



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA
MECÁNICA Y ELÉCTRICA**

Unidad Zacatenco

Sección de Estudios de Posgrados e Investigación

**“Innovación Tecnológica en Sistemas de Bombeo para
Fluidos de Alta Viscosidad”**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE MAESTRO EN
CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA**

Presenta:

Ing. Marco Antonio Muñoz Prior

Director de tesis:

**Dr. Pedro Quinto Diez
Dr. Florencio Sánchez Silva**



México DF

Abril 2011

ACTA DE REVISIÓN DE TESIS



SIP-14-BIS

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

ACTA DE REVISIÓN DE TESIS

En la Ciudad de México, D. F. siendo las 12:00 horas del día 10 del mes de febrero del 2011 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de la Tesis, designada por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación de _____ para examinar la tesis titulada:

**"INNOVACIÓN TECNOLÓGICA EN SISTEMAS DE BOMBEO
PARA FLUIDOS DE ALTA VISCOSIDAD"**

Presentada por el alumno:

MARCO ANTONIO **MUÑOZ** **PRIOR**
Nombre(s) Apellido paterno Apellido materno
Con registro: A 0 2 0 3 6 8

aspirante de:

MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA

Después de intercambiar opiniones los miembros de la Comisión manifestaron **APROBAR LA TESIS**, en virtud de que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes.

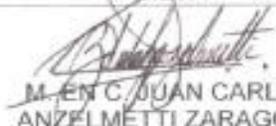
LA COMISIÓN REVISORA

Directores de tesis


DR. PEDRO QUINTO DÍEZ


DR. FLORENCIO SÁNCHEZ
SILVA


DR. MIGUEL TOLEDO
VELÁZQUEZ


M. EN C. JUAN CARLOS
ANZELMETTI ZARAGOZA


M. EN C. QUILBALDO
TOLENTINO ESLAVA

PRESIDENTE DEL COLEGIO DE PROFESORES


DR. JAIME ROBLES GARCÍA



SECCIÓN DE ESTUDIOS DE
POSGRADO E INVESTIGACIÓN

CARTA DE CESIÓN DE DERECHOS



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

CARTA CESION DE DERECHOS

En la Ciudad de México, D.F., el día 22 del mes de marzo del año 2011, el que suscribe Marco Antonio Muñoz Prior, alumno del Programa de Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica con número de registro A020366, adscrito a Sección de Estudios de Posgrado e Investigación de la E.S.I.M.E Unidad Zacatenco, manifiesta que es autor intelectual del presente trabajo de Tesis bajo la dirección del Dr. Pedro Quinto Díez, Dr. Florencio Sánchez Silva y cede los derechos del trabajo intitulado "Innovación Tecnológica en Sistemas de Bombeo para Fluidos de Alta Viscosidad", al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, gráficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del autor y/o director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección marco.antonio.munozp@pemex.com, prior@terra.com.mx. Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Marco Antonio Muñoz Prior', is written over a horizontal line.

Marco Antonio Muñoz Prior
Nombre y firma

DEDICATORIA

A Dios por otorgarme la alegría de culminar mis estudios de maestría.

A mi esposa Adriana y mi hijo Marco Antonio, les dedico esta tesis terminada en restitución del cuidado que por ella les he apartado.

A mis padres Alicia y Jorge (†), porque su amor y alegría ha sido una inspiración para toda la vida.

AGRADECIMIENTOS

De manera muy especial a los directores de tesis: Dr. Pedro Quinto Diez y al Dr. Florencio Sánchez Silva, quienes me impulsaron a concretar el presente trabajo, sin otra recompensa que verla realizada.

Mi agradecimiento a Petróleos Mexicanos (PEP Marina Noreste), por el soporte en la innovación tecnológica y por el permiso para publicar esta información. En especial a los Ingenieros Eduardo Elias Rayón y Moisés León Dorantes, por su valiosa aportación técnica y operativa, de otra manera no sería posible la implantación de este proyecto.

Gracias también al Instituto Politécnico Nacional, Instituto Mexicano del Petróleo, Centro de Tecnología Avanzada CIATEQ, Scandpower Petroleum Technology, Southwest Research Institute, Voith Turbo, Leistriz Corporation y Solar Turbines International Company, por su ayuda en la evaluación e investigación. Sirva ahora esta tesis para facilitar la comprensión y enriquecer el debate sobre el transporte de crudo pesado de alta viscosidad.

CONTENIDO

RESUMEN	I
ABSTRACT	II
NOMENCLATURA	III
RELACIÓN DE FIGURAS	IV
RELACIÓN DE TABLAS	V
INTRODUCCIÓN	VI
CAPITULO I. TECNOLOGÍAS PARA TRANSPORTAR CRUDO PESADO	
1.1 Composición del Crudo Pesado	1
1.2 Caracterización Termodinámica y Propiedades Reológicas del Crudo Pesado	3
1.3 Tecnologías para Transportar Crudo Pesado	12
CAPITULO II. ANÁLISIS COMPARATIVO Y APLICACIÓN DE UN SISTEMA PROTOTIPO DE BOMBEO	
2.1 Aplicación de un Sistema Prototipo de Bombeo	17
2.2 Análisis Comparativo	18
2.3 Criterios de Comparación	18
2.4 Aplicación de la Metodología	19
2.5 Condiciones de Operación	19
2.6 Selección de la Bomba	20
2.7 Selección del Accionador	23
2.8 Selección del Tren de Transmisión	25
CAPITULO III. EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE BOMBEO	
3.1 Evaluación de la Bomba Tipo Tornillo	36
3.2 Evaluación de la Turbina de Gas	43
3.3 Evaluación de la Caja de Engranés	46
3.4 Evaluación del Convertidor de Par	47
3.5 Instalación Mecánica del Sistema de Bombeo	48

3.6	Dinámica del Fluido Computacional	50
CAPITULO IV. COMPARACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS		
4.1	Esquema General del Sistema de Bombeo	60
4.2	Análisis del Sistema de Bombeo	67
4.3	Discusión de Resultados	71
4.4	Limitaciones del Trabajo	81
4.5	Trabajos Futuros	85
CONCLUSIONES		86
RECOMENDACIONES		88
REFERENCIAS		89
APÉNDICES		
Apéndice A	Resultados de Desempeño de la Bomba Tipo Tornillo	92
Apéndice B	Resultados de Desempeño de la Turbina de Gas	95
Apéndice C	Resultados de Desempeño de la Caja de Engranés	96
Apéndice D	Resultados de Desempeño del Convertidor de Par	97
Apéndice E	Resultados de Simulación	98

RESUMEN

Este proyecto se desarrolló en base a la necesidad de la industria petrolera de poder transportar a través de ductos submarinos un nuevo aceite pesado que se caracteriza por su alta viscosidad. En consecuencia, se evaluaron diferentes tecnologías que permiten el transporte de fluidos de alta viscosidad, determinándose la conveniencia de utilizar sistemas de bombeo que permitirán transportar dichos fluidos, sin tener que aplicar a éste, tratamientos químicos para disminuir la viscosidad.

A través de los simuladores OLGA y STONER se realizó la evaluación hidráulica, para determinar si los equipos de bombeo y el sistema de tuberías, tendrían la capacidad de manejar los requerimientos de flujo para la nueva viscosidad.

Los resultados obtenidos, permiten establecer que el par máximo al que es sometida una bomba de desplazamiento positivo tipo tornillo durante un arranque en frío, es el parámetro más importante para el diseño del sistema y en el que se evaluaron los beneficios que aporta una innovación asociada al uso de convertidores de par hidrodinámicos, empleados para impulsar la bomba.

Se concluye que la mejor alternativa para el sistema de transporte de crudo pesado consiste en que la turbina de gas trabaje a velocidad constante, mientras que el convertidor de par resuelva los problemas críticos, tales como velocidades mínimas y par máximos a que está sometido el sistema de bombeo para fluidos de alta viscosidad.

ABSTRACT

This project was developed to cover the oil industry necessity of transporting a new heavy crude oil that is characterized by its high viscosity through underwater pipelines. Different technologies to transport high viscosity oil fluids were evaluated, in order to determine the feasibility of using a pumping system to move such fluids without the use of chemical treatments to reduce its viscosity.

The simulation programs OLGA and STONER were used to perform the hydraulic evaluation to determine if the pumping equipment and the piping system should have the capacity to handle the flow requirements of this high viscosity oil.

The results obtained led to the conclusion that the maximum torque transmitted to a screw type positive displacement pump during a cold startup, is the most important parameter for the design of the system, and this information was used as a base to evaluate the benefits of an innovation associated with the use of hydrodynamic torque converters used to drive the pump.

In conclusion, the best alternative for the transport system of the heavy crude oil consists of a gas turbine running at a constant speed, while the torque converter resolves the critical problems such as the minimum velocities and maximum torques to which the pumping system for high viscosity fluids is subjected.

NOMENCLATURA

Símbolo	Nombre	Unidades
<i>A</i>	Área de la sección transversal de la tubería	(m ²)
<i>B</i>	Tamaño de la bomba (Diámetro exterior del tornillo,365)	(mm)
<i>D</i>	Diámetro de la tubería	(m)
<i>D_H</i>	Diámetro hidráulico de la tubería	(m)
<i>D_P</i>	Diámetro del convertidor de par	(m)
<i>d</i>	Velocidad de deformación	(s ⁻¹)
<i>F</i>	Frecuencia de pulsaciones	(Hz)
<i>f</i>	Factor de fricción de Moody	No aplica
<i>K_a</i>	Módulo de compresibilidad del fluido	(N/m ²)
<i>K_f</i>	Factor de resistencia	No aplica
<i>L</i>	Longitud de la tubería	(m)
<i>L_H</i>	Longitud de recorrido del diámetro hidráulico del fluido	(m)
<i>L₀</i>	Nivel de ruido	(dBA)
<i>M</i>	Par	(Nm)
<i>M₁</i>	Par de entrada (rueda bomba)	(Nm)
<i>M₂</i>	Par de salida (rueda turbina)	(Nm)
<i>MAOP</i>	Presión máxima permisible de operación	(kg/cm ²)
<i>NPSH</i>	Carga neta positiva a la succión	(mWC)

Símbolo	Nombre	Unidades
N	Velocidad sugerida de la bomba	(rpm)
n_1	Velocidad de entrada	(rpm)
n_2	Velocidad de salida	(rpm)
n	Velocidad de rotación	(rpm)
P	Potencia	(kW)
P_1	Potencia de entrada	(kW)
P_2	Potencia de salida	(kW)
Q	Flujo teórico promedio	(l/min)
Q_g	Flujo neto real o flujo teórico	(l/min)
Q_V	Flujo de salida	(l/min)
Re	Número de Reynolds	No aplica
s	Diámetro del tornillo de la bomba	(mm)
S	Claro del tornillo (118)	(mm)
T	Temperatura	(°C)
TDH	Carga dinámica total	(m)
V	Velocidad	(rpm)
V_{Axial}	Velocidad axial	(m/s)
V_g	Desplazamiento en volumen	(dm ³)
V_H	Velocidad promedio del flujo	(m/s)

Símbolo	Nombre	Unidades
$VPMI$	Coeficiente de presión de la viscosidad	No aplica
$VTMI$	Coeficiente de temperatura de la viscosidad	No aplica
ν	Viscosidad cinemática	($\text{mm}^2/\text{s}=\text{cSt}$)
μ	Viscosidad dinámica o absoluta	($\text{mPa}\cdot\text{s}=\text{cP}$)
Δp	Presión diferencial	(Pa)
ρ	Densidad del fluido	(kg/m^3)
η	Eficiencia mecánica	(%)
τ	Esfuerzo cortante	(mPa)

RELACIÓN DE FIGURAS

Figura	Descripción
1.1	Flujo de crudo pesado de 13 °API
1.2	Red de transporte de crudo pesado
1.3	Patrones de flujo de una mezcla agua y aceite en tuberías horizontales
1.4	Tipo de flujo anular observados en flujo horizontal líquido-líquido
1.5	Otros regímenes de flujo observados en flujo horizontal líquido-líquido
1.6	Comparación de las correlaciones de la viscosidad de la mezcla aceite-agua con un 10% de agua
1.7	Viscosidad dinámica de la mezcla contra temperatura para diferentes porcentajes de cortes de agua usando la correlación de Phan-Thien & Pham
1.8	Comportamiento de la viscosidad dinámica aparente en función de la velocidad de corte, a diferentes temperaturas
1.9	Comportamiento reológico del crudo de 16 °API
1.10	Variación de la viscosidad con la presión
1.11	Viscosidad de la emulsión de aceite crudo y su efecto con la presión y temperatura
2.1	Metodología empleada para el análisis comparativo
2.2	Bomba tipo tornillo
2.3	Comparación del comportamiento de las bombas de tornillo con las centrífugas (potencia requerida, costo de energía y eficiencia)
2.4	Modelo estructural de la plataforma de bombeo
2.5	Componentes principales del variador de velocidad hidrovicoso
2.6	Características constructivas de un variador de velocidad hidrovicoso
2.7	Sistema de lubricación del variador de velocidad hidrovicoso

Figura	Descripción
2.8	Convertidor de par hidrodinámico
2.9	Elementos principales de un convertidor de par hidrodinámico
2.10	Alabes guías para diferentes aperturas de alabes guías a velocidad de entrada constante
2.11	Curvas características de un convertidor de par en diferentes maquinas conducidas
3.1	Elementos del tornillo (a) flujo axial y (b) flujo circunferencial
3.2	Flujo teórico contra presión diferencial para una bomba de tornillo
3.3	Parámetros geométricos de los tornillos
3.4	Diagrama para calcular la velocidad de flujo axial, para bombas de desplazamiento positivo tipo tornillo
3.5	Esquema de la turbina de gas
3.6	Interfaz de la turbina Centauro 50
3.7	Configuración del sistema de bombeo
3.8	Instalación mecánica del sistema de bombeo
3.9	Proyección futura de la plataforma de bombeo
3.10	Geometría del cabezal de descarga
3.11	Líneas de corrientes de flujo (segundos)
3.12	Magnitud de la velocidad (m/s)
3.13	Corrientes de presión estática (Pascal)
3.14	Magnitud de la presión total (Pascal)

Figura	Descripción
4.1	Diagrama esquemático general del modelo hidráulico en Olga
4.2	Diagrama esquemático general del modelo hidráulico en Stoner
4.3	Resumen de resultados de las simulaciones con bombas de desplazamiento positivo tipo tornillo
4.4	Curva del sistema para el aceite crudo de 16 °API a 50 °C con cortes de agua de 5, 15 y 30% y contrapresión de 4.73 kg/cm ² abs
4.5	Curva del sistema para el aceite crudo de 16 °API a 61 °C con cortes de agua de 5, 15 y 30% y contrapresión de 4.73 kg/cm ² abs
4.6	Número de Reynolds a 16 °API con 5% de corte de agua a dos diferentes temperaturas (50 °C y 61 °C) y contrapresión de 4.73 kg/cm ² abs.
4.7	Número de Reynolds a 16 °API con 5%, 15% y 30% de corte de agua a dos diferentes temperaturas (50 °C y 61 °C) y contrapresión de 4.73 kg/cm ² abs.
4.8	Localización de las válvulas de corte por seguridad SDV's
4.9	Resultados del modelado del golpe de ariete
4.10	Modelado de la estructura del patín

RELACIÓN DE TABLAS

Tabla	Descripción
1.1	Viscosidad de diferentes fluidos conocidos
1.2	Comparativo de los datos de viscosidad con la viscosidad de la mezcla
1.3	Parámetros para el modelo de Fox y McDonald
1.4	Ventajas de las tecnologías para el transporte de crudo pesado
1.5	Desventajas de las tecnologías nivel de desarrollo
2.1	Condiciones de operación para el sistema de bombeo
3.1	Evaluación de la bomba
3.2	Evaluación de la turbina
3.3	Condiciones de operación para la turbina de gas
3.4	Condiciones de operación para el tren de bombeo
4.1	Sumario de datos de entrada utilizados en el modelo hidráulico
4.2	Valores de la conductividad térmica utilizados en el modelo hidráulico
4.3	Comparación de los Número de Reynolds de 16 °API con diferentes cortes de agua a dos diferentes temperaturas (50 °C y 61 °C)
4.4	Comparación de los resultados de simulación para diferentes equipos de bombeo con 19 °API

INTRODUCCIÓN

Este trabajo de tesis, aborda las estrategias de selección y evaluación que llevaron a adoptar mejores prácticas para el bombeo de fluidos de alta viscosidad a grandes distancias.

Basado en la creación de un proyecto estratégico y tecnológico que permita garantizar el transporte de petróleo crudo pesado (que corresponde a un fluido de alta viscosidad), desde las plataformas de perforación en el mar hasta las terminales de distribución en tierra, se desarrolló un proyecto que aborda el desafío actual que enfrenta el país para asegurar el transporte del aceite crudo pesado al sistema nacional de refinerías y a las estaciones de distribución en tierra.

En la industria del petróleo, el agotamiento de los crudos convencionales de baja viscosidad, ha convertido a los crudos pesados de 16 °API en el futuro de los hidrocarburos. Sin embargo, la principal característica dinámica de este fluido es que durante su transporte se forma una mezcla bifásica (crudo-agua), de alta viscosidad a través de las tuberías submarinas.

Por su parte, el futuro del petróleo, depende no únicamente de la capacidad de producción, sino de disponer de sistemas con capacidad de transportar el crudo pesado de 16 grados API, a las terminales de acondicionamiento.

Como producto del proyecto indicado antes, se diseñó un sistema de bombeo que cumple con los requerimientos especificados y garantiza el funcionamiento adecuado con respecto a las condiciones de operación a flujo máximo del crudo pesado de 16 grados API que se produce en el Golfo de México. Así se asegura disponibilidad y confiabilidad para operaciones normales y en presencia de contingencias el manejo integral de la producción de este crudo, con estricto apego a la Seguridad y Protección Ambiental.

Para el desarrollo de este proyecto se utilizaron los simuladores OLGA y STONER, que permite modelar la hidrodinámica del sistema de transporte.

Se describe brevemente la evolución del convertidor de par hidrodinámico que es el elemento fundamental para el sistema de transporte de fluidos viscosos. En 1905, el Dr. Hermann Föttinger desarrolló por vez primera para aplicación naval el convertidor de par hidrodinámico. Por esta razón, este convertidor se designa a menudo "Convertidor Föttinger", que es el origen de la caja automática de cambios de velocidades en la industria automotriz, que aparecería algunos años más tarde.

En 1952, se desarrollan los acoplamientos de velocidad variable, que se aplican en bombas, ventiladores y en generación de energía.

En 1978, el convertidor de par hidrodinámico, fue la solución para el arranque de turbinas de gas.

En 1986, se desarrolló la unidad denominada Vorecon, que es un multi circuito de velocidad variable y surge como una combinación de la mecánica y la hidrodinámica, que permite una alta eficiencia en el rango de acoplamientos de 1,000 a 50,000 kW. Esta unidad se introdujo al mercado en el año 2000 y actualmente se emplea en compresores de gas.

En 2003, se desarrolló el convertidor de par para aplicaciones submarinas, principalmente para bombas multifásicas que trabajan a 3,000 metros de profundidad para la extracción de petróleo crudo.

Por lo que hace al convertidor de par hidrodinámico, se sabe que la mayoría de sus aplicaciones se basa que en la mayoría de sus aplicaciones se basa en bombas tipo tornillo con motor eléctrico y en turbinas a gas únicamente para el arranque. En la aplicación aquí propuesta, la innovación consiste en que el convertidor de par hidrodinámico, es diseñado para controlar velocidades y par torsional en todos los puntos de operación del equipo accionado, manteniendo constante la velocidad de la turbina en su punto óptimo de eficiencia energética y de consumo de combustible.

Adicional a lo anterior, desde que se inventaron en 1922, las bombas de desplazamiento positivo de tipo tornillo, no se han aplicado a un sistema de bombeo tipo tornillo impulsado por turbinas a gas al que se integre un convertidor de par hidrodinámico. En su mayoría este tipo de bombas opera con motor reciprocante o motor eléctrico, a excepción de las que se encuentran operando desde el 2008 en la Sonda de Campeche, Golfo de México, pero en las que no se incluye un convertidor de par hidrodinámico.

En este trabajo de tesis, se reportan resultados del proyecto que para el transporte de petróleo crudo de alta viscosidad integro un sistema de bomba tipo tornillo-convertidor de par hidrodinámico-caja reductora de velocidad y turbina de gas. Hasta hoy no existe un sistema similar operando en el mundo y es una aportación para lograr la operación óptima en el transporte de estos fluidos.

A continuación se hace una breve descripción del contenido de cada capítulo de la tesis:

En el **capítulo 1**, “Tecnologías para Transportar Crudo Pesado”, se describen las razones para promover la investigación de tecnologías que faciliten el transporte de crudo pesado. Se analiza el efecto y las consecuencias que produce el incremento de la viscosidad en el fluido, sobre el sistema de transporte.

En el **capítulo 2**, “Análisis Comparativo y Aplicación de un Sistema Prototipo de Bombeo”, se analiza el comportamiento de las bombas de desplazamiento positivo tipo tornillo, en función de la presión y del flujo. Lo anterior es necesario para diseñar el sistema bomba-convertidor de par hidrodinámico-caja reductora de velocidad y turbina de gas.

En el **capítulo 3**, “Evaluación del Sistema de Bombeo”, se dan a conocer las características técnicas principales de la bomba, de la turbina, caja reductora de velocidad y del convertidor de par hidrodinámico. También se incluyen los resultados de la evaluación integral del sistema de bombeo, demostrando así que las bombas podrán trabajar a bajas velocidades con altos valores de par, sin sobre pasar la presión máxima permisible del ducto y restablecer las condiciones con seguridad y en el menor tiempo posible.

En el **capítulo 4**, “Comparación y Análisis de Resultados”, se describen y analizan los resultados del sistema de bombeo que permite cumplir las condiciones tanto técnicas como económicas exigidas por las necesidades de transportar crudo pesado de alta viscosidad.

Se hacen las conclusiones correspondientes de la tesis y las recomendaciones para trabajos futuros en este tema.

CAPÍTULO I

TECNOLOGÍAS PARA TRANSPORTAR CRUDO PESADO

En este capítulo se describe el marco teórico de las propiedades reológicas que influyen en el incremento de la viscosidad del crudo pesado, para posteriormente aplicarse a las tecnologías de estos fluidos.

1.1. Composición del Crudo Pesado.

El 54 % de la producción de crudo del país proviene de plataformas marinas ubicadas en el estado de Campeche. Una parte de la producción se retiene para consumo interno y el resto se exporta, principalmente a los Estados Unidos, que cuenta con la capacidad de refinación especializada para procesar crudos convencionales de 21 °API.

Sin embargo, la producción de crudo de 21 °API ha decaído en los últimos años, por lo que el desarrollo de nuevos campos podrá compensar en parte la caída observada, no obstante la nueva producción contempla en su mayoría crudos pesados de baja gravedad API (promedio de 13 °API) y alta viscosidad.

En la figura 1.1, se muestra un crudo pesado de alta viscosidad a 13 °API, fluyendo a diferentes intervalos de tiempo.

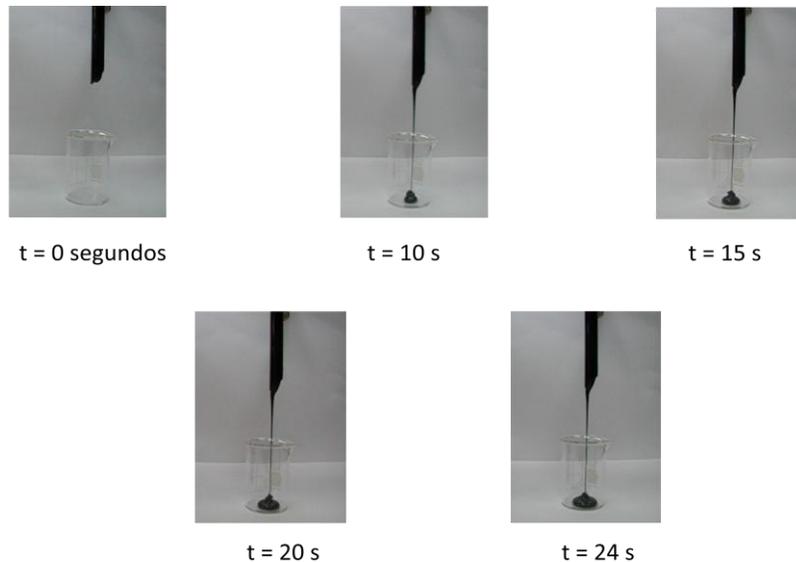


Figura 1.1 Flujo de crudo pesado de 13 °API.

En consecuencia, el problema que se desea resolver se relaciona con la muy alta viscosidad del crudo pesado de 13 °API que se desea transportar a través de las plataformas de Rebombeo existentes que forman parte de la red de transporte de crudo pesado que se muestran en la figura 1.2.

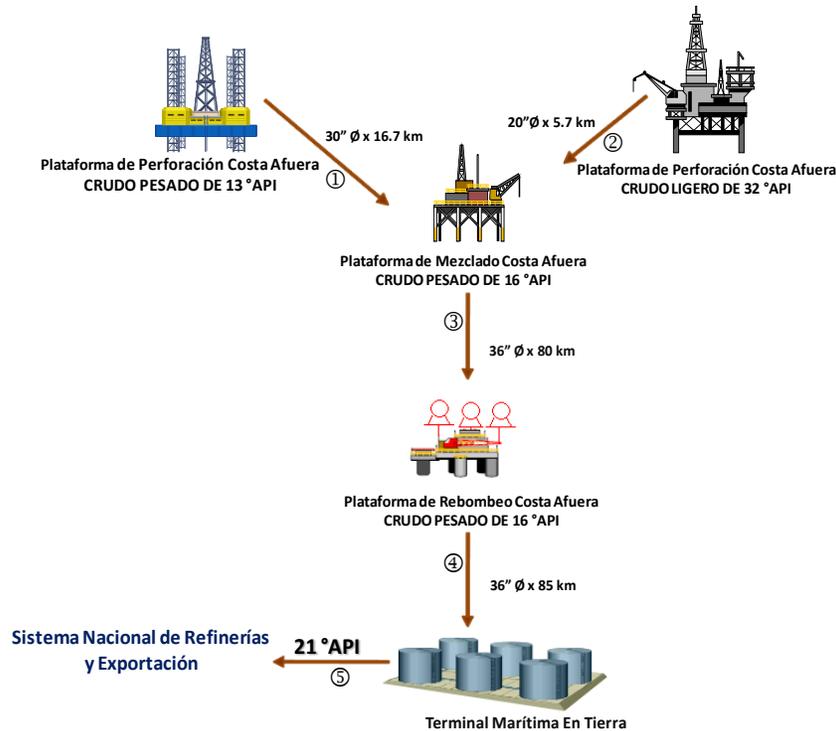


Figura 1.2 Red de transporte de crudo pesado.

En particular, la plataforma de bombeo tiene como función principal impulsar el crudo pesado, hasta la terminal de almacenamiento que se localiza aproximadamente a 85,000 metros de la costa.

