simplificar la geometría de cálculo. En la figura 84. se presenta el modelo de discos inclinados, el cual es la representación bidimensional del(los) tornillo(s) de la bomba.

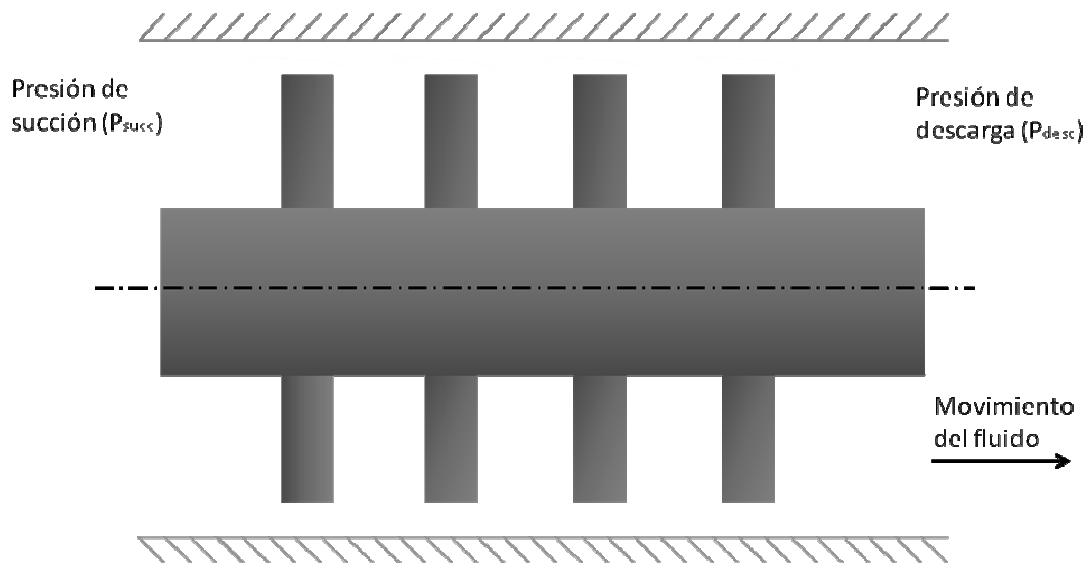


Figura 83. Modelo de discos paralelos.

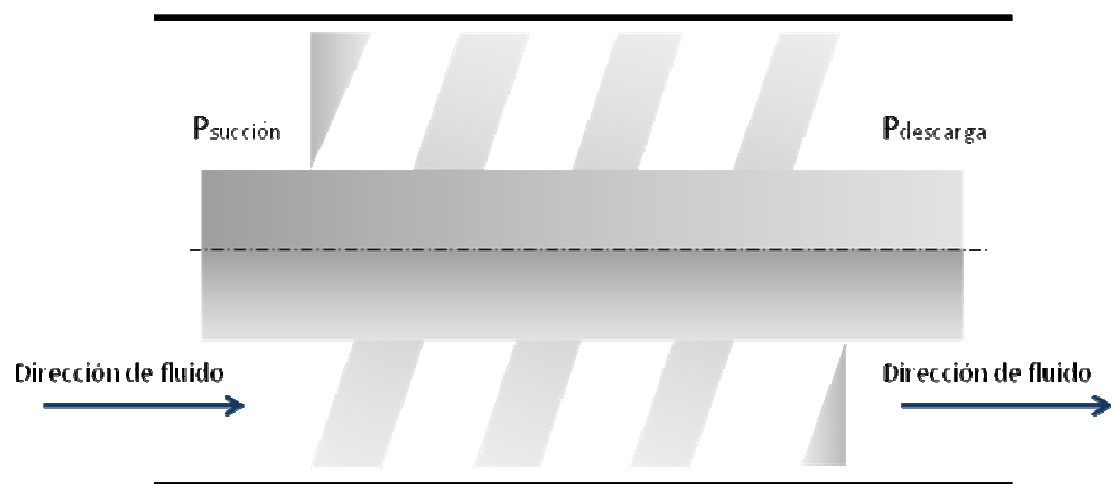


Figura 84. Modelo de discos inclinados.