Sin embargo, el reto actual consiste en disponer de un sistema de bombeo, que permita garantizar el funcionamiento adecuado con respecto a las condiciones de operación a flujo máximo, abarcando diversos valores de viscosidad del crudo y las incertidumbres esperadas en la predicción de la curva del sistema, además de obtener una disponibilidad y confiabilidad operativa en el manejo integral de la producción de crudo pesado de 16 °API, con estricto apego a la seguridad y protección ambiental.

Esto constituye que una forma de minimizar el problema, consiste en que el crudo pesado de 13 °API, se diluya con crudo ligero marino de 32 °API, de modo que se obtenga una mezcla transportable de 16 °API, en razón de que el crudo de 13°API no fluye fácilmente a grandes distancias, pues esto implica mayor fricción y por consiguiente altas caídas de presión. La alta pérdida de presión tiene importantes consecuencias en los ductos e instalaciones, por ejemplo: diámetro, espesor de las tuberías, capacidad de las bombas y la potencia requerida del equipo impulsor.

1.2. Caracterización Termodinámica y Propiedades Reológicas del Crudo Pesado.

En los últimos años, el transporte de crudo pesado y extrapesado (menor a 10°API) ha sido el objeto de numerosos estudios y como el transporte de los mismos va acompañado de agua, es importante conocer el comportamiento del fluido dinámico de las dos fases líquidas moviéndose simultáneamente. Este comportamiento está determinado por la viscosidad, constituyendo su determinación uno de los factores a tener en cuenta en el análisis del problema de transporte ya que, para poder seleccionar la tecnología más adecuada, se necesita determinar la viscosidad de la mezcla aceite-agua.

A pesar de la gran importancia del flujo bifásico líquido-líquido, éste no ha sido estudiado tan extensamente como el flujo gas-líquido, aún cuando está presente una cantidad importante de agua en los yacimientos, particularmente después de un período de producción. Debido a esto, el aceite y el agua se encuentran tanto en el fondo de un pozo productor como en las tuberías superficiales durante todo el tiempo de la exploración de un campo.

Por otro lado, una mezcla de aceite y agua fluyendo en una tubería puede desarrollar diferentes patrones de flujo, como se muestran en la figura 1.3-1.5 dependiendo de su velocidad y de las propiedades del aceite y el agua. A bajas velocidades las fuerzas gravitacionales y la diferencia de densidad entre el aceite y el agua pueden estar en un régimen de flujo estratificado. Este tipo de régimen de flujo es caracterizado por la separación del aceite y del agua, resultando en una capa de agua fluyendo en el fondo de la tubería y una capa de aceite fluyendo en el tope superior dentro de la tubería. Sin embargo, aplicaciones más prácticas involucran velocidades del líquido que son lo suficientemente mayores para crear una mezcla entre el aceite y el agua, resultando en un flujo disperso donde una de las fases se dispersa en la otra en forma de pequeñas gotitas (fase continua) [1].

Desde un punto de vista práctico, la principal cuestión para la predicción de la caída de presión en flujo disperso homogéneo Líquido-Líquido está en el modelado de la viscosidad de la mezcla. Eso depende en gran medida cuál de las fases es continua (agua en aceite o aceite en agua), y esta vez tiene que ver con el fenómeno de inversión de fases. Esto significa que cualquiera de las dos fases líquidas pueden actuar como una fase continua cuando la otra fase es discontinua. El cambio de una situación a la otra puede ser de manera espontánea, y a esto se le llama inversión de fases. Lo cual puede suceder bajo ciertas condiciones de operación y bajo el cual una dispersión aceite en agua cambiará a una dispersión de agua en aceite o viceversa.

Para tener una idea de cómo una inversión de fases trabaja, considere una tubería con aceite fluyendo en fase simple a una velocidad considerable. Entonces empezamos a adicionar cantidades de agua. Al principio, el agua puede tomar forma de pequeñas gotas y dispersarse en la fase de aceite. Cuando la concentración de las pequeñas gotas de agua llegan a ser lo suficientemente altas, las gotas colisionarán frecuentemente con otras y coalescen, atrapando aceite en pequeñas bolsas. En algún momento, esto causará que el agua llegue a ser la fase continua mientras que el aceite llegará a dispersarse.

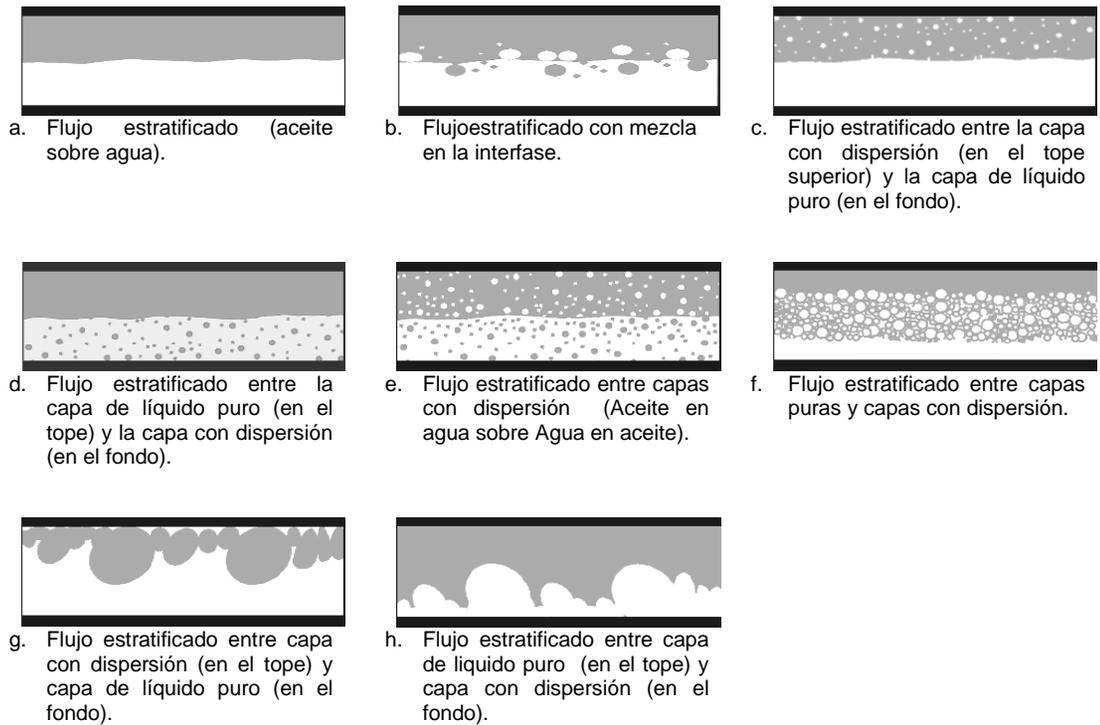


Figura 1.3 Patrones de flujo de una mezcla agua y aceite en tuberías horizontales (Trallero, 1995).

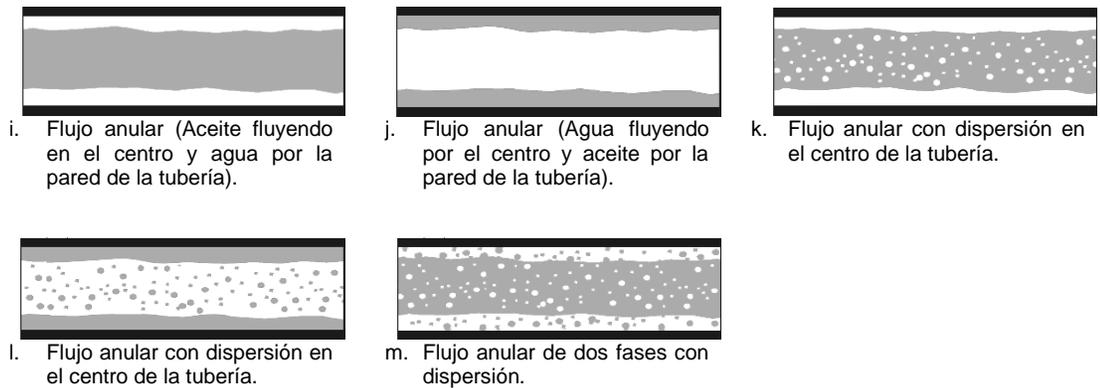


Figura1.4 Tipo de flujo anular observados en flujo horizontal líquido-líquido.

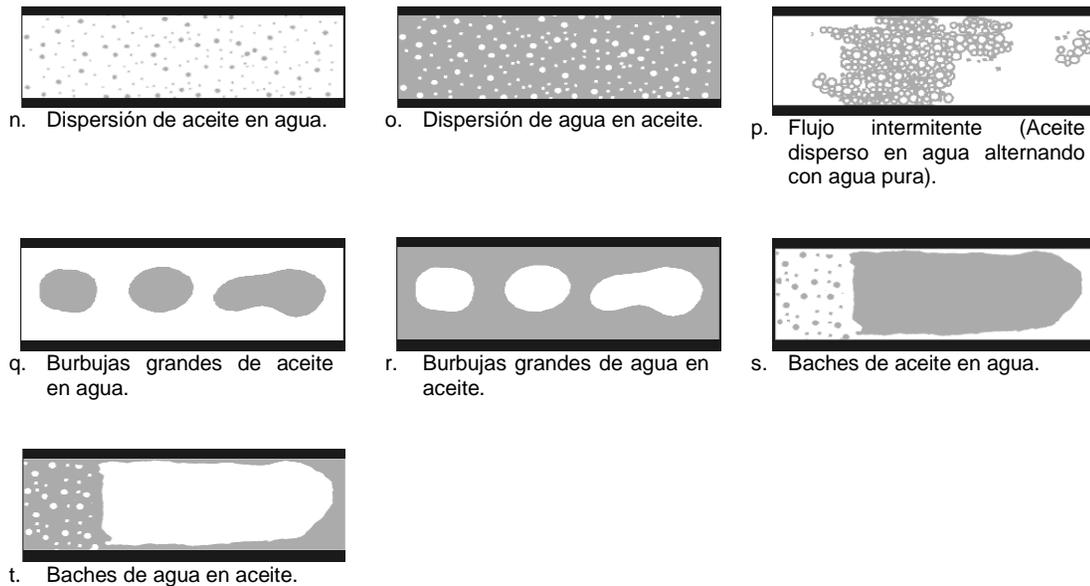


Figure 1.5 Otros regímenes de flujo observados en flujo horizontal líquido-líquido.

De modo que, para comprender el problema de transporte del crudo pesado, primero se necesita conocer qué genera la alta viscosidad, cómo medirla y qué hacer con los datos. Este aspecto es de interés para la Reología, que es la ciencia que estudia las relaciones entre el esfuerzo y deformación de los líquidos en función de la viscosidad y la elasticidad [2].

La viscosidad del crudo depende de la estructura molecular y de los compuestos que lo conforman, además de la gravedad API, la temperatura, la presión y el gas en solución.

La viscosidad se define como una medida de la resistencia a la deformación del fluido, que relaciona el esfuerzo cortante con la velocidad de deformación (gradiente de velocidad). Dicho concepto descrito por la Ley de Newton, es traducido en términos matemáticos mediante la siguiente ecuación:

$$\tau = \mu \cdot d \quad (1.1)$$

Las unidades de viscosidad más utilizadas son los centiPoise [cP]

Viscosidad absoluta o dinámica: 1 cP = 1 mPa·s

Viscosidad cinemática: 1 Centistokes [cSt] = 1 mm²/s

En la tabla 1.1, se indica una aproximación del valor de la viscosidad de fluidos conocidos:

Tabla 1.1 Viscosidad de diferentes fluidos conocidos.

FLUIDO	cP @ 40 °C
Agua	1
Crudo pesado de 13°API	6,763
Crudo pesado de 16°API	1,129
Crudo pesado de 19°API	186
Crudo pesado de 21°API	67

1.2.1 Determinación de la viscosidad de la mezcla aceite-agua.

Al menos tres métodos pueden ser usados para el cálculo de la estimación de la viscosidad de líquidos para mezcla aceite-agua: El método de la fracción de fases, el método del punto de inversión y el método de la correlación de la viscosidad relativa.

Estudios experimentales han demostrado una gran desviación con el método de fracción de fases y el método de punto de inversión. Por otro lado, aunque un número de correlaciones se encuentran en la literatura, únicamente cuatro fueron analizadas debido a que no requieren datos experimentales para obtener parámetros de afinación. Las cuatro correlaciones fueron: Einstein (1906/1911), Taylor (1923/1932), Brinkman (1952), y Phan-Thien & Pham (1997) [3].

La predicción de la viscosidad de la mezcla aceite-agua con 10% de corte de agua obtenida con las cuatro correlaciones se muestran en la figura 1.6. La correlación de Phan-Thien & Pham (P-T&P) y la correlación de Taylor proporcionan resultados muy similares. Las correlaciones de Einstein y Brinkman predicen una mayor viscosidad que las que se predicen con las correlaciones de P-T&P y Taylor. La correlación P-T&P fue seleccionada para este estudio así como una de las más recientes de las cuatro porque es una buena correlación y fue obtenida con el modelado, que se discutirá en el capítulo IV.

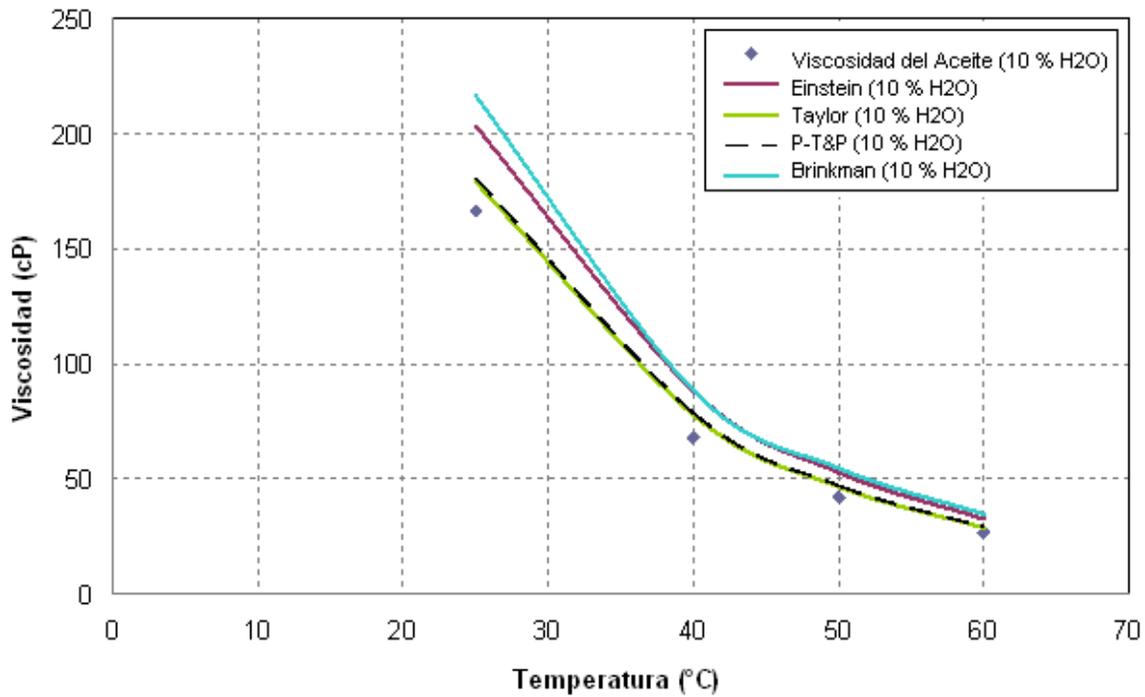


Figura 1.6 Comparación de las correlaciones de la viscosidad de la mezcla aceite-agua con un 10% de agua.

La correlación de P-T&P, se expresa de acuerdo a la ecuación (1.2):

$$\mu_r^{2/5} \left[\frac{(2\mu_r + 5K)}{(2 + 5K)} \right]^{3/5} = (1 - \phi)^{-1} \quad (1.2)$$

Donde:

μ_r , es la viscosidad relativa y es la razón entre la viscosidad de la mezcla aceite-agua (μ_{mezcla}) y la viscosidad de la fase continua μ_C ,

$$\mu_r = \frac{\mu_{mezcla}}{\mu_C} \quad (1.3)$$

K , es la razón entre la viscosidad de la fase dispersa (μ_D) y la viscosidad de la fase continua,

$$K = \frac{\mu_D}{\mu_C} \quad (1.4)$$

Con el fin de modelar apropiadamente el flujo de mezclas de líquidos a través de una tubería, es importante incorporar la viscosidad de la mezcla para estimar las pérdidas de presión debido a la fricción. El modelado del flujo a través de tuberías fue desarrollado asumiendo un valor fijo de corte de agua y permitiendo los cambios por temperatura.

La aproximación permitida para incorporar el efecto de ambas temperaturas y corte de agua en la viscosidad de la mezcla fue usada con los datos disponibles para la viscosidad del crudo que actualmente se transporta (promedio 19.6 °API) contra temperatura para el aceite y calculando la viscosidad de la emulsión usando la P-T&P. Entonces, una curva fue aplicada para la viscosidad de la mezcla contra la temperatura para obtener una relación funcional que puede utilizarse en este modelado.

La tabla 1.2, muestra los datos de viscosidad del aceite con la viscosidad de la mezcla obtenida para cada corte de agua usando la correlación de P-T&P. La viscosidad de la fase dispersa (agua) fue asumida como constante para todo el cálculo e igual a 1.0 centiPoises (cP). Así, puede observarse, el dato de corte de agua varía desde 10% hasta 30%. Dado este rango que representa un corte de agua bajo, anticipamos que la mezcla aceite-agua se comportará como agua en fase dispersa en forma de pequeñas gotitas suspendidas en la fase continua.

Tabla 1.2 Comparativo de los datos de viscosidad con la viscosidad de la mezcla.

Temperatura (°C)	Viscosidad del Aceite Crudo (cP)	Predicción de la Viscosidad de la mezcla (cP)			
		10% H ₂ O	15% H ₂ O	20% H ₂ O	30% H ₂ O
25	166	185	196	208	238
40	68	75	80	85	97
50	42	47	50	53	61
60	27	30	32	34	39

Un ajuste de la curva donde se muestra la viscosidad de la mezcla contra la temperatura que se presenta en la tabla 1.2 fue obtenida usando la viscosidad contra la temperatura de acuerdo con el modelo sugerido por Fox y McDonald (1992) para líquidos, en los cuales la viscosidad se incrementa exponencialmente con la inversa de la temperatura absoluta, de acuerdo con la ecuación (1.5):

$$\mu = A e^{B/T_{abs}} \quad (1.5)$$

Donde A y B son constantes de ajuste de la curva y T_{abs} es la temperatura absoluta. Un ajuste de mínimos cuadrados de todos los datos de viscosidad de la mezcla para cada

corte de agua fueron obtenidos y los parámetros *A* y *B* para cada corte de agua se muestran en la tabla 1.3.

Tabla 1.3 Parámetros para el modelo de Fox y McDonald.

Corte de Agua (%)	A	B
10	5.081E-6	5,183.83
15	5.495E-6	5,177.59
20	5.964E-6	5,171.35
30	7.111E-6	5,158.89

La figura 1.7 muestra las curvas de la viscosidad de la mezcla contra la temperatura para diferentes cortes de agua. Así puede observarse que la viscosidad de la mezcla disminuye rápidamente con aumento de la temperatura y la viscosidad de la mezcla se incrementa con la disminución del corte de agua, especialmente a bajas temperaturas. Esta tendencia ha sido verificada por otros investigadores usando datos experimentales para diferentes velocidades de corte.

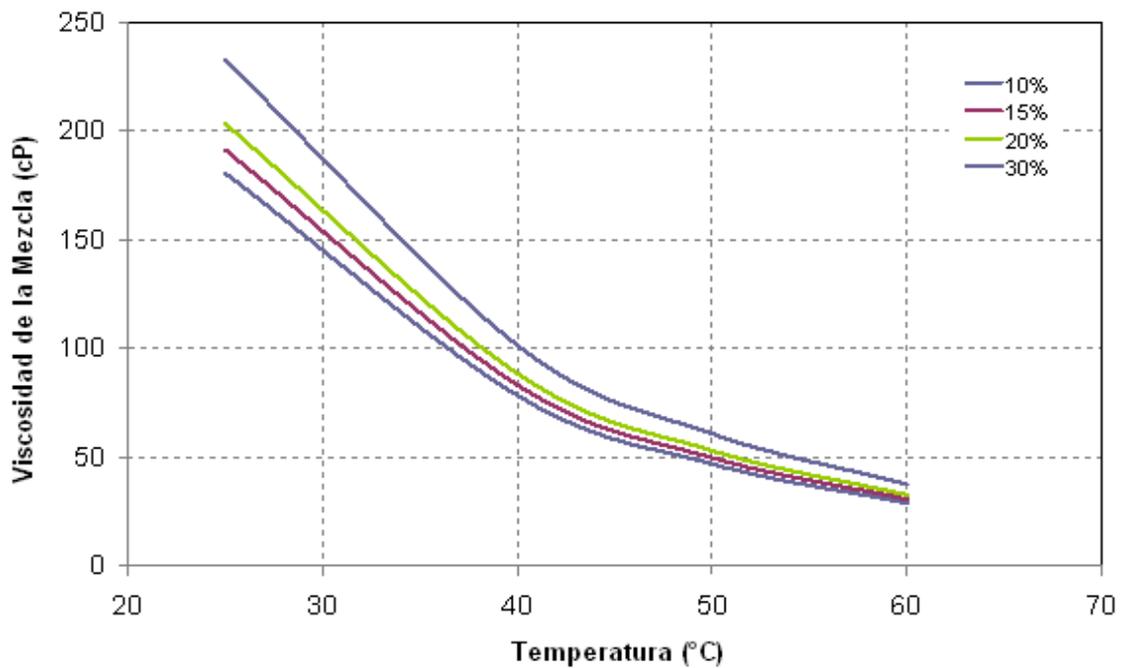


Figura 1.7 Viscosidad dinámica de la mezcla contra temperatura para diferentes porcentajes de cortes de agua usando la correlación de Phan-Thien & Pham.

1.2.2 Comportamiento de la viscosidad con respecto a la velocidad de corte.

Las principales variables, que influyen en la viscosidad son el gradiente de velocidad de deformación, la temperatura y la presión.

Las variaciones de la viscosidad en función de la velocidad de deformación, ayudan a clasificar los diferentes tipos de fluidos (newtoniano ó no newtoniano) que se pueden encontrar desde el punto de vista reológico.

La tendencia de las gráficas de viscosidad dinámica aparente del crudo de 16 °API, que se representan en la figura 1.8, muestra que este crudo se comporta como un fluido pseudoplástico a temperaturas de entre 0 y 10 °C, pero a 20 °C la curva tiende a ser menos pronunciada, por lo que se determina que a temperaturas mayores a 20 °C, el crudo se comporta como un fluido newtoniano. Esto indica que la viscosidad del crudo tiende a disminuir con el aumento de la temperatura a una velocidad de corte constante, pero también disminuye cuando aumenta la velocidad de corte a temperatura constante.

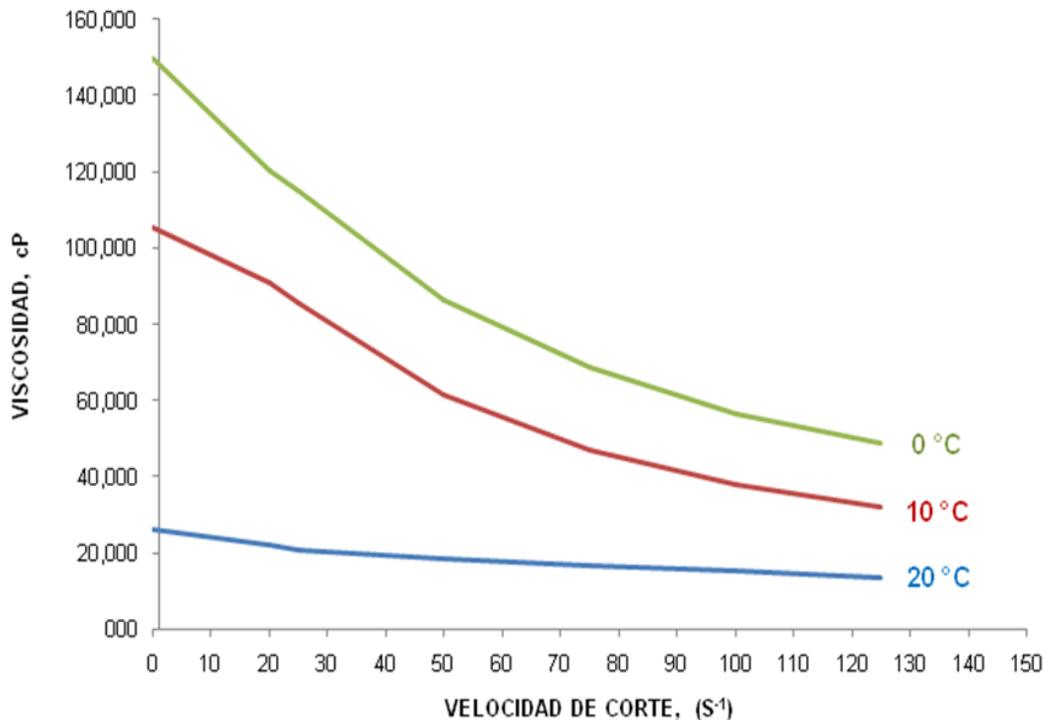


Figura 1.8 Comportamiento de la viscosidad dinámica aparente en función de la velocidad de corte, a diferentes temperaturas.

Estos resultados indican que el incremento de la temperatura afecta sensiblemente el comportamiento reológico del crudo de 16 °API, alcanzando valores de viscosidad muy altos.

De acuerdo a la figura 1.9, es posible identificar la relación del esfuerzo cortante con la velocidad de corte, para el crudo de 16 °API, lo que indica que el crudo pesado se comporta como un fluido pseudoplástico, y en consecuencia es un fluido no newtoniano.

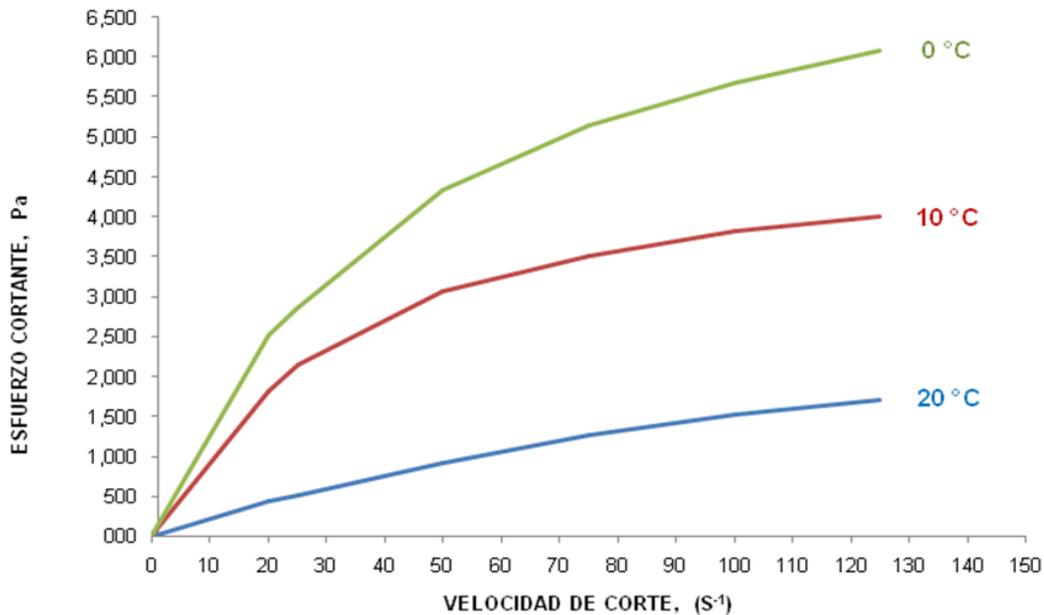


Figura 1.9 Comportamiento reológico del crudo de 16 °API.

1.2.3 Comportamiento de la Viscosidad con Respecto a la Presión.

Las variaciones de la viscosidad de un líquido al cambiar la temperatura, son debido a que cuando aumenta la temperatura, las fuerzas viscosas son superadas por la energía cinética, dando lugar a una disminución de la viscosidad.

En la figura 1.10, se observa que a presiones altas para el crudo de 16 °API con temperaturas de 25 °C y menores, la viscosidad varía considerablemente, pero a temperaturas de 40 °C y mayores la variación de viscosidad tiende a ser menor.

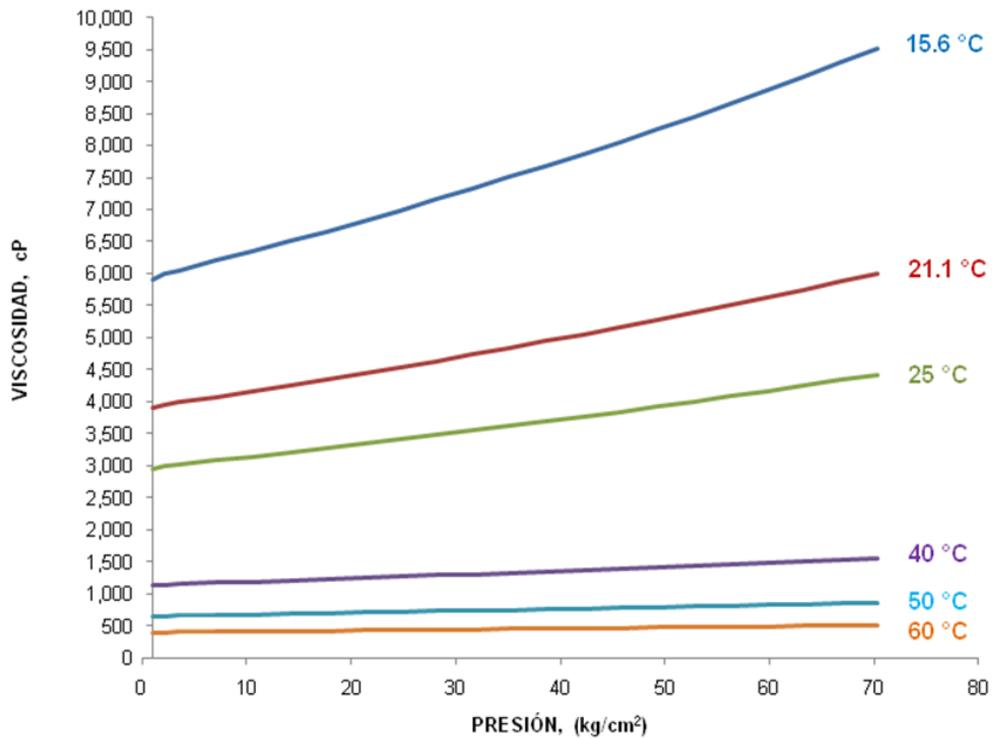


Figura 1.10 Variación de la viscosidad con la presión.

1.3 Tecnologías para Transportar Crudo Pesado.

Cuando el petróleo crudo pesado tiene una muy alta viscosidad, este no puede ser transportado a grandes distancias a través de tuberías convencionales, pues esto implica mayor fricción y por consiguiente altas caídas de presión. Una forma de transportarlo consiste en emplear tratamientos adicionales como reductores de viscosidad (dilución, calefacción, emulsión aceite/agua, aditivos, mejoramiento parcial en sitio), o reductores de fricción (flujo anular, agentes reductores de fricción) [4,5]. Cada uno de estos tratamientos se presentan en la tabla 1.4 donde se comparan las ventajas, de una forma práctica, mientras que en la tabla 1.5 se presentan las desventajas de las tecnologías identificadas a nivel de desarrollo.

Tabla 1.4 Ventajas de las tecnologías para el transporte de crudo pesado.

	SOLUCIÓN TRADICIONAL			SOLUCIÓN EN DESARROLLO		
	DILUCIÓN	CALENTAMIENTO	MEJORAMIENTO PARCIAL	EMULSIÓN	FLUJO ANULAR	REDUCTOR DE FRICCIÓN
DIÁMETRO DEL DUCTO	Mayor	Normal	Normal	Mayor	Mayor	Normal
CORROSIÓN	Normal	Potencial	Normal	Potencial	Potencial	Probable
INSTALACIONES ADICIONALES	Sistema de inyección	Sistema de calentamiento	Mejorador a boca de pozo	Sistema de mezclado y separación de fases	Suministro y eliminación de agua	Ninguna en especial
COSTOS DE OPERACIÓN	Medio-Alto	Alto	Alto	Medio	Medio	Medio
INVERSIÓN	Media	Media-Alta	Alta	Media-Alta	Media	Media
IMPLICACIONES AMBIENTALES	Derrame de solventes	Consumo de energía	Consumo de energía	Tratamiento para el agua de desecho	Ninguna en especial	Ninguna en especial

En términos de la inversión y aspectos ambientales, el flujo anular crudo-agua es potencialmente el más barato y menos contaminante.

Tabla 1.5 Desventajas de las tecnologías nivel de desarrollo.

	AÑOS EN DESARROLLO																						
	+10	+10	+10			+10	+5				+10	+5				+10	+10	+10	+10	+10	+10		+10
Industrial																							
Prueba Piloto				+10								+10											+10
Nivel Laboratorio					+10								+10	+10									
Teórico																							
	DILUCIÓN					CALENTAMIENTO			EMULSIÓN					MEJORAMIENTO PARCIAL				FLUJO ANULAR					
	Crudo Ligero	Condensados	Nafta	Alcoholes	Solventes Orgánicos	Eléctrico	Solar	Vapor	Naturales	Químicos	Alcoholes	Biosurfactantes	Asfaltenos	Craqueo Catalítico	Craqueo en Frío	Coquización Retardada	Desasfaltado	Hydroconversion	Upgrading	Película de Agua	Polímeros de Alto Peso Molecular		

Cada una de las tecnologías de tratamiento de los crudos pesados para su transporte que se indicaron en la tabla 1.4, se describen a continuación.

1.3.1 Dilución. [6,7,8]

Consiste en agregar tanto a los pozos productores como al sistema de ductos en superficie cierta sustancia para disminuir la viscosidad, siendo las más utilizadas el crudo ligero, condensados, naftas (querosinas), alcoholes, o solventes orgánicos como el Tert-Amyl Metilo Éter (TAME) y el Metilo Tert-Butil Éter (MTBE). Sin embargo, estos solventes así como los líquidos iónicos, solo han sido estudiados a nivel de laboratorio como una alternativa para diluir crudo pesado.

“Aplicado al sistema actual de transporte de crudo, se visualiza que lo conveniente es mantener la dilución con hidrocarburos, sin perder de vista que esto implica analizar el patrón de flujo y modificaciones a la infraestructura existente, tales como segregaciones de ductos para manejar diferentes corrientes e infraestructura para los recipientes del producto y/o la recuperación del diluyente.”

1.3.2 Calentamiento. [4,5,9,10,11]

Esta es una tecnología disponible a nivel comercial principalmente para ductos en superficie de cortas distancias (trazas eléctricas, calentamiento solar, inyección de vapor y sónica) que representa un alto consumo de energía y el costo de producción de la misma es elevado, así como la instalación de calentadores a lo largo de los ductos que transportan el crudo, para compensar las pérdidas de calor. El problema con esta técnica es que el crudo no se mantiene a una temperatura uniforme y durante un re-arranque si el flujo se detiene, el crudo podría perder tanto calor que el requerimiento de potencia del equipo de bombeo es mayor.

“Esto implica que es necesario el calentamiento a temperaturas mayores a 50 °C, aunado al requerimiento de espacio para instalar los generadores, calentadores o trazador de calor, además de la formación de un porcentaje alto de corrosión, lo que representa un gran problema cuando los ductos se encuentran en el límite de su vida útil.”

1.3.3 Emulsión. [4,5,12]

Muy similar a las consideraciones que implican la adición de agentes químicos. Un factor importante es el papel que juega el posterior rompimiento de la emulsión de crudo en agua. Cabe señalar que, en su mayoría, el costo de los aditivos es elevado y debe sumarse el costo por el rompimiento de las emulsiones, así como el costo para el tratamiento del agua de separación.

Por otro lado, en la figura 1.11 se puede observar que la viscosidad de la emulsión aceite-agua incrementa cuando aumenta el valor de corte de agua a presión y temperatura constante. Sin embargo, la viscosidad de la emulsión aceite-agua disminuye

cuando incrementa la temperatura, mientras que la viscosidad de la emulsión, disminuye después de alcanzar el punto de inversión en donde la emulsión del aceite-agua llega a ser agua-aceite.

“Por la condición actual acerca del porcentaje tan alto de agua contenido en la corriente de crudo, dicha solución conduciría a un problema mayor si se piensa en los problemas actuales de deshidratación.”

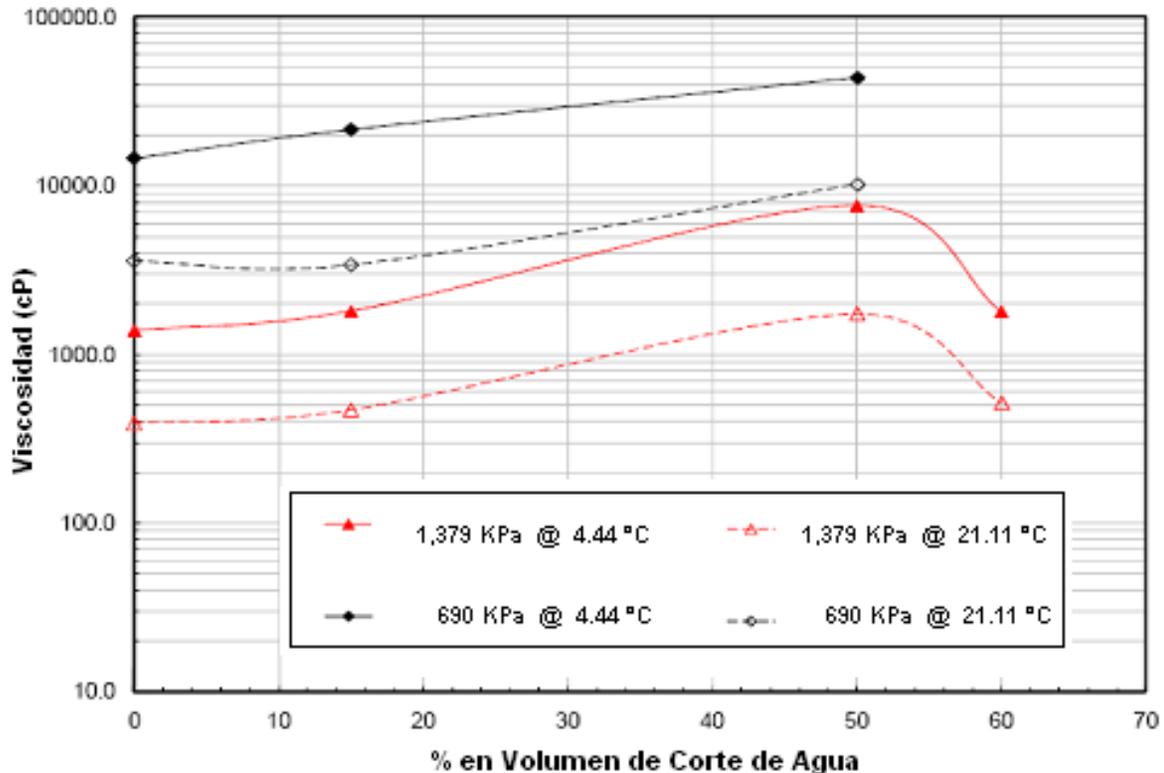


Figura 1.11 Viscosidad de la emulsión de aceite crudo y su efecto con la presión y temperatura.

1.3.4 Mejoramiento Parcial. [4,5,13]

Este es un proceso que modifica la composición de una parte de la corriente de crudo pesado, mediante la aplicación de una tecnología de mejoramiento parcial (upgrading) tal como:

- Coquización retardada
- Adición de hidrógeno (IMP)
- Rechazo de carbón (HTL)
- Aquaconversión
- Desasfaltado

“La temperatura de operación de estos procesos es superior a los 400°C y presiones superiores a los 5 bar. Lo cual implica altos costos de inversión y operación, pues requiere de instalación de servicios para la operación de la planta (vapor, agua, tratamiento de residuos, generadores de hidrógeno, entre otros). Además de que se forman subproductos que pueden depositarse en los equipos de proceso, lo cual implica su eliminación constante.

1.3.5 Flujo Anular. [14,15,16,17,18,19]

Se produce una película de agua alrededor de las paredes de la tubería para actuar como lubricante en el transporte del crudo pesado (que se encuentra en el centro de la tubería), ya que la presión de bombeo necesaria para mover el fluido lubricado es comparable a bombear agua, sin embargo el agua separada debe tratarse antes de ser desechada.

“No se ha encontrado evidencia documental de la aplicación industrial de la tecnología, sólo en pruebas piloto, y qué decir de las incrustaciones que se llegarían a formar durante un paro, lo que requiere altas presiones de arranque, situación que puede resolverse recubriendo la pared interna de la tubería con una solución oleofóbica (teflón).

1.3.6 Reductor de Fricción. [9,19,20]

Los agentes reductores de fricción, son productos compuestos por un material (polímeros) que reducen la presión por fricción entre el fluido y la superficie del conducto que lo transporta. Solo funcionan para flujos turbulentos. Existen en el mercado productos comercializados bajo los siguientes nombres:

- Petroluxus™
- Flo®Pipeline Booster
- Flowplus™
- Clorobenceno

“Aun se continúa con la investigación de la estructura química de los polímeros para mejorar su estabilidad, puesto que se degradan como efecto de las fricciones (esfuerzo cortante) que se generan entre el fluido (turbulento) y los ductos. Además de su alto costo, estos aditivos no son estables y se degradan durante el bombeo, perdiendo su actividad y debiendo reponerse a lo largo de la tubería. Por otro lado, debe considerarse la compatibilidad de los inhibidores de corrosión y las implicaciones en las refinerías.”

CAPÍTULO II

ANÁLISIS COMPARATIVO Y APLICACIÓN DE UN SISTEMA PROTOTIPO DE BOMBEO

En el capítulo I, las características reológicas del crudo orientaron a considerar dentro del alcance de la solución tener que disponer de sistemas de bombeo. Es por ello que cobra interés en este capítulo, analizar el comportamiento de las bombas de desplazamiento positivo tipo tornillo, en función de la viscosidad y flujo. Lo anterior es necesario para la determinación del diseño, construcción, pruebas y la necesidad de integrar a la turbomaquinaria un convertidor de par hidrodinámico.

2.1 Aplicación de un Sistema Prototipo de Bombeo.

El sistema de bombeo está orientado a cubrir la necesidad de contar con la infraestructura necesaria para hacer fluir desde las plataformas en el mar una mezcla transportable de 16 °API hacia la terminal de almacenamiento en tierra. Es por ello, que se han investigado, evaluado y seleccionado diferentes propuestas y alternativas para conformar un sistema de bombeo que pueda manejar las nuevas características del crudo y que cumpla con las condiciones de operación en términos de potencia, par, velocidad, viscosidad y flujos requeridos por el sistema en sus diferentes condiciones de operación normal y de arranque en frío.

Esto significa que la condición de arranque en frío, representa la condición más crítica para el sistema de bombeo, por lo cual deberá cumplir con los requerimientos de potencia, par, velocidad, viscosidad y flujos requeridos por el sistema, para restablecer las condiciones con seguridad durante un paro no programado. Asumiendo que este evento pudiera presentarse durante el reinicio de operaciones del sistema de transporte de 16 °API, provocado por una emergencia mayor, tal como podría ocurrir durante un evento de huracán, emergencia en la terminal de almacenamiento en tierra o en la misma plataforma de bombeo.

Es decir, un paro de 72 horas, provocaría que el aceite crudo pesado que se encuentre acumulado a lo largo de los 85,000 metros del oleoducto submarino, que comunica la plataforma con la terminal de almacenamiento en tierra, alcanza una viscosidad aproximada de 3,600 centiPoises, debido a la reducción de velocidad y temperatura del fluido, en específico porque cuando se para el sistema el fluido se enfría hasta igualarse a la temperatura de 25 °C y es por ello que cambian las condiciones. Por lo tanto, el reto consiste en restablecer el transporte de aceite crudo pesado de 16 °API en el menor tiempo posible. De tal manera que los beneficios puedan ser evidentes para todos: cumplir con la estrategia comercial de mantener en el mercado la calidad del crudo en 21

°API el mayor tiempo posible y en consecuencia maximizar el valor económico de la producción al incrementar las exportaciones, así como cumplir con la demanda del sistema nacional de refinerías.

2.2 Análisis Comparativo.

Frecuentemente en el campo de la evaluación tecnológica se requiere del análisis comparativo, ya que muchas veces los equipos aparentemente son muy semejantes en cuanto a sus dimensiones, eficiencias y desempeño. Sin embargo siempre existen ventajas y desventajas cuando se comparan con las tecnologías de última generación. La metodología presentada consiste en establecer una comparación apropiada y válida. Para determinar como el sistema de bombeo, cumple satisfactoriamente los requerimientos mecánicos e hidráulicos, para restablecer las condiciones con seguridad y en el menor tiempo posible.

La evaluación tecnológica se realizó aplicando elementos de la teoría hidrodinámica y de dinámica de sistemas, en combinación con la experiencia del autor. No se incluyeron aspectos del área de automatización, instrumentación y control.

2.3 Criterios de Comparación.

Para poder llegar a una evaluación cuantitativa y cualitativa, se partió de los siguientes criterios:

- a. HIDRÁULICOS: Flexible con la viscosidad y flujos
- b. MECÁNICOS: Capacidad de potencia y par
- c. OPERACIÓN Y MATENIMIENTO: Confiabilidad y disponibilidad.
- d. ECONOMIA: Económicamente rentable
- e. SEGURIDAD: Confiabilidad de la operación
- f. AMBIENTAL: Uso de la energía

Uno de los aspectos más importantes al momento de seleccionar un sistema de bombeo es el tipo de fluido a desplazar. En ese momento, se deben considerar algunas variables como las características del petróleo, el porcentaje de agua, las presiones máximas permisibles de operación para los ductos y la viscosidad, entre otras.

Es por ello que, la selección de la bomba para casos especiales, es de uso común en la etapa de evaluación, ya que permite identificar las desventajas hidráulicas y mecánicas de las bombas convencionales.

2.4 Aplicación de la Metodología.

A continuación se muestra en la figura 2.1, la metodología empleada para el análisis comparativo. La suposición básica de este análisis es que los sistemas de bombeo operen en instalaciones costa afuera, habitadas, donde existen limitaciones de espacio e inclusive para la instalación de equipos auxiliares, de modo que los equipos deberán adaptarse a las necesidades de la plataforma existente y al requerimiento del sistema. También se considera que el sistema deberá emplear gas combustible para operar el equipo accionador.

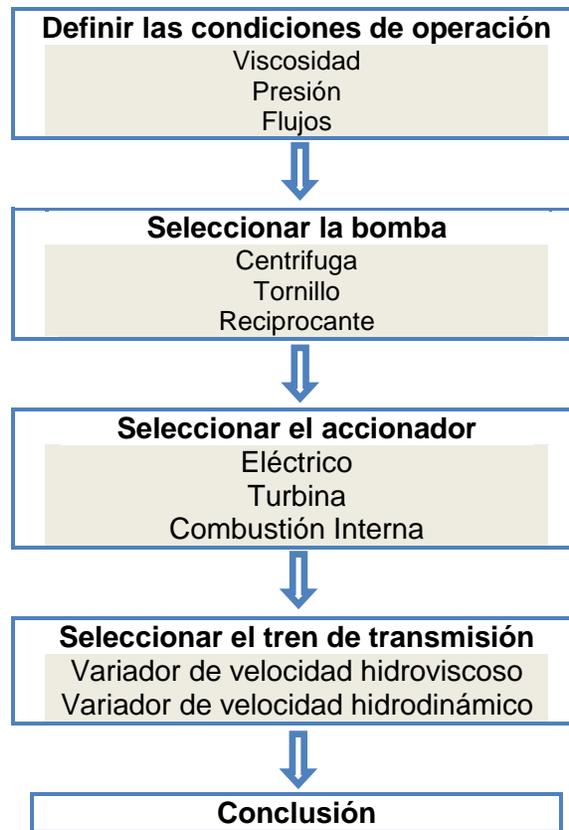


Figura 2.1 Metodología empleada para el análisis comparativo.

2.5 Condiciones de Operación.

El sistema de bombeo, deberá abarcar crudos de diversos grados de viscosidad, que oscilan entre 610 y 3,600 centiPoises (16 °API a 51.7 °C y 25 °C, respectivamente). Es por ello que se determinaron en la tabla 2.1, nueve condiciones de operación que

abarcan las condiciones de operación mínima, normal y máxima; las condiciones de operación, 7, 8 y 9, corresponden a la rampa de arranque en frío (paro no programado de 72 horas).

Tabla 2.1 Condiciones de operación para el sistema de bombeo.

	Condiciones de operación						Rampa de Arranque		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Flujo de aceite, m ³ /h	1,682	2,032.4	2,475.9	2,767.2	3,203.7	331.23	1,660	2,656	2,988
Flujo de agua, m ³ /h	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Corte de agua, %	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
Flujo total de líquido, m ³ /h	1,682	2,032.4	2,475.9	2,767.2	3,203.7	331.23	1,660	2,656	2,988
Flujo de gas, sm ³ /h	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Total de flujo, m ³ /h	1,682	2,032.4	2,475.9	2,767.2	3,203.7	331.23	1,660	2,656	2,988
Gravedad específica, °API	16	16	16	16	16	16	16	16	16
Temperatura de entrada, °C	40	44.3	45	47	51.7	25	33	41	42
Viscosidad del crudo, cP	1,362	911	990	919	610	3,600	2,241	1,361	1,228
Densidad del crudo, kg/m ³	0.9402 0.9659	0.9402 0.9659	0.9402 0.9659	0.9402 0.9659	0.9402 0.9659	0.9402 0.9659	0.9402 0.9659	0.9402 0.9659	0.9402 0.9659
Presión de entrada, kPa	343.2	343.3	343.4	343.5	343.6	343.7	343.8	343.9	343.10
Presión de salida, kPa	4,275.7	3,687.5	4,717.0	5,403.5	5,492.8	1,932	6,975	7,034	6,997
Presión diferencial, kPa	3,932.5	3,344.2	4,373.6	5,060	5,149.2	1,588.3	6,631.2	6,690.1	6,653.9

2.6 Selección de la Bomba.

Un análisis integral se desarrolla en torno a la viscosidad que pueden manejar las bombas centrífugas y de desplazamiento positivo, lo cual se presenta a continuación desde el punto de vista técnico.

2.6.1 Bomba centrífuga.

La desventaja de las bombas centrífugas, se relaciona con el incremento de viscosidad del aceite crudo, esto implica que aun realizando modificaciones a la bomba (cambiar el material de la flecha, aumentar el diámetro del impulsor, rediseñar los sellos mecánicos y su lubricación), el flujo será reducido y la potencia requerida aumentará. Debido a esa situación, las bombas centrífugas requerirán más energía y pese a ello también

disminuirán su capacidad de bombeo, hasta llegar a no poder bombear crudos con valores de viscosidad superiores a 200 centiPoises. [21]

Por otro lado, vale la pena recordar que las bombas centrífugas, para aplicaciones en el campo petrolero normalmente se prueban con agua. Su comportamiento en operaciones de campo con crudos viscosos debe calcularse a base de los datos de la prueba con agua y posteriormente corregir las curvas de operación de las bombas en base a la viscosidad, basado en el estándar ANSI/HI 9.6.7-2004. (Efectos de viscosidad de líquidos en el rendimiento de bombas rotodinámicas). [22]

En términos generales, con líquidos viscosos las bombas centrífugas requieren más energía y bajan su capacidad de bombeo, así como la altura de succión. Por otro lado, su comportamiento se reduce de manera drástica con fluidos del orden de 150 centiPoises de viscosidad. Esto implica, que el costo anual de la energía requerida puede resultar muy alto cuando estos equipos se usan para bombear crudos de mediana a baja viscosidad, aunque funcionen a tasas moderadas de bombeo.

2.6.2 Bomba de desplazamiento positivo tipo reciprocante.

Contrariamente a lo que ocurre en las bombas centrífugas, las válvulas de alivio de las bombas reciprocantes, también conocidas como bombas alternativas deben graduarse para presiones 25% más alta que la de diseño del sistema, para evitar que las pulsaciones de presión dañen los asientos de las válvulas. De ahí que los sistemas de bombas alternativas suelen necesitar en la descarga amortiguadores de pulsaciones para evitar daños graves. Frecuentemente, los amortiguadores se recomiendan también para las líneas de succión de las bombas alternativas para absorber las variaciones cíclicas de los flujos. De ese modo, se minimiza la continua aceleración de las pérdidas de presión que es típica en la succión de las bombas alternativas.

Pese a ello, la velocidad deba reducirse aún más si los fluidos contienen materiales abrasivos o gas disuelto; si las temperaturas del líquido son altas a la temperatura ambiente, si se trata de operaciones automáticas sin atención de personal, si el mantenimiento es inadecuado o si no hay bomba de relevo.

2.6.3 Bomba de desplazamiento positivo tipo tornillo.

Desde que se inventaron en 1922, las bombas de desplazamiento positivo del tipo tornillo, son muy eficientes para bombear crudos de 20 °API o más pesados (gravedad específica de 0.93 o más alta). Dichos crudos suelen tener viscosidades de más de 95 centiPoises a la temperatura de bombeo. La escala normal para lograr el óptimo rendimiento económico y de operación en este tipo de bombas es aplicable a fluidos con viscosidades de más de 19 centiPoises. [23]

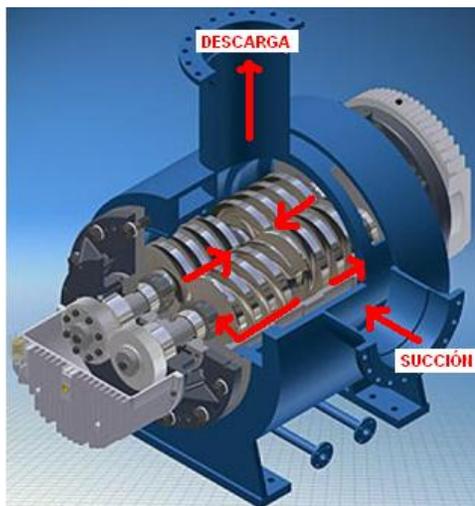


Figura 2.2 Bomba tipo tornillo

La bomba de tornillo de desplazamiento volumétrico mostrada en la figura 2.2, se caracteriza porque utiliza dos tornillos helicoidales opuestos que rotan dentro de una camisa y que hacen fluir el líquido entre el tornillo y la camisa. [24]

El eje tornillo conductor acciona a su conducido mediante un engranaje de sincronización que asegura la rotación simultánea de los tornillos, por lo que tampoco existe contacto entre los tornillos y el alojamiento que confina la cámara de bombeo. Cada par de tornillos desplazan el fluido produciendo continuamente un empuje uniforme, desde las dos entradas de admisión hasta el centro de la bomba, donde se ubica la descarga de presión. [25]

Debido a que las fuerzas hidráulicas que se generan son opuestas e iguales, el rotor se equilibra hidráulicamente en forma axial. Los elementos de bombeo (tornillos) no se tocan entre sí, pues están sincronizados mediante engranes. El desplazamiento del bombeo está regido por el tamaño del tornillo, el avance del tornillo y la velocidad. [26]

Adicionalmente, carecen de contactos internos de metal a metal y pueden bombear líquidos que contengan altos porcentajes de gas (hasta 40% en volumen de gas sin que se afecte su funcionamiento). [27]

Las bombas de tornillo por otra parte, son mucho más adecuadas para rangos de presiones de 10 a 345 bares (100 a 5,000 lbs/pg²) y flujo de 0.25 a 3,400 m³/hr, por lo que se usan en sistemas de recolección de crudo, en patios de almacenamiento y en buque tanques de tipo FSO (Sistema flotante de almacenamiento de carga y descarga) y FPSO (Sistema flotante de proceso, almacenamiento de carga y descarga). Muchas de estas bombas actualmente están en servicio en países como Colombia, Venezuela, USA,

Canadá, Singapur, Alemania, Rusia, China, Indonesia, Egipto, Kuwait, México, Perú y Arabia Saudita, entre otros. [28]

Adicionalmente, son mucho más eficientes que las bombas centrífugas para bombeo de crudos pesados, porque sus costos de operación son notablemente más bajos a causa de sus bajos consumos de energía. En la figura 2.3 se comparan las bombas centrífugas con las de tornillo, en función de la viscosidad del líquido que manejan. [23]

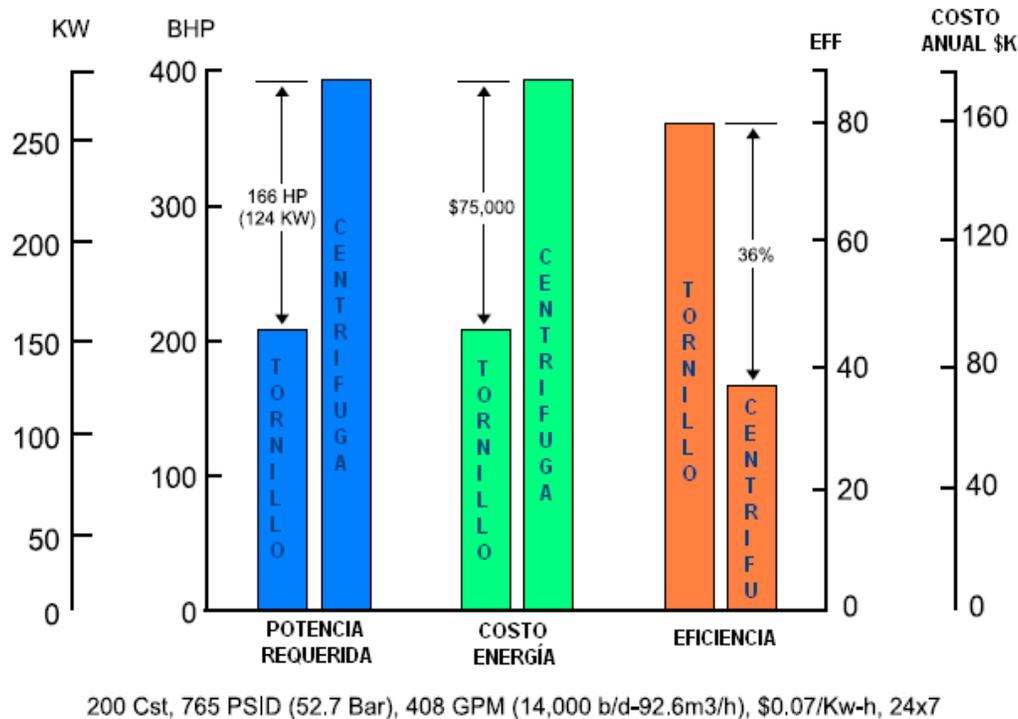


Figura 2.3 Comparación del comportamiento de las bombas de tornillo con las centrífugas (potencia requerida, costo de energía y eficiencia).

2.7 Selección del Accionador (Equipo Motriz).

De acuerdo a la potencia máxima demandada por la bomba rotativa tipo tornillo, el siguiente paso es identificar el equipo motriz más adecuado para mover la bomba, el cual se selecciona entre motor eléctrico, motor de combustión interna o turbina de gas, que se determina en función al requerimiento de equipo auxiliar, espacios, peso, y costo entre otros.

A continuación se describen las características de cada uno de estos equipos.

2.7.1 Motor eléctrico.

La impulsión de bombas tipo tornillo mediante motores eléctricos resulta una práctica común en instalaciones terrestres. Esto implica que para limitar las variaciones de la demanda de corriente eléctrica y recalentamiento, son necesarios otros dispositivos como variadores de velocidad o variadores de frecuencia, principalmente para evitar prolongados lapsos de aceleración durante el arranque, e inclusive para acelerar la bomba. [29,30]

A pesar de las ventajas que ofrecen los motores eléctricos, como pueden ser el rozamiento despreciable entre el eje y cojinetes que reducen los niveles de ruido, estos no resultan adecuados en instalaciones costa afuera donde existan limitaciones de espacio y peso, pues además de ser motores muy grandes por la potencia requerida, necesitan para operar equipos adicionales, tales como generadores eléctricos, cuarto de control, transformadores de potencia y variadores de frecuencia en ambientes climatizados.

2.7.2 Motor de combustión interna.

Un motor de combustión interna del tipo alternativo o de pistón, conocido como reciprocante, trabaja a velocidades relativamente bajas. Y por los altos niveles de ruido y vibración que emiten durante su operación, suelen utilizarse en plataformas marinas no habitadas. En específico, para un motor de combustión interna, la velocidad oscila entre 750 a 1,400 revoluciones por minuto, dando como resultado una mayor flexibilidad operativa en la variación de velocidad. Sin embargo, los motores reciprocantes producen flujos con extremas fluctuaciones de presión. El resultado es la posibilidad de daños de tuberías, válvulas, instrumentos y otros componentes, a causa de los altos picos de presión y fatiga cíclica. Si bien son razonablemente eficientes, son de alto costo y requieren mucho espacio y mantenimiento. En promedio, el motor de combustión interna es 2.35 veces más pesado que la turbina de gas y que requiere ser instalado sobre fuertes estructuras firmes, con cimientos totalmente independientes de las paredes, pisos y soportes de estructuras vecinas. [31]

2.7.3 Turbina de gas.

Una turbina de gas convierte el combustible disponible en potencia mecánica de salida para mover la bomba. La solución turbina de gas, resultó ser el accionador más adecuado en aplicaciones costa afuera, que se traduce en sistemas que requieren menos espacio, menos ruido, menor peso y menores esfuerzos por pulsaciones. Además su tecnología permite su repotenciación cuando se presenten variaciones en el proceso, de lo contrario se tendría que cambiar el motor eléctrico o de combustión interna, por otro de mayor capacidad. Así mismo, los sistemas auxiliares necesarios para los paquetes turbobombas están disponibles en las plataformas existentes y solo requieren de ajustes

menores, que representan un paquete con alta flexibilidad operativa y confiabilidad en su operación. [32]

Por otro lado, el emplear cualquier otro equipo que no sean turbobombas, implica incorporar mayor peso a la plataforma, de modo que sería necesario, entre otras acciones, reforzar estructuralmente el área sumergida de la plataforma al nivel del lecho marino (-31.5 metros) para eliminar los esfuerzos de las conexiones de los marcos transversales, que se muestran en la figura 2.4.

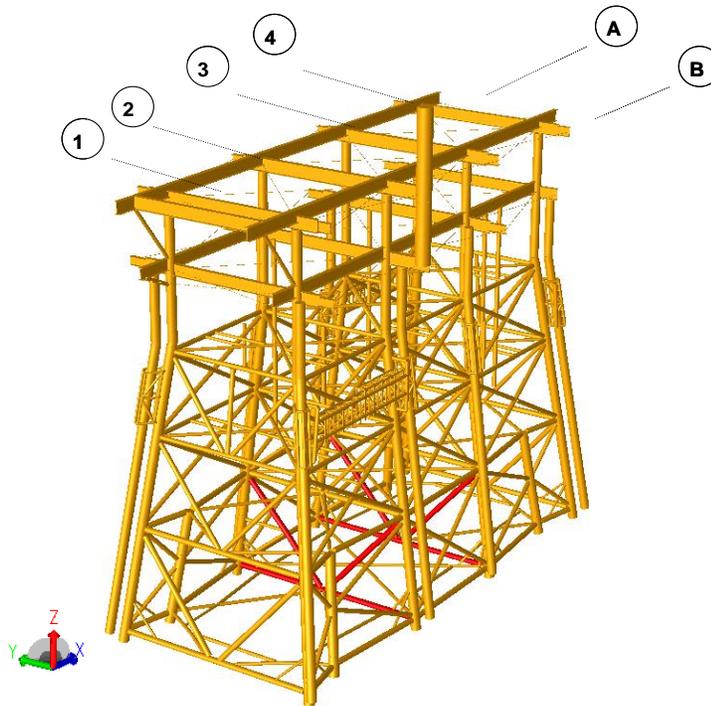


Figura 2.4 Modelo estructural de la plataforma de bombeo.

2.8 Selección del Tren de Transmisión.

Analizando el comportamiento mecánico del paquete turbo bomba para manejo de crudo pesado de 16 °API, se identificaron limitaciones en la turbina de gas al intentar trabajar la bomba con un flujo mínimo, lo cual representa velocidades de 530 rpm. Esto significa, que el flujo que puede mover la bomba será dominada por la velocidad de la misma, la cual depende de las condiciones del cabezal de descarga y de succión. Por ello, el control de la velocidad de la bomba está regido por el flujo que este debe de mover. De modo que, si se desea bombear un flujo mínimo de 331.23 m³/h (50,000 barriles por día) la velocidad necesaria de la bomba será de 530 rpm y para flujo máximo la velocidad será de 1,800 rpm.

Si el equipo motriz de la bomba es una turbina de gas, entonces el control de la velocidad deberá ser regido por la turbina. No obstante para que la turbina tenga una óptima eficiencia térmica, la velocidad de operación debe encontrarse en el intervalo del 80-100% (13,200-16,500 rpm) de la velocidad de la turbina de potencia (Npt), por lo tanto la turbina deberá bajar su velocidad a través de la caja reductora de velocidad hasta alcanzar 530 rpm para que la bomba pueda manejar el flujo mínimo.

Por otro lado, la velocidad mínima de la turbina de potencia no debe ser menor al 50 % (8,250 rpm), ya que este punto marca el límite de auto sustentación, es decir la flama en el quemador está en el límite de la relación aire-combustible (si hay menos aire se apaga la flama y si hay menos combustible ocurre lo mismo). Por lo tanto, las turbinas de gas requieren entonces de una caja reductora de velocidad (caja de engranes) para trabajar a velocidades bajas, además de un elemento adicional que permita tener la capacidad y flexibilidad operativa para poder operar la bomba a flujos mínimos.

Por consiguiente, los resultados del análisis fundamentan la decisión de incluir dentro de la configuración del sistema de bombeo un variador de velocidad hidrovicoso o un convertidor de par hidrodinámico. Este variador de velocidad o convertidor de par debe ser capaz de resolver los problemas más críticos, tales como velocidad mínima para cumplir con los flujos de operación y par máximo requerido por la bomba, lo cual se combina con las experiencias en aplicaciones de bombas tipo tornillo en la industria petrolera con fluidos viscosos.

A continuación se describen las características del variador de velocidad y convertidor de par.

2.8.1 Variador de velocidad variable tipo hidrovicoso.

Un variador de velocidad variable del tipo hidrovicoso, conocido en la industria como Synchrodrive, se muestra en la figura 2.5.

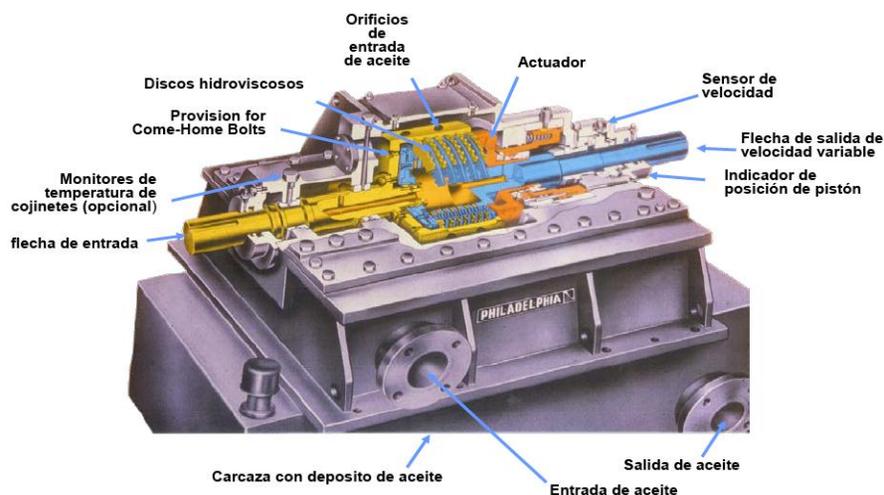


Figura 2.5 Componentes principales del variador de velocidad hidrovicoso [33].

Las características constructivas de un Synchrodrive, le permiten transmitir un par mediante la fricción de un paquete de discos y una película de aceite, tal como se representa en la figura 2.6.

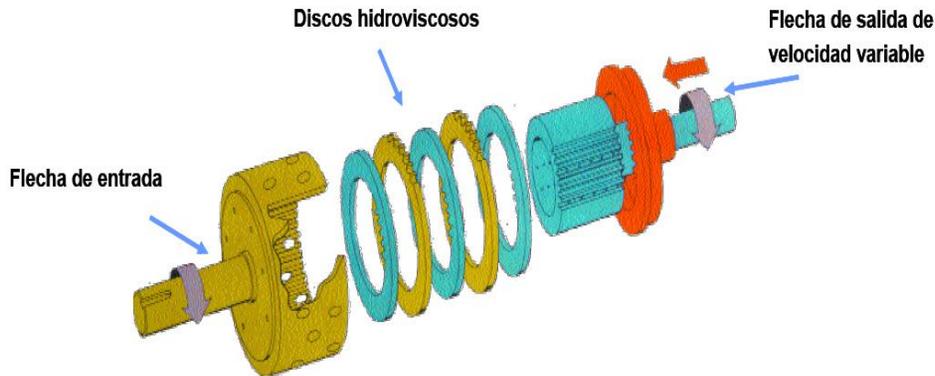


Figura 2.6 Características constructivas de un variador de velocidad hidrovíscoso.

El par que se transmite es proporcional a la fuerza variable con la que los discos se presionan entre sí. Mientras más alta es la presión entre discos, más alta es la velocidad de salida, ya que la fricción entre los discos será más alta. El par y velocidad que se transmiten son proporcionales a la fuerza variable con la que los discos son presionados entre sí. En este equipo a menor transmisión de velocidad de salida menor es su par transmitido.

Debido a la fuerza centrífuga, las partículas de aceite son llevadas hacia el exterior de los discos. Esta acción natural de bombeo asegura que se forme una película uniforme de aceite a lo largo de toda la cara de los discos friccionantes. La película de aceite se recircula hacia una bomba que reabastece de aceite desde un cárter hacia un intercambiador de calor y de nuevo hacia la entrada del equipo, tal como se ilustra en la figura 2.7.

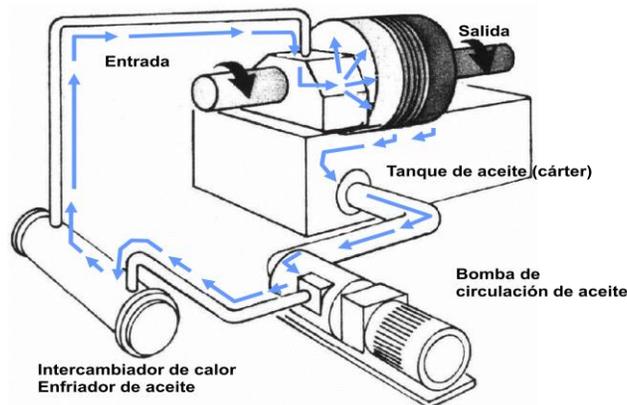


Figura 2.7 Sistema de lubricación del variador de velocidad hidrovíscoso.

Sin embargo, el variador de velocidad hidroneumático Synchrodrive, está limitado para operar únicamente en la rampa de arranque y por intervalos cortos de tiempo, debido a que se limita a transmitir un par mediante la fricción de un paquete de discos y una película de aceite, lo que representa que a mayor decremento de velocidad mayor sea la fricción y menor la vida útil del equipo, por lo que requiere equipo adicional para limpieza del aceite de lubricación. Reportes técnicos obtenidos en entrevistas con usuarios, indican que estos variadores de velocidad operan al 75% de acoplamiento, por cortos periodos de tiempo.

Esto representa, que cuando el variador de velocidad trabaje, se tendría que operar la turbina de gas a velocidades menores al 50% (condiciones anormales de operación). Sin embargo, aún con la ayuda de la caja reductora de velocidad, no es recomendable que la turbina se mantenga operando durante varias horas continuas de operación a velocidades bajas, para cubrir las condiciones requeridas por el equipo de bombeo durante el arranque en frío.

Por consiguiente, cuando opere la bomba en velocidades de 900 a 1,800 rpm, la velocidad de operación será dominio de la turbina de gas, llegando esta a la velocidad mínima del 50 % de la velocidad de turbina de potencia (Npt), en donde la velocidad se reduce de 7,750 rpm a 900 rpm en la salida de la caja de engranes, en este intervalo el variador de velocidad hidrovicoso está totalmente embragado, funcionando como un cople mecánico, con una eficiencia del 98 % a 98.5 %, pero si el sistema de transporte requiere bajar aún más las condiciones de flujo y por consiguiente bajar la velocidad angular (rpm) de la bomba, por debajo de las 900 rpm, el variador de velocidad deberá desembragarse e iniciar la variación de velocidad hasta 530 rpm, y en cualquier arranque ir desde cero rpm hasta las 530 rpm, como parte del arranque suave del equipo de bombeo e ir incrementando hasta las 900 rpm en donde quedaría nuevamente embragado.

Cuando se requiere manejar un flujo menor a los 331.23 m³/h (50,000 barriles por día), el control de velocidad de la bomba cambia al variador de velocidad Synchrodrive, que es un clutch con actuador hidráulico que permite un deslizamiento controlado entre sus flechas de entrada y salida. La turbina sigue girando a su velocidad mínima estable (50 % Npt), mientras el variador de velocidad (Synchrodrive clutch) pasaría a controlar la velocidad requerida de la bomba.

2.8.2 Convertidor de par hidrodinámico.

El convertidor de par (también conocido como convertidor de torque), se basa en el principio hidrodinámico de Föttinger. Se compone de un circuito hidráulico con tres elementos internos: rueda bomba, rueda turbina y una rueda guía de reacción con ángulo variable para la regulación de los pares transmitidos y del número de revoluciones. [34]

En virtud de que la rueda bomba estaría acoplada a través del eje de entrada con el equipo accionado (turbina de gas) y la rueda turbina a través del eje de salida con maquina conducida (bomba tipo tornillo). La energía mecánica del accionador se

convierte en energía cinética del fluido en la rueda bomba. Mientras que una bomba de engranes suministra la presión de servicio, para que el fluido elástico (aceite) sea impulsado hacia la rueda turbina, la cual convierte de nuevo la energía cinética del fluido en energía mecánica de trabajo. Los alabes guías variables que se muestra en la figura 2.8, regulan el flujo de aceite y así se puede variar la velocidad de salida. De modo que, la rueda guía de álabes fijos de reacción absorben en este caso la diferencial entre el par de entrada y el par de salida, facilitando de este modo una conversión de par. Por lo tanto, se puede decir que un convertidor de par, es equivalente a una caja de engranes hidrodinámica con capacidad de variar tanto la velocidad como el par.

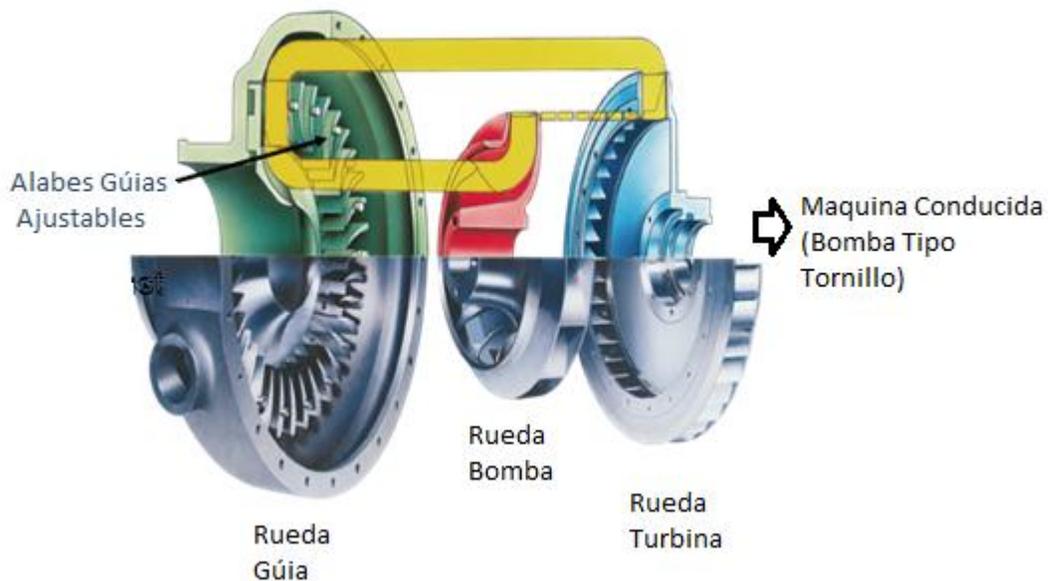


Figura 2.8 Convertidor de par hidrodinámico.

Asimismo, la figura 2.9 muestra los elementos principales de un convertidor de par, donde se puede apreciar que entre la rueda bomba, la rueda turbina y la rueda guía de reacción no existen uniones mecánicas entre la entrada y la salida, por lo tanto el par se transmite mediante el fluido de trabajo (aceite).

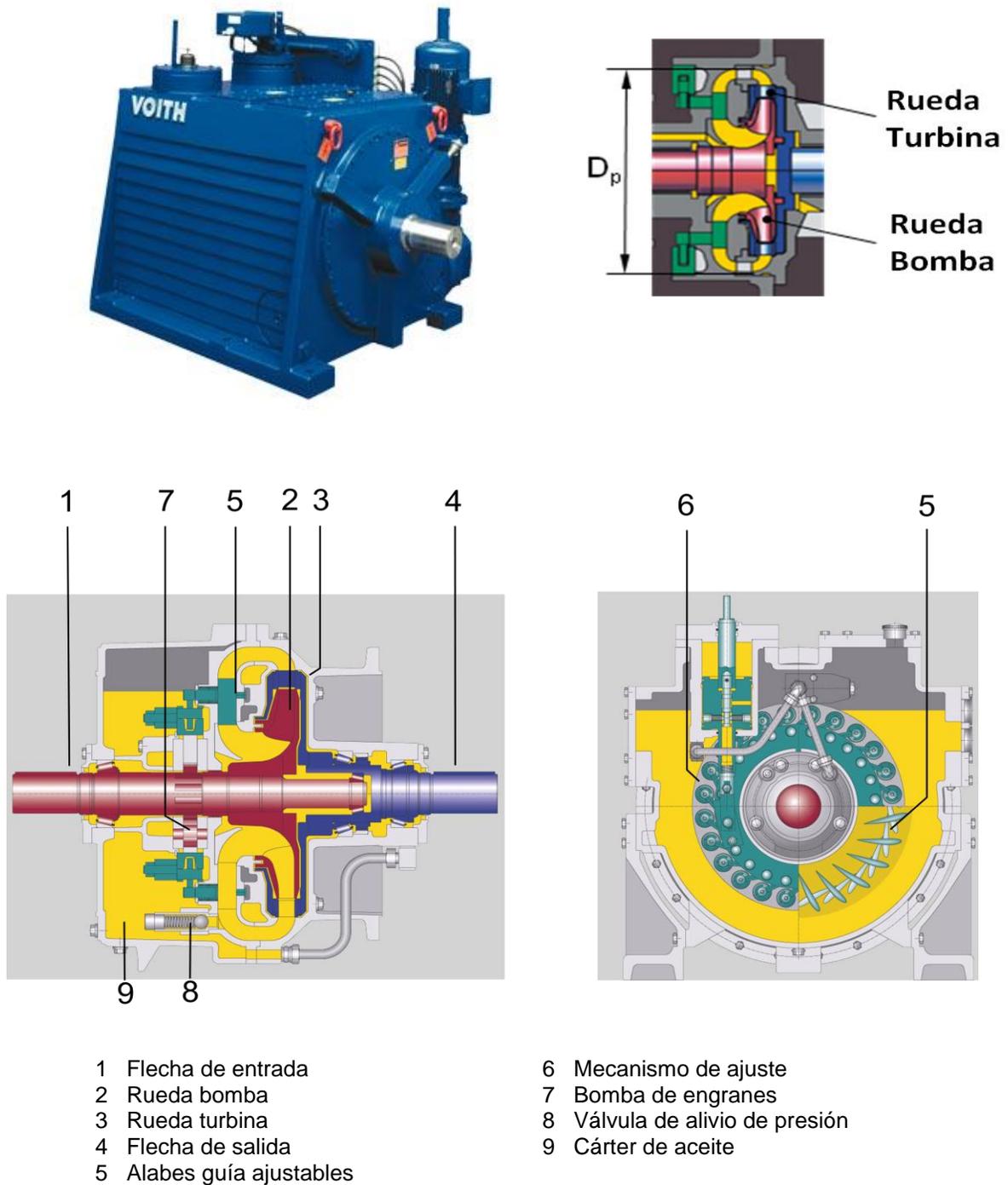


Figura 2.9 Elementos principales de un convertidor de par hidrodinámico.

La transmisión de potencia hidráulica, está dada por la ecuación (2.1). Esto significa que en función de la tercera potencia de la velocidad de accionamiento, la rueda bomba absorbe la energía mecánica del accionador (turbina de gas) y la convierte por una aceleración de la masa del líquido en energía cinética. La rueda turbina convierte de nuevo la energía cinética conferida a la corriente de aceite en energía mecánica. La rueda guía de reacción absorbe los pares de diferencia ($M_2 - M_1$) entre la rueda bomba y la rueda turbina efectuando la conversión del par.

A través de la variación de los álabes de la rueda guía la corriente de aceite y por ello la absorción del par y la cesión del par son variadas a discreción.

$$P_1 = \lambda \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot D_p^5 \quad (2.1)$$

$$M_1 = \lambda \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot D_p^5 \quad (2.2)$$

$$M_2 = \mu \cdot M_1 \quad (2.3)$$

Donde λ es el coeficiente de potencia y μ la razón de par

$$D_p = \sqrt[5]{\frac{P_1}{\rho \cdot \lambda \cdot \omega^3}} \quad (2.4)$$

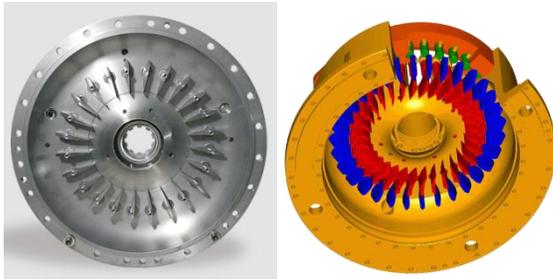
$$P_1 \approx D_p^5 \cdot n_1^3 \quad (2.5)$$

$$M_1 \approx D_p^5 \cdot n_1^2 \quad (2.6)$$

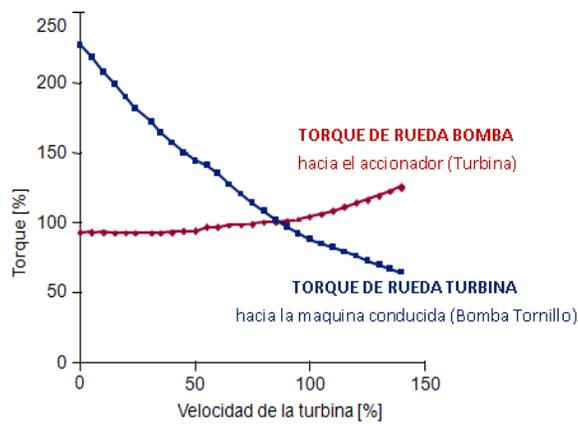
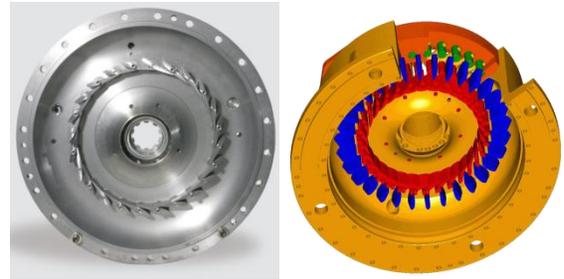
En la figura 2.10 se puede observar que en el punto de arranque (donde el número de revoluciones de salida es cero), el par del accionador (M_1), al estar abiertos los álabes guía de reacción al 100 %, absorbido por el convertidor de par, es aumentado en la relación de aproximadamente 2:1.

Al crecer la velocidad de salida del convertidor (n_2), el par de salida del convertidor disminuye (M_2), adaptándose automáticamente el convertidor a las condiciones de carga resultantes.

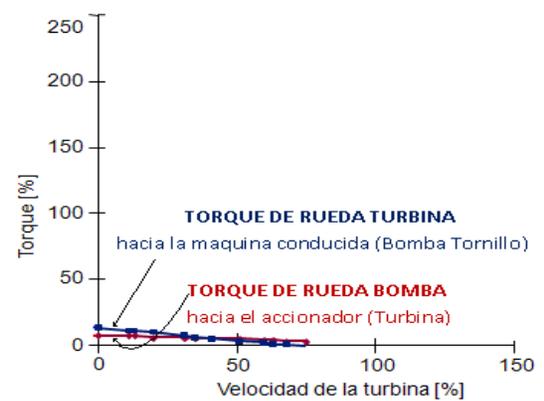
Álabes 100% Abiertos



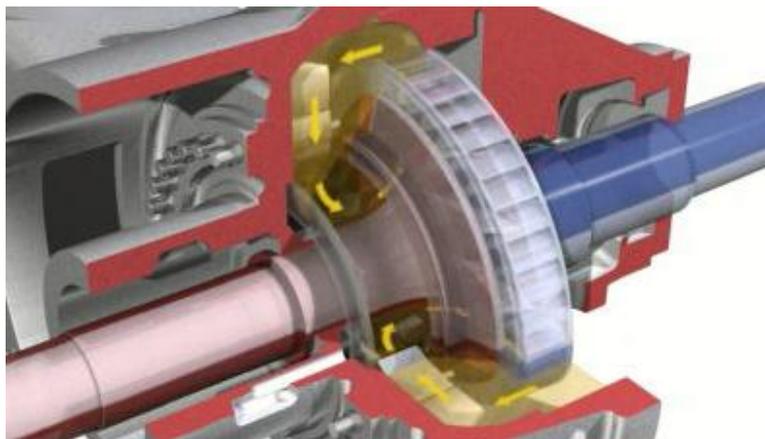
Álabes 100% Cerrados



(a)



(b)



(c)

Figura 2.10 Álabes guías para diferentes aperturas de álabes guías a velocidad de entrada constante.

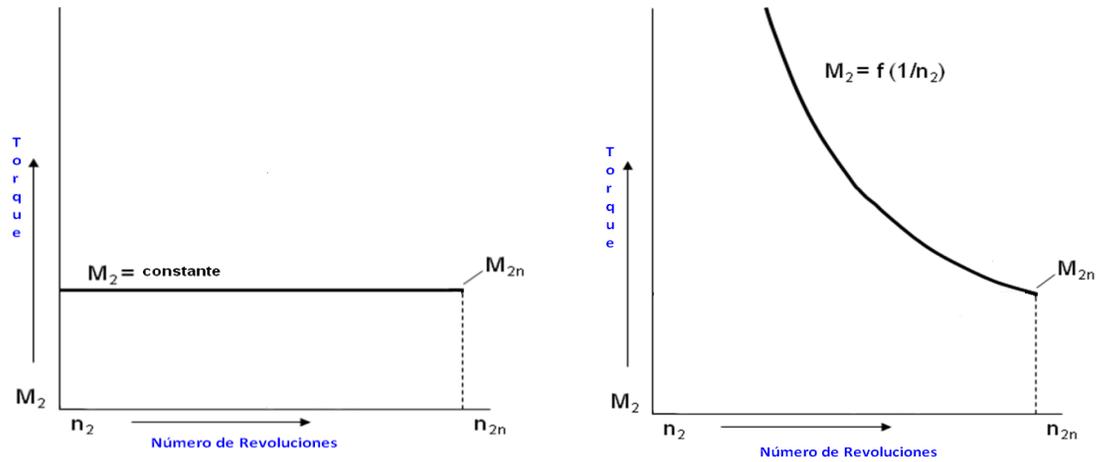
En la figura 2.10 (a), se representa el par en la rueda bomba del convertidor, conectada hacia el accionador (turbina) y el par de la rueda turbina, conectada hacia la máquina accionada (bomba tipo tornillo). El par en ambos elementos varía en función de la velocidad de la rueda turbina, misma que depende en un cierto punto de apertura de los álabes guía. Estas curvas representan una posición de álabes guía determinada y como se puede observar, el par en la rueda turbina es mayor al par en la bomba cuando la velocidad de la turbina es aproximadamente menor al 90%. Esto quiere decir que un convertidor de par transforma la energía (cinética) del accionador, en energía (potencial) en forma de par en la turbina.

Por ejemplo, considérese que las curvas mostradas en la gráfica 2.10 (a), representan una posición de apertura de álabes guía del 100% y que la máquina accionada se encuentra en reposo (velocidad de la turbina = 0). En ese punto, el equipo accionador arranca (rueda bomba) y desarrolla un par cercano al 100%, sin embargo debido a la transformación de energía en el convertidor de par, la rueda turbina desarrollará un par cercano al 225 % del par de entrada. Este punto es instantáneo cuando la velocidad de la turbina es igual a cero e irá decreciendo el par en la rueda turbina conforme el equipo accionado rompa su inercia lastrante y comience a moverse (velocidad de la turbina). En este ejemplo de curvas, cuando la velocidad de la máquina accionada (rueda turbina) es aproximadamente igual al 90% el par que genera la rueda turbina es igual al 100% del par que genera el equipo accionador (rueda bomba).

Un punto interesante es que el par que genera el accionador permanece relativamente constante a pesar de las diferencias de velocidad en la rueda turbina. Este fenómeno presenta ciertas ventajas para el accionador, ya que evita que el accionador perciba requerimientos elevados de par y sea forzado. De alguna forma, el convertidor de par generará justo lo que la máquina conducida le pida en términos de par y velocidad.

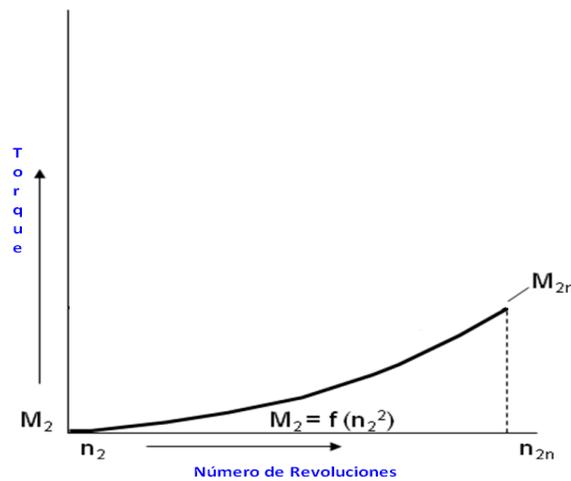
Por otro, lado la figura 2.10 (b), muestra la posición de álabes guías cerrados al 100 %, limitando la cantidad de aceite que retorna hacia la rueda bomba y que es impulsada hacia la rueda turbina (2.10 (c)). De modo que, el par que se genera en la rueda turbina es menor que con los álabes guía completamente abiertos y de la misma forma el par de la rueda bomba es menor que cuando los álabes guía se encuentran completamente abiertos.

El diagrama de la figura 2.11 muestra las curvas características de los convertidores de par. El desarrollo de par contante, se exige sobre todo en bombas tipo tornillo, que trabajan sobre una presión constante tanto con un ajuste más bajo del número de revoluciones como también con un ajuste alto del número de revoluciones. Por lo que proveen un amplio rango de regulación de velocidad con una curva de eficiencia plana. El desarrollo de par hiperbólico, resulta en máquinas de trabajo con un consumo de fuerza constante, por ejemplo en procesos de enrollado y estirado. Mientras que el desarrollo de par parabólico, se presenta en bombas centrífugas y compresores.



a. Desarrollo de Par Constante.

b. Desarrollo de Par Hiperbólico.



c. Desarrollo de par Parabólico

Figura 2.11 Curvas características de un convertidor de par en diferentes máquinas conducidas.

Los convertidores de par, son especialmente apropiados para accionamientos por motores eléctricos con números de revoluciones constantes. Las máquinas de trabajo más importantes son bombas de pistón, compresores, extrusionadores, agitadores, bombas centrífugas, excavadoras, tornos, hornos giratorios y bombas de desplazamiento positivo tipo tornillo entre otros. Muchos de estos convertidores actualmente están en servicio en países como: Siria, Rusia, USA, Gran Bretaña, Corea, Alemania, Bangladés, Egipto, Irán, Catar, España, Kuwait, Omán, Turkmenistán y México, entre otros.

Por otro lado, aspectos operativos, durabilidad, mantenimiento, confiabilidad, dimensiones y requerimientos de equipo auxiliar, para el convertidor de par hidrodinámico, expresadas por usuarios de Ecopetrol en Colombia, Petrobras en Brasil, planta de Nitrógeno en Tabasco y Refinería Francisco I. Madero en Ciudad Madero, Tamaulipas, se mencionan a continuación: [31,35]

2.8.2.1 Mayor capacidad de potencias.

Un convertidor de par, tiene la característica de multiplicar el par de entrada y generar un par de salida varias veces mayor que el de entrada. Por lo que los hace especialmente aptos para conducir bombas de tornillo, ya que el par que se requiere para accionar estas bombas es relativamente alto a bajas velocidades. Además tiene la cualidad de amortiguar las vibraciones torsionales que se produzcan tanto del lado accionador como del lado bomba, protegiendo el tren completo. El control de un convertidor de par es sumamente sencillo, limitándose a una señal normalizada de 4 a 20 mA que mediante un actuador electrohidráulico mueve los álabes guía variables.

2.8.2.2 Menor requerimiento de servicio y mantenimiento.

El convertidor de par requiere de un mínimo mantenimiento, ya que no existen partes sujetas a desgaste. El manual indica un periodo de mantenimiento de 3 años en operación continua. Este mantenimiento rutinario normalmente se lleva a cabo en el propio sitio de trabajo, dura aproximadamente 5 días y consiste en el desensamble, limpieza, inspección, (en cuyo caso solo podría requerirse, el cambio de rodamientos o cojinetes).

2.8.2.3 Confiabilidad y disponibilidad.

El convertidor de par será definitivamente el equipo con mayor índice de confiabilidad y disponibilidad en el tren de bombeo. Estadísticamente, este equipo tiene una confiabilidad del 99.99%, la cual no es comparable ni de lejos con la confiabilidad de otro tipo de accionamientos de velocidad variable. El MTBF (Tiempo Medio entre Fallos) estadístico supera los 39 años.

2.8.2.4 Flexibilidad.

Debido a la dificultad para proveer las condiciones futuras del fluido a bombear (crudo de 16 °API), es imprescindible contar con elementos que permitan flexibilizar la operación del tren de bombeo. Un convertidor de par tiene la capacidad de accionar las bombas con mayor o menor par y con mayor o menor velocidad, según sea requerido. La limitante futura en el tren de bombeo no será, con seguridad, el convertidor de par.

CAPÍTULO III

EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE BOMBEO

En este capítulo se dan a conocer los resultados de la evaluación integral del sistema de bombeo. Los resultados, incluyen las necesidades del sistema y la condición de máxima viscosidad para el crudo pesado de alta viscosidad.

El propósito consiste en mostrar los aspectos más relevantes del proceso de evaluación técnica, iniciando con la selección de la lista de los tres principales preseleccionados de bombas, hasta culminar con la distribución hidráulica del flujo en los cabezales de succión y descarga.

Las corridas de desempeño y las curvas de operación para los diferentes puntos de operación descritas en la tabla 2.1, han sido incorporadas en el anexo A.

3.1 Evaluación de la Bomba Tipo Tornillo.

Las bombas de tornillo son un tipo especial de bomba volumétrica rotativa en el cual el flujo a través del elemento de bombeo es axial. El líquido se lleva entre las cuerdas de las roscas de los tornillos y se desplaza axialmente cuando los tornillos giran (figura 3.1). En el resto de las bombas rotatorias el líquido se fuerza circunferencial, caracterizando así a las bombas de tornillo con un patrón de flujo axial único y velocidades internas bajas, esto es una ventaja para aplicaciones donde la agitación líquida no es deseable. [36]

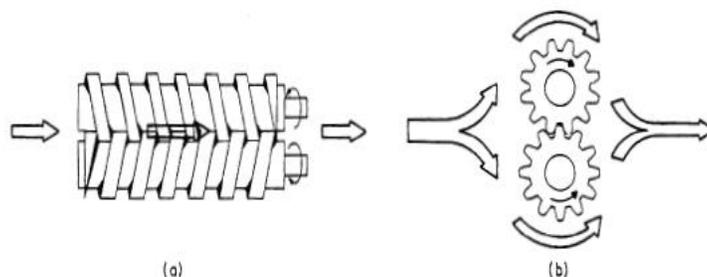


Figura 3.1 Elementos del tornillo (a) flujo axial y (b) flujo circunferencial.

Para seleccionar la mejor bomba tipo tornillo, a continuación se describen los métodos de cálculo para estimar niveles de ruido, velocidad axial, pulsaciones de presión y velocidad óptima de la bomba.

3.1.1 Deslizamiento en volumen, V_g

Una bomba de desplazamiento positivo tipo tornillo, se caracteriza por que entrega una cantidad definida de líquido en cada revolución de los tornillos. Esta entrega se puede definir en términos de volumen V_g , que es el volumen teórico desplazado por la revolución de los tornillos y es dependiente solamente del número de tornillos, el perfil del tornillo (X) y el diámetro del tornillo.

$$V_g = \frac{B^2 \cdot s \cdot X}{4 \cdot 10^6} \quad (3.1)$$

Para el modelo L4 $\rightarrow X = 3.60$

3.1.2 Flujo teórico, Q_g

El flujo teórico es una función de la velocidad del rotor y del volumen desplazado.

$$Q_g = \frac{B^2 \cdot s \cdot X \cdot n}{4 \cdot 10^6} = V_g \cdot n \quad (3.2)$$

3.1.3 Flujo teórico promedio, Q

Si no existiera separación interna entre los tornillos, el flujo entregado por la bomba sería el flujo neto real Q_g . Las separaciones sin embargo siempre existen, por lo que siempre ocurren pérdidas volumétricas, este flujo de salida Q_v varía dependiendo del tipo o el modelo de la bomba, la geometría de la separación, la viscosidad del líquido, la velocidad de rotación de los tornillos y la presión diferencial. Por lo tanto el flujo promedio Q , que se representa a través de la ecuación (3.3), corresponde al flujo desplazado por la bomba.

$$Q = Q_g - Q_v \quad (3.3)$$

Por consiguiente, las pérdidas internas en una bomba de tornillos consisten en una corriente de flujo de la descarga hacia la succión de la bomba, a través de los claros entre los rotores y la carcasa y, en menor grado, entre los rotores mismos. Estas pérdidas

se denominan deslizamiento, y son ocasionadas por la presión diferencial a lo largo de los rotores.

La magnitud del deslizamiento varía dependiendo del tipo y modelo de bomba, los claros, la viscosidad del líquido manejado y la presión diferencial. El deslizamiento es directamente proporcional a la presión diferencial e inversamente proporcional a la viscosidad. La velocidad de operación prácticamente no tiene ningún efecto sobre el deslizamiento.

Si la presión diferenciada es casi cero, el flujo de la salida se puede despreciar, por lo tanto $Q=Q_g$. Esto representa que el flujo teórico no es dependiente de la presión diferenciada para una bomba de desplazamiento positivo, como se puede observar en la figura 3.2.

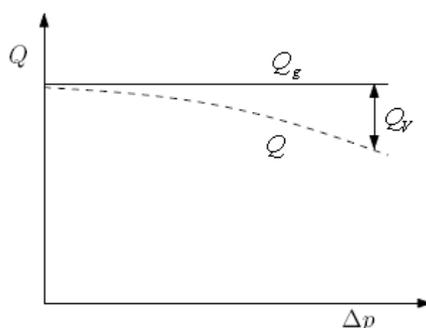


Figura 3.2 Flujo teórico contra presión diferencial para una bomba de tornillo.

El flujo teórico de cualquier bomba se puede calcular fácilmente si se conocen todos los parámetros geométricos dimensiones del tornillo, mostrados en la figura 3.3

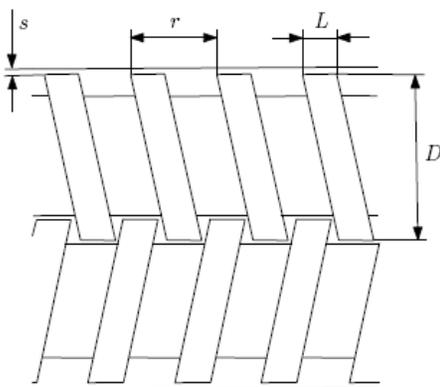


Figura 3.3 Parámetros geométricos de los tornillos.

Para cualquier configuración del tornillo, la semejanza geométrica asume que el tamaño de cada cavidad, es proporcional a la longitud L y superficie transversal del tornillo.

Donde el pitch r , se conoce como la distancia que hay entre cresta y cresta de una cuerda medida, sobre el diámetro nominal D .

Por lo tanto, el flujo de volumen de cada cavidad es proporcional al cubo del diámetro nominal a la velocidad de rotación n .

$$Q = kD^3n \quad (3.4)$$

$$Q = k_1 \cdot r \cdot D^2n \quad (3.5)$$

Donde $r=kD/k_1$, con k y k_1 constantes.

$$r = \frac{kD}{k_1}$$

Para el modelo de bomba de tornillo L4, el flujo volumétrico es,

$$Q = V_g \cdot n - \frac{B^{1.3} \cdot S^{1.2} \cdot \Delta P}{5000} \cdot \sqrt[3]{\frac{37.4}{\nu}} \quad (3.6)$$

3.1.4 Potencia, P

La demanda de potencia está en función de la hidráulica de la bomba y de la fricción (P_R).

$$P = P_H + P_R \quad (3.7)$$

$$P = \frac{Q_g \cdot \Delta P}{600} + P_R \quad (3.8)$$

$$P_{hid} = \frac{Q \cdot \Delta P}{600} = \frac{L/\min \cdot bar}{600} \quad (3.9)$$

$$P = P_{hid} + \frac{\left[\left(\frac{(B \cdot 2.1)(S \cdot 0.22)}{16000} \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{\nu}{37.4}} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{n}{1450} \right)^4} \right]}{\eta} \quad (3.10)$$

$$P_{tot} = 1.03 \cdot P + \text{pérdidas de potencia del convertidor de par} \quad (3.11)$$

Nota: El 3% adicional de pérdida de potencia es por la caja de engranes.

Entonces para el modelo L4 se tiene

$$P = \frac{Q_g \cdot \Delta P}{600} + \left(\frac{B^{2.08} s^{0.22}}{7500} - 0.30 \right) \sqrt[3]{\frac{v}{37.4} \left(\frac{n}{1450} \right)^{4/3}} \quad (3.12)$$

Donde: $v < 37.4 \rightarrow v = 37.4$

3.1.5 Eficiencia volumétrica, η_v

$$\eta_v = \frac{4 \cdot 10^6 Q}{B^2 \cdot X \cdot s \cdot n} \quad (3.13)$$

3.1.6 Eficiencia mecánica, η_m

$$\eta_m = \frac{Q_g \cdot \Delta P}{6 \cdot P} \quad (3.14)$$

3.1.7 Eficiencia total, η_{Total}

$$\eta_{Total} = \frac{Q \cdot \Delta P}{6 \cdot P} \quad (3.15)$$

3.1.8 Velocidad axial, V

$$V_{Axial} = \frac{s \cdot n}{60000} \quad (3.16)$$

3.1.9 NPSH de la bomba, NPSH

$$NPSH = \frac{1.5 \sqrt{v}}{152} + \left(0.695 + 0.026 \cdot v^{0.446} \right) \cdot e^{V_{Axial} \left(0.283 + \frac{1}{1000} v^{0.6388} \right)} + 0.5 \quad (3.17)$$

$e = \text{Número de Euler (2.71828)}$

3.1.10 Nivel de Ruido, L_0

$$L_0 = \frac{3.25 \sqrt[3]{B} \cdot 4 \sqrt{s} \cdot 5 \sqrt[5]{n}}{1.5} + 2.5 \sqrt{\Delta P} + 29 \quad (3.18)$$

3.1.11 Frecuencia de Pulsaciones, F

$$F = \frac{n}{30} \quad (3.19)$$

3.1.12 Velocidad sugerida de la bomba, N

$$N = \frac{60000}{B^{0.35} \cdot S^{0.2} \cdot \nu^{0.2}} \quad (3.20)$$

De acuerdo con el método de cálculo, la primera etapa permitió seleccionar la bomba de desplazamiento positivo tipo tornillo, adecuada para cumplir el requisito normal de operación (condición número 5 de la tabla 2.1), en base a los principales criterios de aceptación que se muestran en la tabla 3.1.

Tabla 3.1 Evaluación de la bomba.

DESCRIPCIÓN	REQUERIMIENTO	Bornemann Pumps (MW 11)	Colfax Corporation (FSXB)	Leistritz Corporation L4(365/118)
Altura	Máximo 1,800 mm	2,800	1,466	1,700
Peso	Máximo 16,000 kg	16,000	5,670	15,000
Flujo por bomba	Mínimo 1,000 m ³ /h	1,068	653.3	1,067
Flujo teórico	Mínimo 1,000 m ³ /h	1,227.6	736.5	1,182.3
Deslizamiento o pérdida	Mínimo 100 m ³ /h	159.6	83.2	115.3
Velocidad	Máximo 1,800 rpm	1,013	1,225	1,720
Velocidad de flujo axial	Máximo 4.3 m/s (610 cP)	1.39	1.69	3.38
Número de bombas requeridas	Máximo 4 (incluye relevo)	3	5	3
Potencia	Máximo 2,000 kW	2,798	1,550	1,980
Eficiencia Volumétrica	Mínimo 87 %	87	88.7	90.25
Eficiencia Mecánica	Mínimo 85 %	99	68.4	72.2
Eficiencia total	Mínimo 86 %	65.2	60.7	86.13
NPSH	Mínimo 2 m	4.9	8.05	2.46
RESULTADO		No cumple	No cumple	Cumple

Como resultado fue seleccionada la bomba marca Leistritz, porque cumplió con los criterios de aceptación. Aunque se trata de un modelo probado, es importante señalar que la velocidad de operación de la bomba de tornillo debe seleccionarse dentro de los límites seguros de velocidad axial, dependiendo básicamente de la viscosidad del líquido bombeado. La velocidad de flujo axial a través del equipo es resultado del paso (pitch) y de la velocidad de operación, mientras que los límites seguros de velocidad axial para cada fluido en una bomba de tornillos gemelos dependen básicamente de su viscosidad.

La velocidad axial del flujo a través de la bomba, es determinada por ecuación (3.16) o empleando la figura 3.4 para los modelos de Leistritz:

$$V_{axial} = \frac{118mm \cdot 1,720rpm}{60,000} = 3.38m/s$$

La operación eficiente de una bomba de tornillo requiere que se llenen completamente con fluido las cavidades en movimiento entre los rotores cada vez que éstas se abren en el lado de succión, lo que se dificulta conforme se incrementen la viscosidad, la velocidad y la altura de succión cuando ésta es negativa.

Las bombas de tornillo desplazan una cantidad de líquido por cada revolución de los rotores. Esta cantidad se denomina desplazamiento, y depende solo de las dimensiones físicas de los rotores.

Comparando los valores de desplazamiento, se puede establecer que los equipos de Bornemann entregan el doble de líquido por revolución, comparados con los equipos de Warren, mientras que las bombas de Leistritz entregan 10% más volumen que las de Warren. También es evidente que las bombas de Leistritz manejan flujos de 33 a 100% mayores que los de Warren, no tanto porque sean de mayor desplazamiento, sino porque operan a mayor velocidad.

Mientras más viscoso es el líquido, mayor es la resistencia a fluir; por lo tanto, más lenta la rapidez de llenado de las cavidades en movimiento entre los rotores a la entrada. Los líquidos poco viscosos pueden fluir rápidamente y llenar pronto las cavidades entre los rotores. Obviamente, si los elementos del rotor se mueven muy rápido, el llenado será incompleto y se reducirá la capacidad volumétrica de la bomba. El llenado completo de la cavidad, requiere que la rapidez de flujo de líquido entre los elementos de la bomba siempre debe ser mayor que la rapidez con la que la cavidad viaja. [37]

Según se establece en la literatura técnica [38], los claros estrechos con que trabaja una bomba rotatoria hacen necesario operarla a velocidades relativamente bajas para asegurar una operación confiable y mantener la capacidad de la bomba por períodos extendidos de tiempo. De otra manera, la acción erosiva debido a las altas velocidades del líquido pasando a través de los claros estrechos puede causar un desgaste excesivo prematuro, incrementando los claros, y con ello el deslizamiento. No hay una referencia directa al rango de rev/min a las que se pueden considerar “velocidades relativamente bajas”, pero una comparación entre las bombas propuestas muestra que los equipos de Leistritz tienen velocidades de operación mayores que los equipos de Bornemann y de Warren.

En cuando a las demandas de potencia, el equipo de Leistritz presenta los valores más bajos, seguidas por los de Warren. Es contraste las Bornemann reportan las mayores eficiencias mecánicas, a pesar de lo cual tenga mayores demandas de potencia.

Los resultados de desempeño de la bomba Leistritz y las curvas de operación, se muestran en el apéndice A.

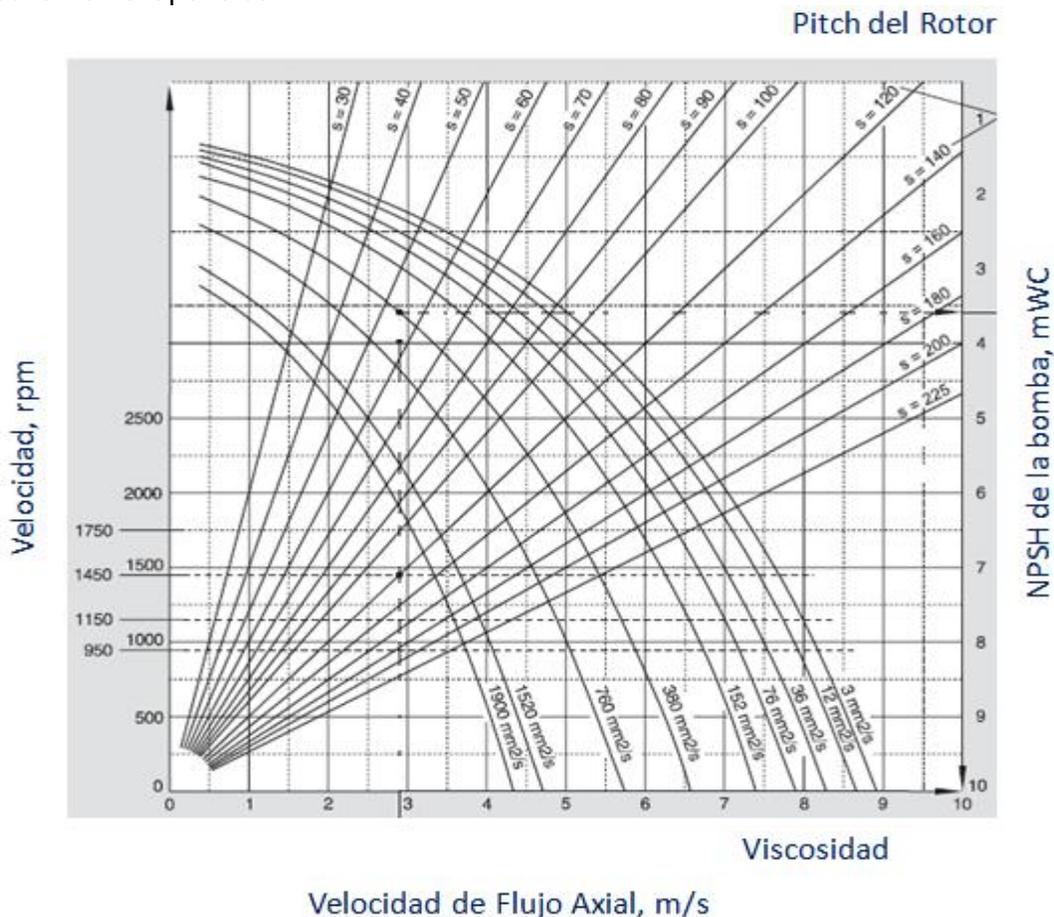


Figura 3.4 Diagrama para calcular la velocidad de flujo axial, para bombas de desplazamiento positivo tipo tornillo.

3.2 Evaluación de la Turbina de Gas.

La segunda etapa, consiste en seleccionar la turbina de gas en función de la demanda máxima de potencia que requiere la bomba de desplazamiento positivo tipo tornillo. La potencia máxima disponible de la turbina a gas debe considerar la potencia en sitio de la turbina, más las pérdidas de la transmisión y el 5% arriba del requerimiento en la flecha de la bomba requerida por el estándar ISO 14847:1999 (E Apartado 7.2), este último factor ante la necesidad de contemplar la degradación en potencia de la turbina. Lo que significa, que la disminución de eficiencia se debe al desgaste que van teniendo los componentes de la turbina, traduciéndose en pérdidas. Por lo tanto, todo fabricante debe

garantizar que la degradación en potencia de la turbina de gas no excederá el 8% de la potencia nominal de la turbina durante las primeras 24,000 horas de operación de la misma, lo anterior para garantizar el funcionamiento del tren de bombeo en la capacidad de flujo requerido para todos los requerimientos de par nominal de la bomba, que se indican para los puntos de operación 1 al 9 que se señalan en la tabla 2.2 titulada “condiciones de operación para el sistema de bombeo.”

Por consiguiente, la tabla 3.2 muestra la comparación de diferentes modelos de turbinas a gas, en función de la potencia mínima requerida. Sin embargo, el principal inconveniente es que la mayoría de los fabricantes de turbinas carecen de experiencia (mínimo 30,000 horas de trabajo) en aplicaciones con bombas tipo tornillo, en contraste la TB-5000 de Siemens ya no se fabrica, dando como resultado que la turbina seleccionada corresponda a la marca Solar.

Tabla 3.2 Evaluación de la turbina.

DESCIPCIÓN	REQUERIMIENTO	Rolls Royce	Siemens	Siemens	General Electric	General Electric	Solar
		(501-KC7)	(TB-5000)	(SGT-100)	(GE5)	(PGT-5)	(C-50)
Potencia (ISO)	Mínimo 2,610 kW	5,518	3,654	5,697	5,600	5,440	4,571
Consumo de combustible a condición ISO por hora (Basado en 90% de confiabilidad)	<mmBTU/hr	57.13	53.49	52.76	69.45	62.14	52.11
RESULTADO		No Cumple	Si cumple				

En cuanto al consumo de combustible, se deberá considerar que la tabla 3.2 refiere únicamente al comportamiento de cada turbina a nivel de potencia. Sin embargo, para una comparación más apropiada se debe realizar una comparación a nivel de potencia que la bomba requiere y en consecuencia al nivel de eficiencia y consumo de energía (combustible).

Luego entonces, se utilizó el simulador ESS (Engineering Equation Solver), para analizar el comportamiento de las turbinas de gas de acuerdo a las condiciones de operación que se muestran en la tabla 3.3.

Tabla 3.3 Condiciones de operación para la turbina de gas.

Temperatura ambiente a condición normal de operación, °C:	38
Potencia (Condiciones ISO), kW:	4,570
Potencia máxima de la turbina a 38 °C (potencia neta de salida), kW:	3,415
Potencia a velocidad mínima (8,250 rpm), kW:	2,580
Velocidad de salida máxima de la turbina a condiciones ISO, rpm:	16,500
Velocidad del generador de gases, rpm:	14,823
Par máximo, Nm:	2,071
Flujo de combustible, mmBtu/hr:	45.51
Flujo de aire de entrada, lbm/hr:	127,913
Flujo de gases de escape, lbm/hr:	130,027
Heat Rate, Btu/HP-Hr:	9,937
Humedad relativa, %:	95.0
Pérdida por elevación, kW:	13
Pérdida de entrada, kW:	66
Pérdida de gases de escape, kW:	30
Pérdida fuera del punto óptimo de NPT, kW:	30
Temperatura de escape, °C:	543

En este programa el usuario ingresa los valores de operación para la turbina definidos en la figura 3.5 y el resultado es la potencia que entregará la turbina y el desempeño de la misma (figura 3.6). Para hacer la simulación de la turbina de gas, se debe tener conocimiento de la siguiente información: Composición del gas combustible, propiedades termofísicas del gas combustible, condiciones atmosféricas del lugar donde operarán los equipos, tales como altitud, temperatura ambiente, flujo operado por las bombas, propiedades termofísicas del aceite pesado, velocidad de operación de la turbina. Como resultado, en el apéndice C se proporcionan los valores de desempeño, potencia y eficiencia de la turbina.

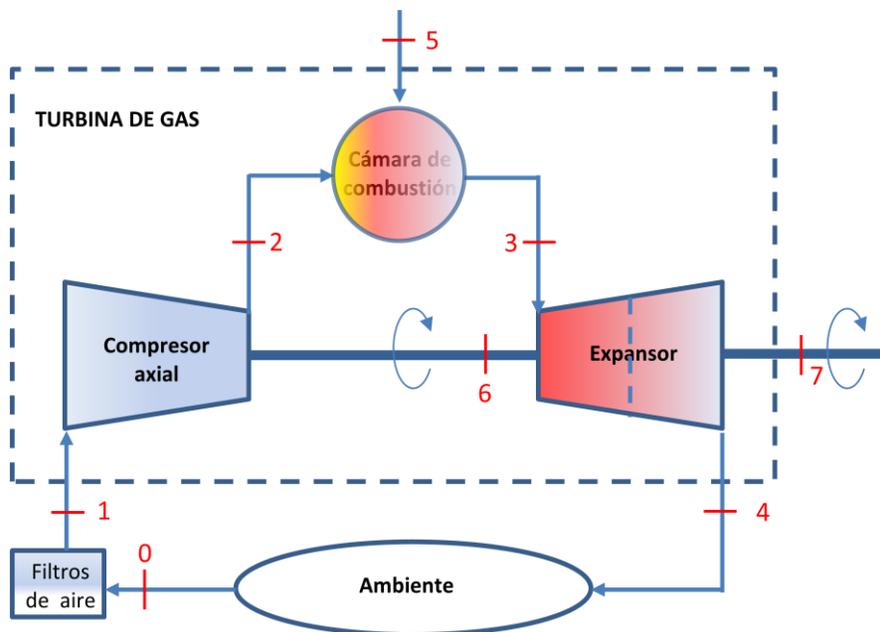


Figura 3.5 Esquema de la turbina de gas.

Donde se pueden apreciar los siguientes puntos:

- Punto 0: Aire de entrada a la turbina de gas.
- Punto 1: Condición de entrada de aire al compresor axial.
- Punto 2: Condición de salida de aire del compresor axial.
- Punto 3: Condición de salida de gases de combustión de la cámara de combustión.
- Punto 4: Condiciones de gases de escape de la turbina de gas.
- Punto 5: Condiciones de entrada de gas combustible.
- Punto 6: Potencia requerida por el compresor axial.
- Punto 7: Potencia neta entregada por la turbina de potencia.

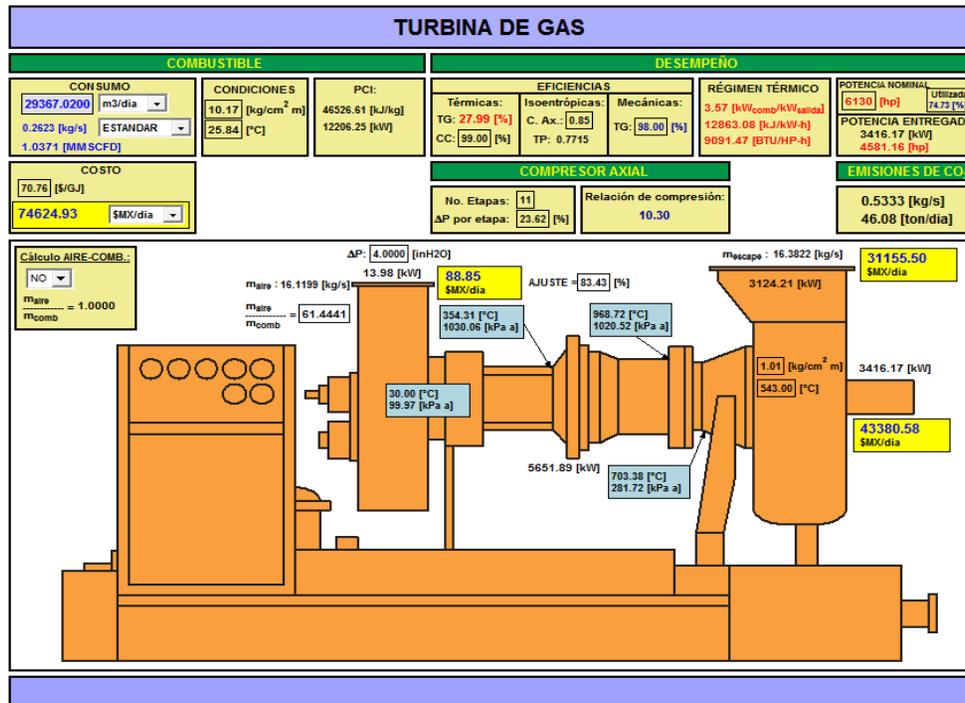


Figura 3.6 Interfaz de la turbina Centaurus 50.

Los resultados de desempeño de la turbina y las curvas de operación, se muestran en el apéndice B.

3.3 Evaluación de la Caja de Engranés.

La caja de engranes de alta velocidad se conecta a la turbina de potencia, a través de una conexión estándar. La caja de engranes es clasificada API para 4,935 kW de potencia de entrada a una velocidad de entrada de 14,850 rpm, 15,675 rpm (máxima selección), 16,500 rpm (máxima) con relación de velocidad 4.8519 por lo que se tiene una velocidad de salida de 3,061 rpm en condiciones normales de operación. Los resultados de desempeño se muestran en el apéndice C.

3.4 Evaluación del Convertidor de Par.

La caja de engranes está acoplada flexiblemente a un convertidor de par horizontal, con alabes de posición variable clasificado para 3,455 kW a 3,260 rpm en condiciones normales de operación. Cada convertidor de par deberá proveer el par requerido para la bomba tipo tornillo, de acuerdo a las siguientes condiciones:

Rampa de Arranque

- Potencia de entrada, $P_1 = 3,455$ kW
- Potencia de salida, $P_2 = 2,673$ kW (equivalente para un par de 17,020 Nm)
- Velocidad de entrada, $n_1 = 3,260$ rpm
- Velocidad de salida, $n_2 = 1,500$ rpm

Condición de Operación Normal

- Potencia de entrada, $P_1 = 2,602$ kW
- Potencia de salida, $P_2 = 2,173$ kW
- Velocidad de entrada, $n_1 = 3,260$ rpm
- Velocidad de salida, $n_2 = 1,800$ rpm (Punto de operación de diseño)

Rango de velocidad: 1,800 rpm hasta 530 rpm

Los resultados de desempeño para el tren completo se muestran en la tabla 3.4 y para el convertidor de par en el apéndice D.

Tabla 3.4 Condiciones de operación para el tren de bombeo.

	TURBINA	CAJA	CONVERTIDOR	BOMBA
Potencia de entrada, kW	3,415	2,681	[P ₁] 2,602	-
Potencia de salida, kW	2,681	2,602	[P ₂] 2,173	2,173
Velocidad de salida, rpm	15,818	3,260	[n ₂] 1,800	1,800
Par de salida, Nm	1,619	7,622	[M ₂] 11,530	11,530
Velocidad de entrada, rpm	-	15,818	[n ₁] 3,260	-
Par de entrada, Nm	-	1,619	[M ₁] 7,622	5,460
Pérdidas mecánicas, %	-	2.9	16.5	-
Pérdidas mecánicas, kW	-	103	429	-
Eficiencia térmica, %	25.6	-	-	-
Eficiencia mecánica, %	-	97.1	83.5	72.2
Eficiencia volumétrica, %	-	-	-	90.25

3.4.1 Cálculo del par (M):

Cualquier accionador (motor eléctrico, máquina de combustión o turbina), deberá desarrollar suficiente par para hacer girar la bomba y acelerarla a determinada velocidad.

El par requerido puede ser calculado de acuerdo a la ecuación (3.21):

$$M = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot n} \quad (3.21)$$

Esto implica que el par constante que exigen las bombas de desplazamiento positivo tipo tornillo, se representa mediante una curva de eficiencia plana (figura 2.11 a), donde teóricamente el flujo es constante por revolución. Mientras que el desarrollo de par parabólico (figura 2.11 c), resulta en bombas centrífugas, donde la variación de par es directamente proporcional con el cuadrado de la relación de velocidad. [42]

En este sentido, la potencia en sitio (3,415 kW) de la turbina de gas Centauro 50 y el par disponible del convertidor de par (26,500 Nm) cumple con la demanda máxima del sistema. Un resumen de los resultados de potencia y par, para todos los casos analizados se incluyen en el apéndice E.

3.5 Instalación Mecánica del Sistema de Bombeo.

La forma simplificada de mostrar la configuración final del sistema de bombeo, se muestra en la figura 3.7. En cuanto a la instalación mecánica y proyección futura de la plataforma de bombeo, esto puede ser apreciado a través de la figura 3.8 y 3.9, respectivamente, donde se ilustra la geometría del sistema, tuberías y conexiones.

Un estudio de factibilidad técnica-económica, que incluyó el análisis de sensibilidad de la inversión, considerando escenarios de precios medios del crudo, permitió demostrar que el proyecto es técnicamente factible y económicamente rentable, considerando el horizonte hasta el año 2024, dando como resultado que el período de recuperación es de un (1) año.

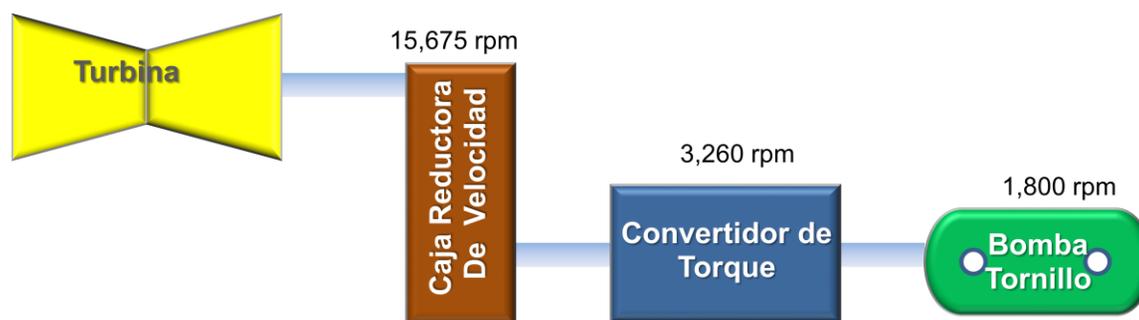


Figura 3.7 Configuración del sistema de bombeo.

Dependiendo de los requerimientos para el control del sistema, los paquetes turbobombas tipo tornillo se diseñaron para disponer de flexibilidad operativa en diferentes modos de operación (manual y automático). Los principales son Reparto de Carga de Unidad Múltiple, Modo de Control de Flujo (estable con presión variable) y Modo de Control de Presión (de succión y descarga). Por lo que respecta a la operación del modo

de reparto de carga, primero en la unidad de control de proceso, se fija una de las unidades como maestra dejando a las otras como esclavas. En la unidad maestra se fija la velocidad del convertidor para el flujo deseado y automáticamente las esclavas se ajustan a la misma velocidad; esto se refleja en flujos y velocidades iguales para todas las bombas en operación. Sin embargo, cuando la eficiencia de las bombas se degrade y las unidades trabajen en reparto de carga, las bombas seguirán operando a la misma velocidad, pero el caudal cambiara entre ellas.

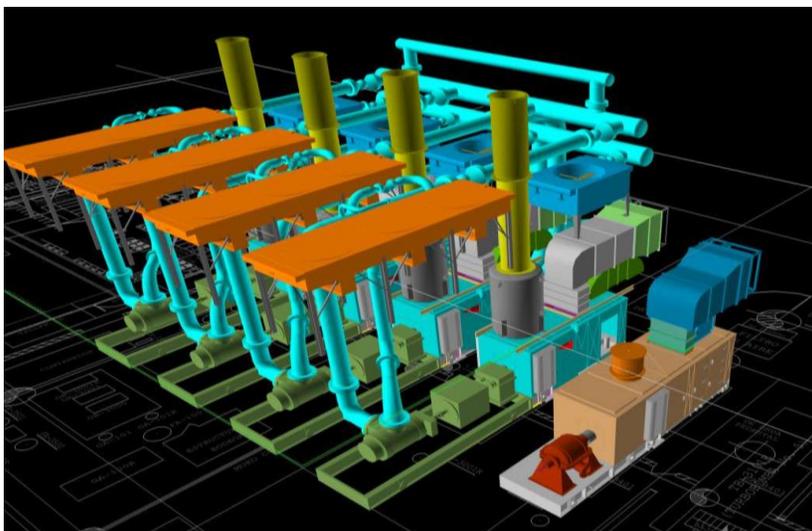


Figura 3.8 Instalación Mecánica del sistema de bombeo.

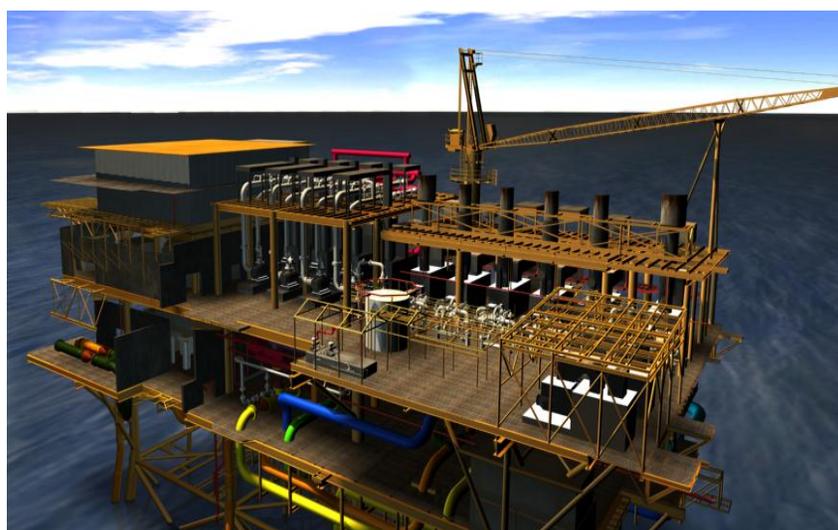


Figura 3.9 Proyección futura de la plataforma de bombeo.

3.6 Dinámica del Fluido Computacional.

El estudio computacional de dinámica de fluidos, estableció cuatro objetivos principales:

- a. Determinar si los requerimientos de flujo pueden cumplirse sin cavitación.
- b. Calcular las pérdidas desde la entrada hasta la salida del equipo en la plataforma.
- c. Determinar si existe alguna resonancia acústica.

Determinar si la distribución de flujo en los cabezales son distribuidos de manera uniforme.

El método de análisis que aquí se presenta, está orientado a determinar la distribución aproximada del flujo y caída de presión total en el cabezal de succión, el cabezal de descarga, conexiones de tuberías y válvulas. Este modelo es una composición en 3D CFD de los cabezales de succión y descarga, acoplados en una sola tubería, válvulas y bomba.

El software utilizado fue ANSYS Fluent versión 12.1. Este software utiliza las ecuaciones generales de Navier-Stokes. Aunque los flujos a través de las boquillas y el cuerpo de los cabezales se calculan como régimen laminar fluyendo de acuerdo con el diagrama de Moody, un modelo de turbulencia se utilizó para el escenario 5 (condición normal de operación), a fin de verificar la suposición de flujo laminar. El modelo k-omega SST fue elegido por la mejor precisión en el modelado de la fricción en la capa límite. El modelo de turbulencia dio resultado el más alto número de Reynolds. Por lo se calcularon los flujos laminares.

La distribución tiene un efecto global en la caída de presión debido a la relación de ρV^2

$$\Delta P = C\rho V^2 / 2 \quad (3.21)$$

Dónde:

C : es un coeficiente general determinado por datos experimentales de ΔP vs. $\rho V^2 / 2$.

Como la distribución de flujo es desigual, la ΔP aumenta como consecuencia de la relación no lineal. Dado que la densidad y la viscosidad es constante a través de todo el modelo, velocidad del líquido es la variable clave para determinar la caída de la presión y la distribución del flujo.

La tubería, válvulas y bombas se modelaron en forma tradicional en una sola dimensión.

La caída de presión en la tubería es calculada utilizando la ecuación de Darcy-Weisbach (3.22):

$$\Delta P = f \cdot L / D \cdot \rho \cdot V^2 / 2 \quad (3.22)$$

Dónde:

Las válvulas y pérdidas menores fueron modelados usando la siguiente ecuación:

$$\Delta P = K_f \rho V^2 / 2 \quad (3.23)$$

K_f = Factor de Resistencia inercial determinado experimentalmente para pérdidas menores (para válvulas, $K_f = 1/C_v^2$).

La geometría y la red de los modelos CFD se muestran en la figura 3.10. Los cabezales de succión y descarga están modelados en tres dimensiones a escala real (todas las dimensiones en mm), para reproducir con precisión los efectos de inercia de la velocidad del patrón de flujo de entrada o salida de los cabezales.

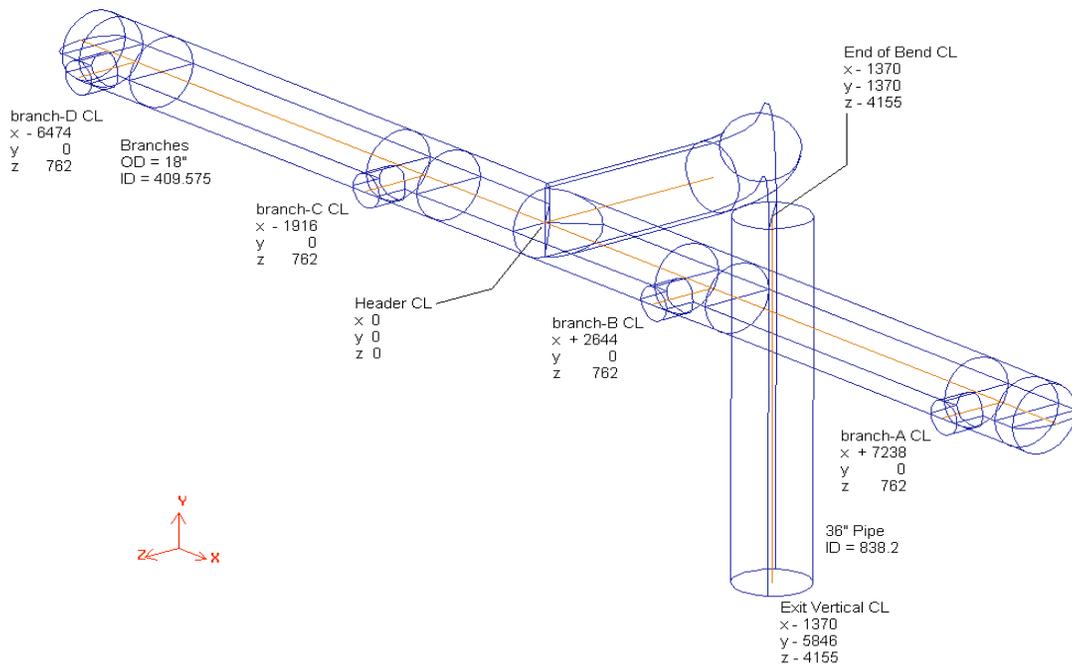


Figura 3.10 Geometría del cabezal de descarga.

Por lo tanto, las figuras 3.11 - 3.14 ilustran los patrones de velocidad y presión en los cabezales. El color representa una variable de interés en cada diagrama.

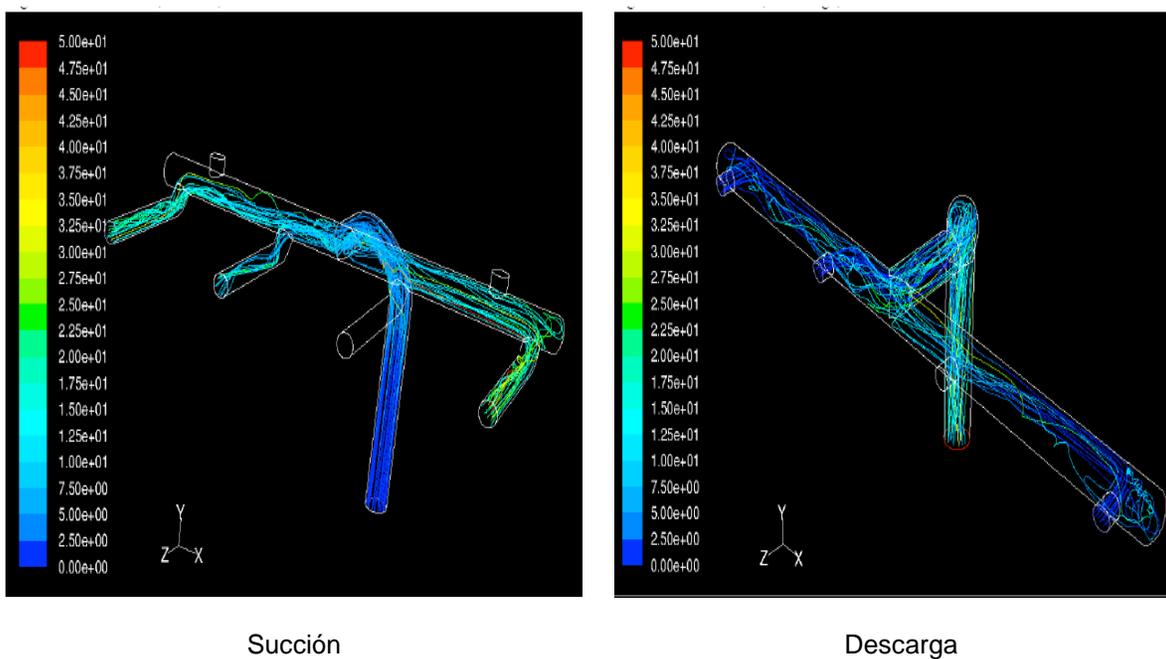


Figura 3.11 Líneas de corriente del flujo.

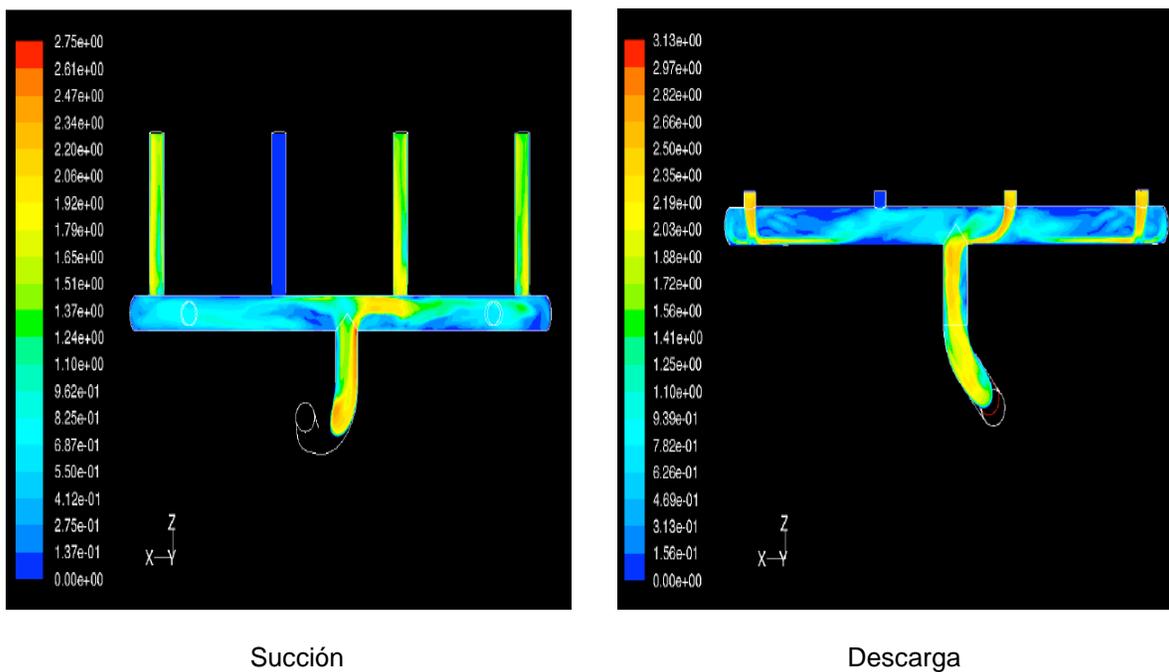


Figura 3.12 Magnitud de la velocidad (m/s).

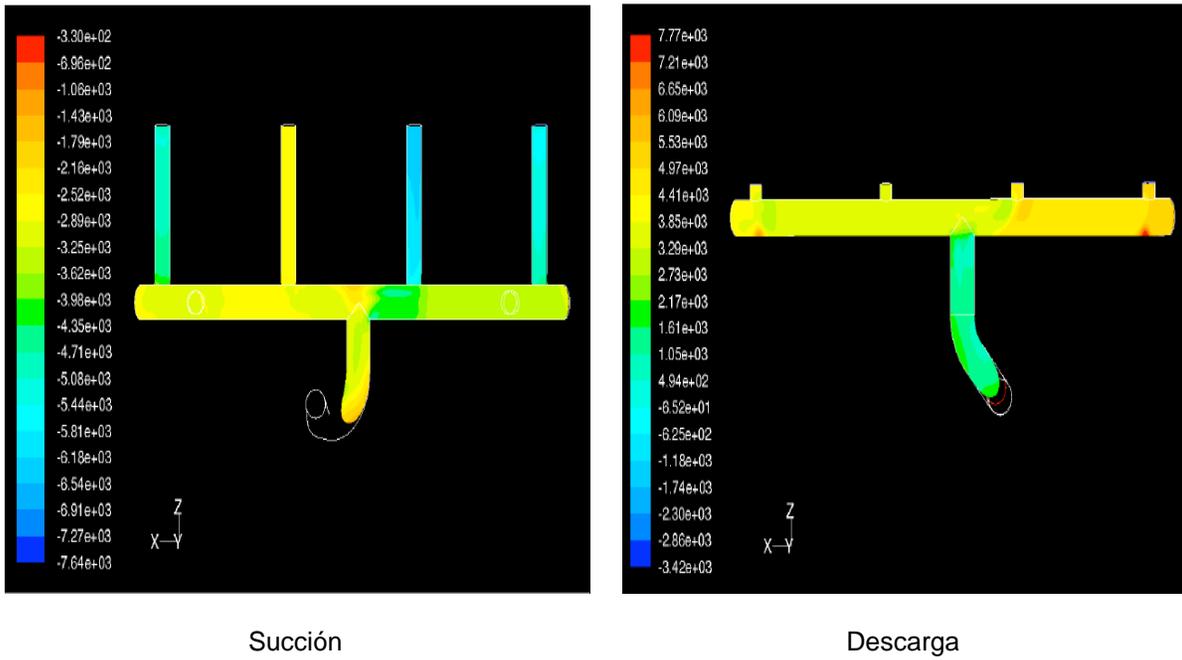


Figura 3.13 Corrientes de presión estática (Pascal).

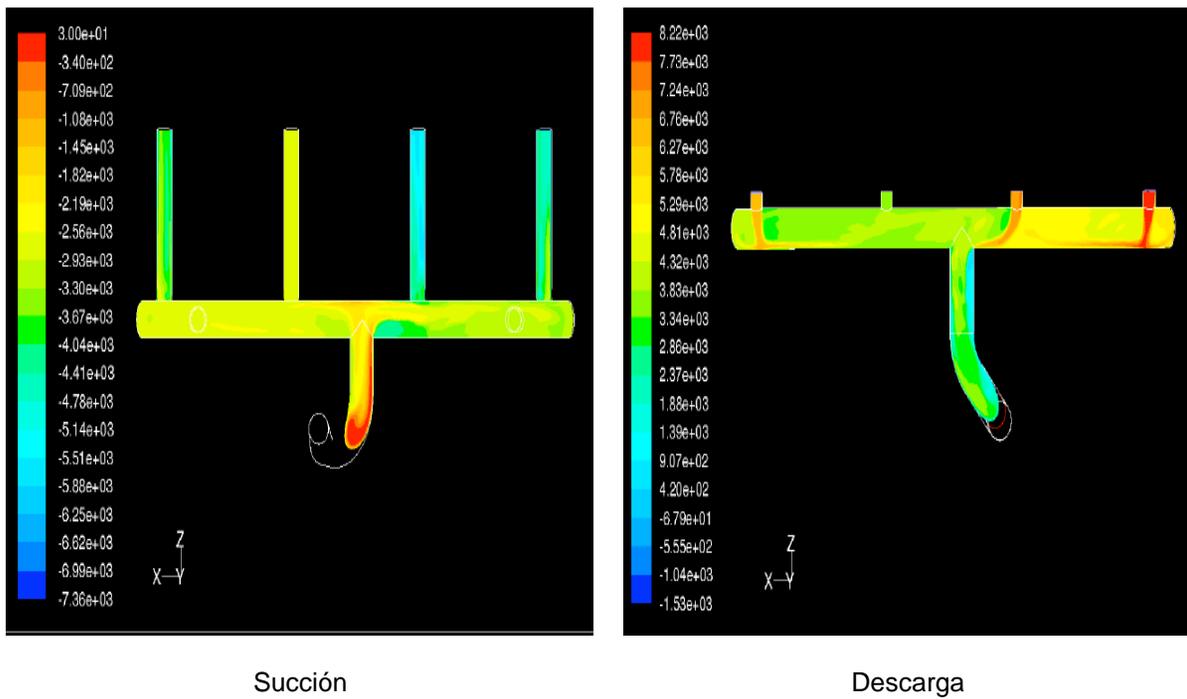


Figura 3.14 Magnitud de la presión total (Pascal).

3.6.1 Validación del CFD con el método empírico.

A continuación, se presenta la validación para el cambio de presión a través del cabezal de succión, considerando el caso 5 (condición normal de operación).

Idelchick [39], en su manual de Resistencia Hidráulica, ha declarado que cuando los ramales en los cabezales están separados por más de un diámetro del cabezal, el coeficiente de resistencia de cada cabezal se puede calcular como un solo ramal. Este es el caso para los cabezales de succión y descarga de este proyecto de tesis.

La densidad y la viscosidad se mantienen constantes a lo largo de los dos modelos [39].

3.6.1.1 Entrada al cabezal de succión:

Cabezal general: $D_{\text{exterior}} = 0.914 \text{ m}$ (36 pulgadas), $D_{\text{interior}} = 0.838 \text{ m}$ (33 pulgadas)

Succión: $D_{\text{exterior}} = 0.609 \text{ m}$ (24 pulgadas), $D_{\text{interior}} = 0.548 \text{ m}$ (21.562 pulgadas)

$$Q_i = 3204 \frac{m^3}{h} \quad Q_{cd} = 2134 \frac{m^3}{h} \quad F_i = (0.838m)^2 \cdot \frac{\pi}{4} = 0.5518m^2 \quad F_{cd} = F_i$$

$$\frac{Q_{cd}}{Q_i} = 0.666 \quad \frac{F_{cd}}{F_i} = 1$$

$$K_{\text{sted}} = 1.334 \text{ para las salidas c y d.}$$

Para las pérdidas por división del flujo:

$$Q_a = 1067 \frac{m^3}{h} \quad \frac{Q_a}{Q_i} = 0.333$$

$$K_{\text{sta}} = 1.334$$

$$V_i = \frac{Q_i}{F_i} = 1.613 \frac{m}{s}$$

Para ambas pérdidas, ambas direcciones de división del flujo.

$$\Delta P_{icd} = 1.334 \frac{\rho V_i^2}{2} = 1.734 \times 10^3 \text{ Pa}$$

3.6.1.2 Considerando las salidas de succión y descarga:

Para la salida C, algunas salidas de flujo

$$V_{cd} = \frac{Q_{cd}}{F_{cd}} = 1.074 \frac{m}{s} \quad Q_c = 1067 \frac{m^3}{h}$$

$$F_b = (0.548m)^2 \frac{\pi}{4} = 0.236m^2$$

$$V_c = \frac{Q_c}{F_b} = 1.258 \frac{m}{s} \quad \frac{V_c}{V_{cd}} = 1.171$$

$$K_c = 2.2$$

Pérdida de presión en la salida C:

$$\Delta P_c = K_c \frac{\rho V_{cd}^2}{2} = 1.269 \times 10^3 Pa$$

3.6.1.3 Salida en codos de 45 grados [40]:

$$Re = \frac{V_{cd} \cdot \rho \cdot 0.548m}{6.10 poise} = 964.062$$

$$f_t = \frac{64}{Re} = 0.066$$

$$K_e = f_t \cdot 16 = 1.062$$

$$\Delta P_e = K_e \frac{\rho V_{cd}^2}{2} = 0.6136 kPa$$

Pérdidas por fricción (codos):

$$L_e = 2m$$

$$D_e = 0.548m$$

$$k_{fe} = f_t \frac{L_e}{D_e} = 0.242$$

$$\Delta P_{fe} = K_{fe} \frac{\rho V_{cd}^2}{2} = 0.1378 kPa$$

Pérdidas por fricción (cabezales):

$$L_{hic} = 2.07 m$$

$$D_h = 0.838 m$$

$$V_{hcd} = \frac{Q_{cd}}{F_i} = 1.077 \frac{m}{s}$$

$$Re_{hcd} = \frac{V_{hcd} \cdot \rho \cdot 0.838 m}{6.10 \text{ poise}} = 1.475 \times 10^3$$

$$f_t = \frac{64}{Re_{hcd}} = 0.043$$

$$k_{fh} = f_t \frac{L_{hic}}{D_h} = 0.107$$

$$\Delta P_{fh} = K_{fh} \frac{\rho V_{hcd}^2}{2} = 61.78 \times 10^{-3} kPa$$

Pérdidas/Ganancia del cabezal:

Elevación de 0.7 metros,

$$\Delta P_{elev} = \rho g 0.7 m = 6.860 kPa$$

Ganancia positiva en presión

Pérdidas totales:

$$\Delta P_{ic} = -\Delta P_{icd} - \Delta P_c - \Delta P_e - \Delta P_{fe} - \Delta P_{fh} + \Delta P_{elev} = 3.044 \times 10^3 Pa$$

$$\Delta P_{ic} = 0.442 \text{ psi}$$

Una ganancia en presión

Únicamente pérdidas por fricción:

$$\Delta P_{icf} = -\Delta P_{ic} - \Delta P_{elev} = -3.8128 \text{ kPa}$$

Comparando el valor anterior con los resultados del CFD: **-3.792 kPa**

3.6.1.4 Resonancia Acústica:

Hay tres formas probables de la frecuencia natural acústica que puede ser excitado por los armónicos de la bomba. Estos son los de cuarto de onda, media onda y frecuencia acústica de Helmholtz.

El cuarto de onda y frecuencias de onda media se calculan a partir de la siguiente ecuación:

$$f_{quarter} = \frac{c}{4L} \quad f_{half} = \frac{c}{2L}$$

Donde $L = 15.8$ metros (Longitud aproximada del cabezal de extremo a extremo)

y $c =$ velocidad del sonido del líquido.

La frecuencia Helmholtz, puede ser calculada como sigue:

$$f_{hh} = \frac{c}{2} \sqrt{\frac{S}{VL}}$$

Donde $L_c =$ Longitud de la cavidad, $S =$ área de la abertura de la cavidad, $V =$ Volumen del fluido en la cavidad.

La forma más probable de excitación es la rotación de la bomba. Esta frecuencia es proporcional a la RPM. La bomba Leistritz está funcionando entre velocidades de 530 y 1800 RPM. Esto convierte a las frecuencias fundamentales de 8.3 a 30 cps.

3.6.1.5 Velocidad del sonido:

Para calcular la velocidad del sonido, se requiere conocer primero el módulo de compresibilidad del fluido K_a .

$$P = 28.427 \text{ psig}$$

$$T = 52.41^\circ C = 586^\circ R$$

$$API = 19.7$$

$$K_a = 2.619 \times 10^6 + 9.203P - 1.417 \times 10^5 \cdot T^{0.5} + 73.05T^{1.5} - 341 \cdot API^{1.5} = 1.955 \times 10^5 \text{ psi}$$

$$K_a = 1,347 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\rho = 915.9 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$c = \sqrt{\frac{K_a}{\rho}} = \sqrt{\frac{1,347 \times 10^6}{915.9}} = 1,213 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

3.6.1.6 Frecuencias acústicas naturales del cuarto de onda y onda media en los cabezales:

$$f_{quarter} = \frac{c}{4L} = 19.2 \frac{1}{s} \text{ Lo más sensible en la operación es a } 1,152 \text{ RPM}$$

$$f_{half} = \frac{c}{2L} = 38.4 \frac{1}{s} \text{ Más allá de la frecuencia fundamental de la velocidad más alta de la bomba.}$$

3.6.1.7 Frecuencias acústicas naturales de Helmholtz:

Las frecuencias de Helmholtz dependen del volumen, tamaño y longitud de la cavidad creada por tuberías, válvulas de cierre de un ramal determinado, el cabezal de succión operará considerando que la bomba C, se encuentra parada. Si la válvula más cercana a la succión al cabezal de succión se cierra la cavidad creada por este cierre es el siguiente:

$$L_{cc} = 2.567m \quad A_{cc} = \frac{(0.548m)^2}{4} = 0.236m^2$$

$$V_{cc} = A_{cc}L_{cc} = 21.381ft^3 = 0.6054m^3$$

$$F_{hhc} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A_{cc}}{V_{cc}L_{cc}}} = 75.2 \frac{1}{s}$$

Esto está por arriba de la más alta frecuencia fundamental de la bomba.

Si la segunda válvula se utiliza para cerrar el cabezal de succión, la frecuencia se reducirá de la siguiente manera:

$$L_{cc2} = 8.9m \quad F_{hhc2} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A_{cc}}{V_{cc}L_{cc2}}} = 40.4 \frac{1}{s}$$

Esto está por arriba de la más alta frecuencia fundamental de la bomba.

Si la primera válvula se utiliza para cerrar el cabezal de descarga, la frecuencia se reducirá de la siguiente manera:

$$L_{cd} = 0.842m \quad A_{cd} = \frac{(0.4319m)^2}{4} = 0.147m^2$$

$$V_{cd} = A_{cd}L_{cd} = 4.356ft^3 = 0.1233m^3$$

$$F_{hhd} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A_{cd}}{V_{cd}L_{cd}}} = 229.3 \frac{1}{s}$$

Usando la segunda válvula:

$$L_{cd2} = 3.57m$$

$$F_{hhd} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A_{cd}}{V_{cd}L_{cd2}}} = 111.4 \frac{1}{s}$$

Este resultado, es mayor a la frecuencia fundamental de la bomba.

CAPÍTULO IV

COMPARACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

En esta parte final del trabajo se describen y analizan los resultados, además de proporcionar la información necesaria para que exista un libre criterio de elección para sistemas de bombeo que el usuario requiera según sus necesidades o de personas interesadas en este tipo de trabajo.

4.1 Esquema General del Sistema de Bombeo.

En la actualidad existe una innumerable cantidad de programas de cómputo que permiten la simulación hidráulica de sistemas de transporte. La evaluación de los sistemas de bombeo mediante la modelación permite obtener una aproximación directa de la realidad, y la incertidumbre de los datos obtenidos en la modelación con los valores reales, dependerá del tipo de programa de cómputo que se utilice.

El sistema de bombeo para fluidos de alta viscosidad analizado en el capítulo III, se instalará en la plataforma de bombeo (figura 1.2), misma que se localiza a 85,000 metros de la costa. En esta plataforma se centraliza la producción de crudo pesado que será enviada a tierra.

Por esta razón el sistema de bombeo se evaluó hidráulicamente para asegurar que cumpla con los requerimientos especificados, a fin de garantizar el funcionamiento adecuado de la turbomaquinaria con respecto a las condiciones de operación (16 °API) a flujo máximo, abarcando diversos grados de viscosidad del crudo y las incertidumbres esperadas en la predicción de la curva del sistema, para obtener una gran disponibilidad y confiabilidad, a fin de evitar interrupciones de transporte.

El sistema de bombeo se evaluó bajo las condiciones existentes para establecer una base que sirviera de comparación. Entonces, los nuevos requerimientos de viscosidad y curva de las bombas fueron utilizados para determinar el comportamiento hidráulico del sistema e identificar posibles “fenómenos transitorios” o limitaciones de potencia. Adicionalmente, el modelo computacional se utilizó para evaluar la configuración del sistema de bombeo y determinar la base de nuevos diseños que necesariamente conducen al ahorro de energía, a reducir el impacto ambiental y a tener sistemas más seguros y confiables.

Para llevar a cabo el análisis del sistema de oleoductos para aceite crudo y estudiar los efectos de diferentes condiciones de operación, se desarrolló un modelo computacional.

El modelo hidráulico desarrollado, incluyó los ductos de transporte desde la plataforma de bombeo hasta la terminal de almacenamiento en tierra. Adicionalmente, los cabezales de succión y descarga fueron incorporados así como las bombas.

Para simular los estados de flujo transitorio y el volumen del líquido dentro del sistema de tuberías, se utilizaron los simuladores industriales: Stoner Pipeline Simulator (SPS) y Olga Versión 6.2.4.

Un esquemático del modelo se presenta en la figura 4.1 y 4.2.

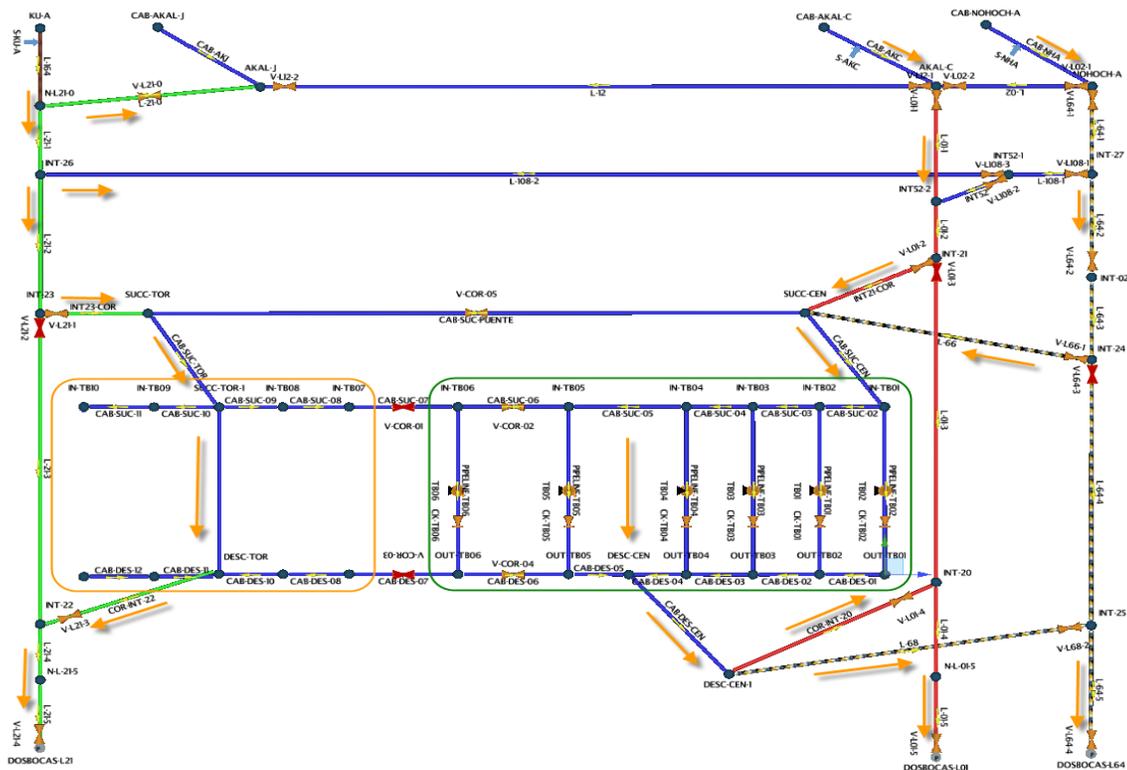


Figura 4.1 Diagrama esquemático general del modelo hidráulico en Olga.

OLGA es un simulador de flujo multifásico en tuberías en régimen transitorio, el cual fue iniciado en 1980 por el Instituto de Investigación de Energía de Noruega (IFE). Actualmente es la herramienta estándar para la simulación dinámica de la producción multifásica de petróleo.

STONER es un simulador de régimen transitorio para líquidos y gases. Esta herramienta entre múltiples aplicaciones tiene la capacidad de mejorar la corrección de la viscosidad, analizar curvas de eficiencias de bombas, integridad mecánica de tuberías, entrenamiento para operadores, entre otros beneficios.

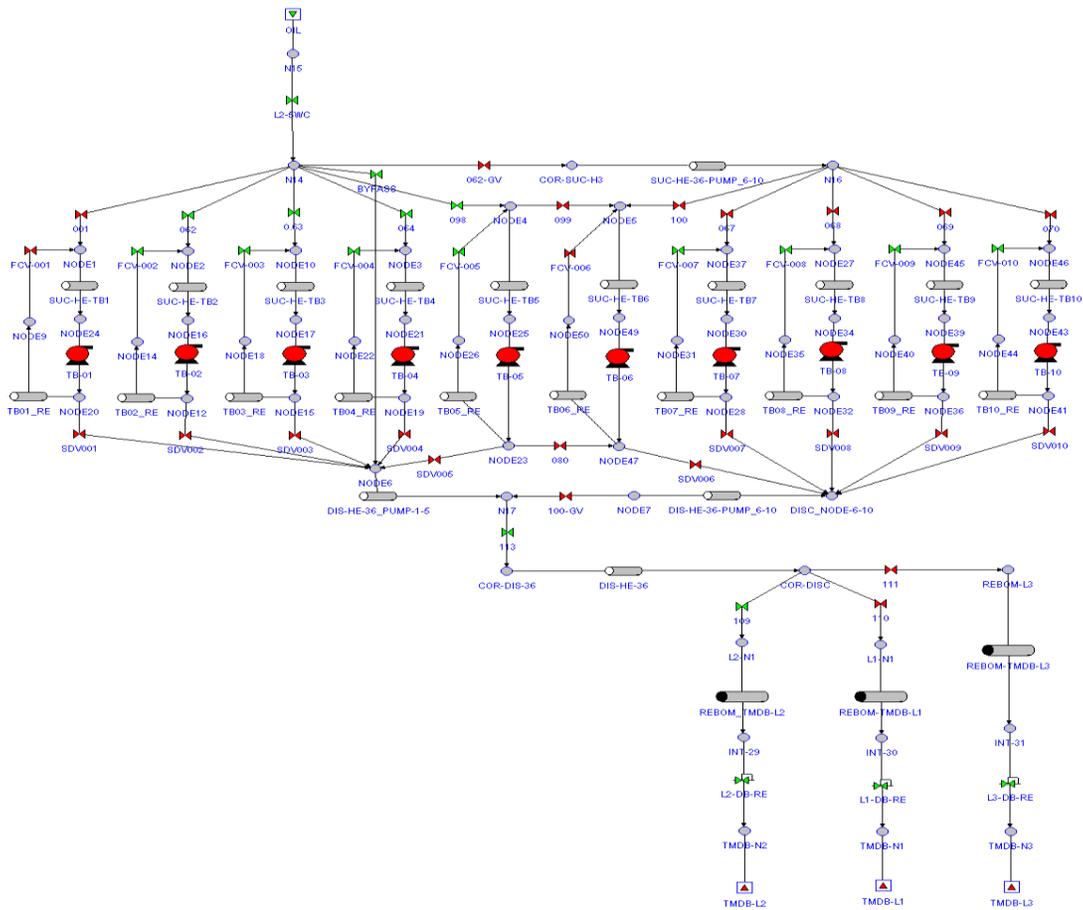


Figura 4.2 Diagrama esquemático general del modelo hidráulico en Stoner.

El modelo del sistema inicia con la elaboración del diagrama de bloques y los diagramas de proceso de los sistemas físicos. Los diagramas describen el sistema de tuberías, equipo de campo relevante, y la conexión de estos elementos. El diagrama de bloques se creó, para la simulación de fluidos, sobre la base de la información necesaria para construir los modelos computacionales. Los modelos incluyen los elementos de la red, tales como tuberías, bombas, válvulas y tanques. Cada longitud individual de la tubería se define por la longitud, diámetro, rugosidad, elevación, perfil, el módulo de elasticidad, y así sucesivamente. Los perfiles de las máximas condiciones operativas permitidas se deben especificar en el modelo y las alarmas se pueden generar sobre los límites permitidos durante la simulación. Además, otros elementos condicionales tales como válvulas de seguridad y válvulas de recirculación son también definidos en el modelo.

Para el modelado de las bombas, se utilizó un elemento de software pre-definido. Este elemento de la bomba es utilizado para construir modelos complejos de bombeo basado en las curvas de la bomba (carga, eficiencia y potencia contra flujo) y puntos de ajuste. Otra opción para simular las características de la bomba se basa en la información recopilada en campo para cada bomba a diferentes condiciones de operación.

4.1.1 Datos de entrada utilizados en la simulación.

Los datos de entrada incluyeron una gran cantidad de detalles y suposiciones. En general, la tubería incluye los siguientes elementos: geometría de la tubería (ejemplo: diámetro, espesor de pared y el espesor del aislamiento), perfiles de elevación, condiciones a temperatura ambiente, las propiedades del suelo, las características de funcionamiento del equipo, propiedades de los fluidos, pérdidas críticas en la entrada y la salida, equipos de bombeo, filtros, condiciones operativas, y válvulas (tipo, modelo, tamaño, tiempo de cierre, actuador, ubicación, entre otros). Por lo tanto, en la tabla 4.1 se presenta una descripción de los datos utilizados en el modelo.

Tabla 4.1 Sumario de datos de entrada utilizados en el modelo hidráulico.

Descripción	Valor de entrada	Comentario
Fluido, aceite crudo	16 a 21	Valores en °API
Entradas a la estación de bombeo y pérdidas de presión localizada	0.2-0.5 kg/cm ²	Valor aceptable considerando toda la longitud de la tubería, válvulas, elementos de flujo. Este valor fue verificado en campo con medición directa.
Salidas de la estación de bombeo y pérdidas de presión localizada	0.2-0.5 kg/cm ²	Valor aceptable considerando toda la longitud de la tubería, válvulas, elementos de flujo. Este valor fue verificado en campo con medición directa.
Profundidad de la tubería submarina bajo el lecho marino.	1-1.2 m	Del diagrama de distribución de tuberías.
Condiciones de temperatura del agua	21-25°C (22 °C)	Basado en las condiciones promedio del agua en la ubicación, este valor fue verificado con las condiciones climáticas del lugar.
Rugosidad interna de la tubería (rugosidad de Colebrook)	88.9 mm	La industria acepta que el valor normal para tubería de acero comercial es 45-90 mm y de acero alargado es de 15 mm. Sin embargo, este valor fue ajustado utilizando los datos de campo.
Diámetros y espesores de tuberías	3.81 cm	Para 36 pulgadas
Coefficiente de flujo de la válvula	Basado en el tipo y tamaño de la válvula	Los coeficientes de flujo de las válvulas fueron estimados basados en el tipo y tamaño de las válvulas usando el manual de CRANE para Flujo de fluidos a través de válvulas, accesorios y tuberías.
Rendimiento de la bomba	Curvas de rendimiento	Las curvas de rendimiento de las bombas fueron cargadas al modelo basados en las curvas teóricas corregidas y los valores de degradación medidos en campo.

Respecto a la conductividad, la tabla 4.2 muestran los valores para la tubería de acero y del suelo. Un error en la Conductividad térmica de la tubería tendrá un efecto mínimo en la temperatura del fluido porque el espesor de la pared es pequeño comparado con el espesor del suelo.

Tabla 4.2 Valores de la conductividad térmica utilizados en el modelo hidráulico.

Descripción	Valor de entrada	Comentario
Conductividad térmica de la tubería de acero	50 - 58 W/m ^o C (50 W/m ^o C)	<p>La conductividad térmica del acero depende de la aleación y la temperatura.</p> <p>La conductividad térmica de algunas tuberías de acero al carbón más comunes son: 37-40 W/m^oC para 0.5% C y 39-43 W/m^oC para 1.5% C. Por lo tanto el valor utilizado parece ser un poco alto.</p> <p>Sin embargo, este debe verificarse con el fabricante de la tubería o con los datos de especificación. Un error en la Conductividad térmica tendrá un efecto mínimo en la temperatura del fluido porque el espesor de la pared es pequeño comparado con el espesor del suelo.</p>
Conductividad térmica del suelo	0.93 - 2.56 W/m ^o C (1 W/m ^o C)	<p>Estos valores varían significativamente según la ubicación, tipo de suelos, componentes, la humedad del suelo, y otras propiedades. Por lo general, se miden a partir de muestras o con sensores térmicos en el lugar durante un período de tiempo para considerar la fluctuación de la humedad y otros factores externos. Algunos valores de la conductividad térmica del suelo que son de piedra arenisca es 2,4 W/m °C y para el suelo ordinario es de 1,5 W/m °C.</p> <p>Sin embargo, más detalles se pueden encontrar en el estándar IEEE 442-1981 Guía de IEEE para las mediciones de resistividad térmica del suelo. [41]</p>

4.1.2 Construcción del modelo hidráulico de tuberías.

El modelo hidráulico de tuberías construido se depuró para asegurar que la información introducida fuera correcta y el algoritmo de software estuviera calculando los valores correctos.

Se simularon casos de estudio en estado estacionario después de llevar a cabo una evaluación de la exactitud de los modelos hidráulicos de tuberías.

En el desarrollo del modelo computacional se incluyeron las siguientes características y elementos:

- a. Principales condiciones de frontera del proceso, constantes de flujo, o presión a la entrada y salida del sistema de tuberías.
- b. Características de funcionamiento y condiciones operativas para el equipo de bombeo.
- c. Circuito de recirculación para cada bomba y válvula de by-pass para la plataforma.
- d. Propiedades del fluido a diferentes temperaturas como viscosidad, densidad, presión de vapor, módulos de compresibilidad, entre otros.
- e. Distribución de las tuberías, geometría y perfiles de elevación.
- f. Condiciones ambientales promedio (agua) y propiedades del suelo.
- g. Coeficientes de transferencia de calor para las tuberías, aislamiento y del suelo.
- h. Las válvulas son parte del modelo para permitir el arranque y paro de la estación de bombeo y el aislamiento de una sección específica del sistema.
- i. Para el análisis propuesto, se utilizó la ecuación de estado de líquidos muy poco Compresibles (SCL), permitido para flujos de fluido por lotes mezcla y definición de varios líquidos con su respectiva composición porcentual.
- j. La ecuación de estado de líquidos muy poco compresibles (SCL) puede ser utilizada para simulaciones de líquidos multi-fluidos para el que uno o más fluidos y sus propiedades correspondientes están definidos. El estado SCL es adecuado para lotes y/o tuberías de productos líquidos. La ecuación de estado SCL también es aplicable al flujo de fluidos no-newtoniano, Bingham y plástico.
- k. La ecuación de estado SCL define uno o más líquidos y sus propiedades correspondientes. La ecuación de estado SCL supone que cada líquido puede ser descrito por una simple ecuación de estado cuadrática con reglas simples para la mezcla.
- l. En la ecuación de estado SCL la difusión se basa en la segunda diferencia en la densidad. Por lo tanto, la mayoría de la difusión ocurre al inicio del lote, donde la diferencia en la densidad es más aguda, pero alguna difusión ocurre a lo largo de toda la longitud de la tubería. Este parámetro de difusión puede ser sintonizado para que coincida con la difusión en las tuberías actuales, aumentando o disminuyendo la cantidad de difusión. Por lo tanto, un análisis de sensibilidad se realizará teniendo en cuenta los coeficientes de difusión equivalente como referencias para mejorar los resultados del modelado.
- m. El simulador usa 3 ecuaciones de momento, una para cada una de las fases continuas de líquido (aceite/condensado y agua) y una para la combinación de gas y gotas de líquido. Se aplica una ecuación de energía para toda la mezcla asumiendo que todas las fases están a la misma temperatura. Lo anterior genera siete ecuaciones de conservación a resolverse, tres para masa, tres para momento y una para energía.

4.1.3 Simulación del sistema de tuberías.

Esta actividad consiste en realizar las simulaciones computacionales de los sistemas de tuberías. Este análisis se realizó al sistema de tuberías e incluyó los procesos físicos y parámetros como la transferencia de calor, las pérdidas por fricción, la operación de válvulas, perfiles de elevación, entre otros. Además del análisis cuantificado de distintos parámetros como presión, velocidad, propiedades del fluido entre la viscosidad y la temperatura a través de la longitud de la tubería para las diferentes condiciones de operación.

Estimar el máximo valor de viscosidad del crudo pesado a diferentes cortes de agua, permitido caracterizar las propiedades reológicas del aceite crudo, que se presentaron en el capítulo II. Los resultados de las correlaciones para la predicción y comportamiento de la viscosidad del fluido bifásico indican que la viscosidad de la mezcla aceite-agua tiende a disminuir con el aumento de la temperatura a una velocidad de corte constante e incrementa con el corte de agua hasta 3,600 cP.

La ecuación (4.1) es usada en el modelo hidráulico para calcular el efecto de la temperatura y la presión sobre el valor de la viscosidad. Los coeficientes de presión y temperatura de la viscosidad fueron calculados para condiciones conocidas; por lo tanto, los resultados obtenidos con esta ecuación son dentro de los límites de los valores usados para calcular estos coeficientes.

$$\mu = \mu_0 \exp(VPMI \cdot \Delta P + VTMI \cdot \Delta T) \quad (4.1)$$

$$v = \frac{\mu}{\rho} \quad (4.2)$$

$$\Delta P = P - P_0 \quad (4.3)$$

$$\Delta T = T - T_0 \quad (4.4)$$

4.1.4 Validación del modelado para las tuberías y bombas.

El análisis cuantitativo de cada sistema de proceso está basado en la simulación de fluidos. El proceso para la creación del modelo consistió en la revisión de los datos disponibles para el sistema hidráulico basados en las condiciones de operación inicial y de frontera. Posteriormente se valida el modelo y se analizaron los resultados de simulación.

Estos modelos computacionales permiten la evaluación y comparación de varias condiciones operativas para un sistema dado. Es importante que estos datos sean precisos para garantizar la capacidad predictiva del modelo computacional. Una comparación de las condiciones de operación inicial, así como las limitaciones operativas de funcionamiento del sistema se generó para su uso en el modelo. El modelo es

entonces "afinado" de tal manera que el modelo predice con exactitud los parámetros conocidos en estado estable para un punto de operación determinado. El modelo es validado mediante la comparación de los resultados de la simulación para los parámetros conocidos en estado estable en varios puntos de operación. El modelo construido fue validado contra los datos reales de operación en estado estacionario recopilados en la plataforma. La validación y verificación del modelo de simulación es un componente crítico de cualquier simulación física.

Los simuladores están compuestos por algoritmos que, a través del tiempo, han demostrado su capacidad para predecir el comportamiento de sistemas físicos. Estos algoritmos tienen una alta precisión numérica y son capaces de hacer predicciones sobre las presiones y los flujos en las tuberías dentro de un pequeño porcentaje de diferencia en relación a los valores reales. Sin embargo, los modelos de tuberías y los datos de entrada juegan un papel fundamental en la precisión de la predicción de las simulaciones. Para validar el modelo del sistema de tuberías, los flujos y presiones en estado estable recopiladas en la plataforma bajo una configuración especificada se comparó con la misma configuración replicada utilizando los simuladores.

Para que esta validación sea completa, se deben evaluar varios puntos de operación y compararlos con los datos recopilados para cada condición operativa única. Una condición de operación de referencia se usó para ajustar el modelo del sistema de tuberías y aproximar las pérdidas que no se consideraron directamente en el modelo. Las simulaciones fueron ejecutadas en otros puntos de operación y se compararon con los datos recopilados. El análisis proporciona resultados cuantitativos en cuanto a la capacidad predictiva del modelo. La validación del modelo incluyó a los cabezales de succión y descarga, las pérdidas de presión, las curvas de rendimiento de las bombas, y las caídas de presión. Los resultados de esta validación para los equipos de bombeo y para el sistema de tuberías indican que el modelo para las bombas tiene una precisión en un rango de 0.4% a 1.2%, mientras que el modelo para el sistema de tuberías presenta una corrección del 1.12%.

4.2 Análisis del Sistema de Bombeo.

Normalmente, un crudo pesado de 19.6 °API a 92.4 centiPoises (cP) es transportado por el sistema mientras los cortes de agua cambian en aumento. Por lo que una emulsión de aceite en agua está presente en el sistema de transporte.

Por ello entonces, la plataforma de bombeo tendrá diez bombas operando en paralelo para maximizar el flujo hacia la terminal en tierra. A través de diferentes configuraciones en función de los requerimientos del sistema. Las principales configuraciones que serán utilizadas en el sistema de bombeo, son:

- a. 4 turbobombas centrífugas existentes de 34,091 m³/h (150,000 BPD) c/u, para crudo pesado de 19-21 °API y viscosidad máxima de 250 cP.

- b. 2 turbobombas centrífugas existentes de 68,182 m³/h (300,000 BPD) c/u, para crudo pesado de 19-21 °API y viscosidad máxima de 700 cP.
- c. 4 turbobombas tipo tornillo de 36,364 m³/h (160,000 BPD) c/u, para crudo pesado de 16-19 °API y viscosidad máxima de 3,600 cP.

Como parte de esta evaluación se muestran los parámetros considerados en la determinación de los valores de potencia y par requeridos por el sistema de transporte y son verificados mediante el simulador de flujo dinámico “OLGA”, a fin de determinar que estos sean cubiertos por los elementos que constituyen el paquete turbobomba.

Los aspectos revisados para cada escenario de paro y arranque considerado son determinados en función de los máximos valores de potencias al freno requeridas por el sistema Vs. potencias disponibles del accionador.

4.2.1 Cálculo del número de Reynolds (R_e):

El sistema de tuberías de la plataforma de bombeo se evaluó en diferentes condiciones. Las condiciones evaluadas incluyen dos diferentes tipos aceites crudo (16 y 19 ° API), dos temperaturas diferentes (50 y 61 °C), tres cortes de agua (5, 15, y 30%), y una configuración de la tubería (L_2) para una suma total de 12 casos. Sin embargo, cada caso se evaluó en dos valores diferentes de presión en la succión (4.5 y 7.5 kg/cm²), por lo que un total de 24 casos fueron evaluados para el sistema estudiado.

Un resumen de los resultados obtenidos para todos los casos se incluyen en el apéndice E. Diferentes tendencias se obtuvieron en los resultados, por ejemplo la capacidad del sistema estaba limitada en algunos casos por la máxima potencia y velocidad de las bombas. En otros casos, la limitación del flujo fue impuesta por las pérdidas por fricción del sistema, lo que se observó cuando el régimen de flujo fue turbulento.

Para las predicciones del régimen de flujo, se analizaron los números de Reynolds para todos los casos. El número de Reynolds Re es un número adimensional que da una medida de la relación de fuerzas inerciales $\rho v^2/L$ a las fuerzas viscosas $\mu v/L^2$ y por lo tanto cuantifica la importancia relativa de estos dos tipos de fuerzas para las condiciones de flujo dado. También se utiliza para caracterizar los diferentes regímenes de flujo, tales como flujo laminar o turbulento.

El flujo laminar se produce a bajos números de Reynolds, donde las fuerzas viscosas son dominantes, y se caracteriza por el movimiento constante del fluido.

El flujo turbulento ocurre a altos números de Reynolds y está dominado por las fuerzas inerciales que tienden a producir remolinos caóticos, vórtices y otras inestabilidades de flujo.

$$R_e = \frac{\rho \cdot V_H \cdot L_H}{\mu} = \frac{V_H \cdot L_H}{\mathcal{G}} \quad (4.5)$$

$$v = \mu / \rho$$

Para flujo en una tubería, el Número de Reynolds está generalmente definido como:

$$R_e = \frac{\rho \cdot V_H \cdot D_H}{\mu} = \frac{V_H \cdot D_H}{\mathcal{G}} = \frac{Q \cdot D_H}{\mathcal{G} \cdot A} \quad (4.6)$$

Para el flujo en una tubería de diámetro D , las observaciones experimentales muestran que para el flujo completamente desarrollado, el flujo laminar se produce cuando $Re_D < 2300$ y se produce un flujo turbulento cuando $Re_D > 4000$. En el intervalo entre 2300 y 4000, los flujos laminar y turbulento son posibles (los flujos de "transición"), dependiendo de otros factores, como la rugosidad de la tubería y la uniformidad de flujo.

Este resultado se generaliza a los canales de sección no circular usando el diámetro hidráulico, permitiendo una transición del número de Reynolds a calcularse para otras formas de canal.

Las caídas de presión visto para el flujo de fluido líquidos plenamente desarrollado a través de las tuberías se pueden predecir mediante el diagrama de Moody, que traza el factor de fricción de Darcy-Weisbach f contra el número de Reynolds Re y la rugosidad relativa ϵ/D . El diagrama muestra claramente la transición de los regímenes de flujo laminar y turbulento a medida que aumenta el número de Reynolds. La naturaleza del flujo en la tubería depende en gran medida si el flujo es laminar o turbulento.

La figura 4.3 se muestra un resumen de los resultados de simulación que corresponden al apéndice E. En la cual se puede observar que a 16 °API la viscosidad incrementa conforme aumenta el corte de agua y la temperatura. Adicionalmente, se puede observar que la capacidad de transporte disminuye conforme aumenta el corte de agua a la temperatura de 61 °C, sin embargo a 50 °C incrementa la capacidad de bombeo conforme aumenta el corte de agua.

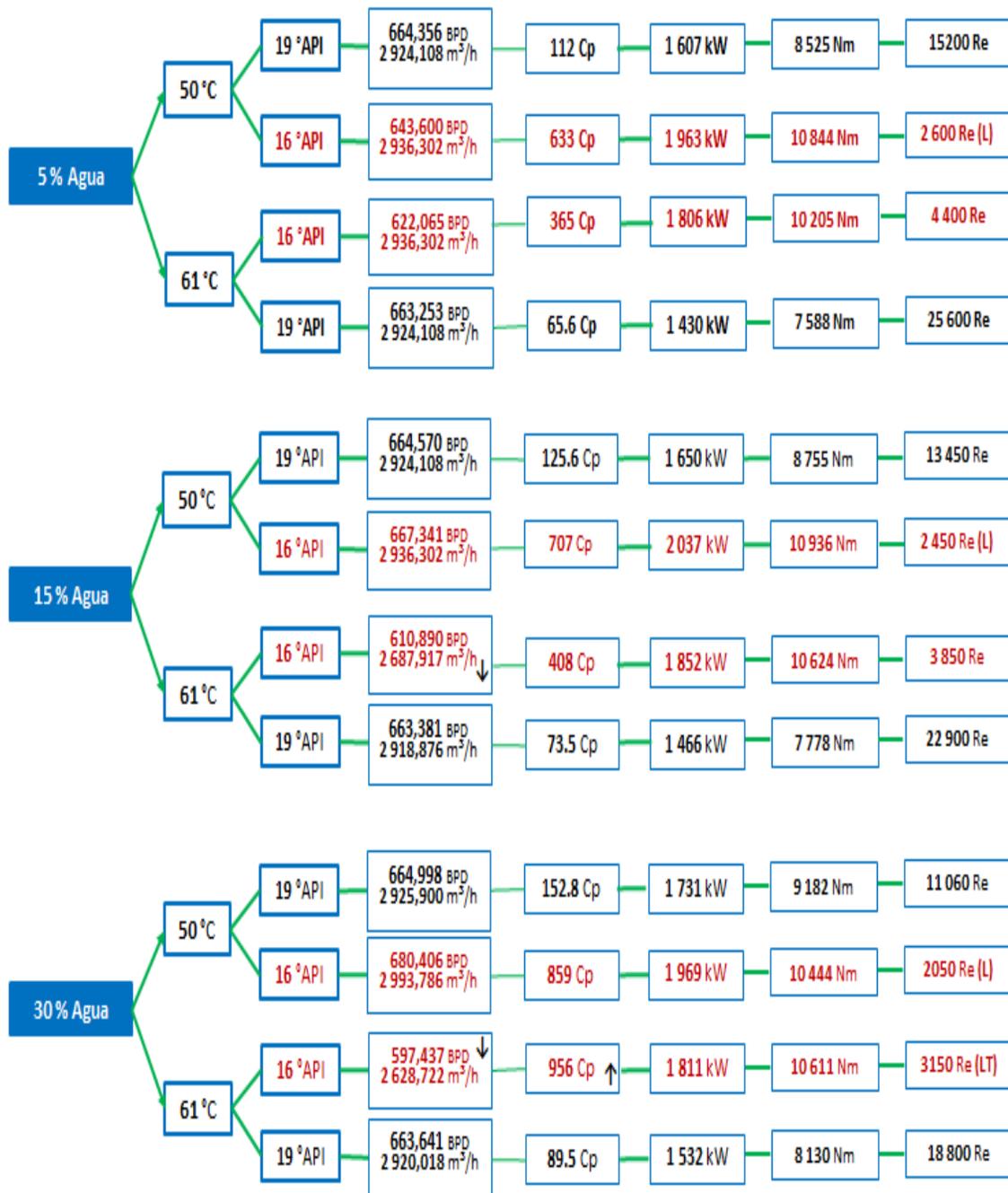


Figura 4.3 Resumen de resultados de las simulaciones con bombas de desplazamiento positivo tipo tornillo.

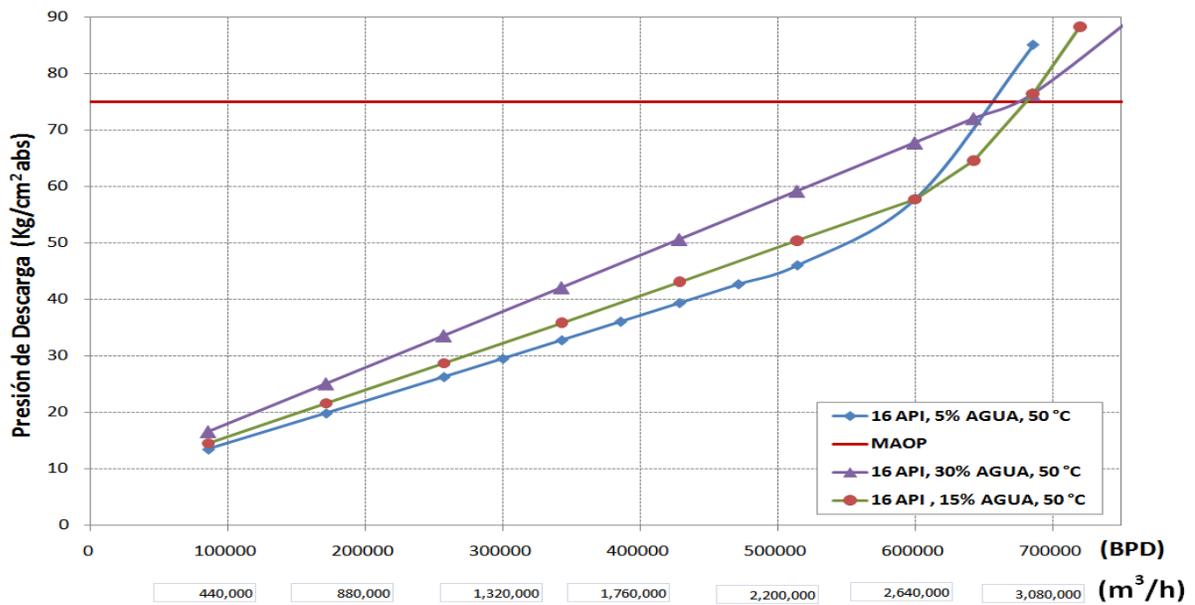
4.3 Discusión de Resultados.

Distintos regímenes de flujo se obtuvieron para la línea L_2 , se evaluó con dos valores diferentes de temperatura (50 °C y 61 °C) a tres diferentes cortes de agua (5%, 15% y 30%). El flujo en el ducto L_2 estuvo en la transición laminar para temperaturas por debajo de 50 °C y todos los cortes de agua, mientras que para los casos a 61 °C estaba en la zona de transición turbulenta.

En los casos de menor temperatura, las fuerzas viscosas impusieron un efecto dominante en las pérdidas hidráulicas del sistema, mientras que para los casos de temperaturas más altas las fuerzas de inercia dirigen la hidráulica del sistema. Contrariamente a lo que se esperaba para este sistema, las temperaturas más altas fueron desfavorables para el transporte del crudo donde las pérdidas por fricción debido a la turbulencia fueron ligeramente superiores a las pérdidas por flujo laminar obtenidos para las temperaturas más bajas. Normalmente las pérdidas para régimen turbulento son mayores que las pérdidas por régimen laminar debido al movimiento caótico de los fluidos, los vórtices de fluidos, y los efectos de la capa límite. Por otra parte, en este caso particular, se observó que la transición de flujo laminar a flujo turbulento afectó la capacidad del sistema para las propiedades del fluido y las condiciones operativas dadas.

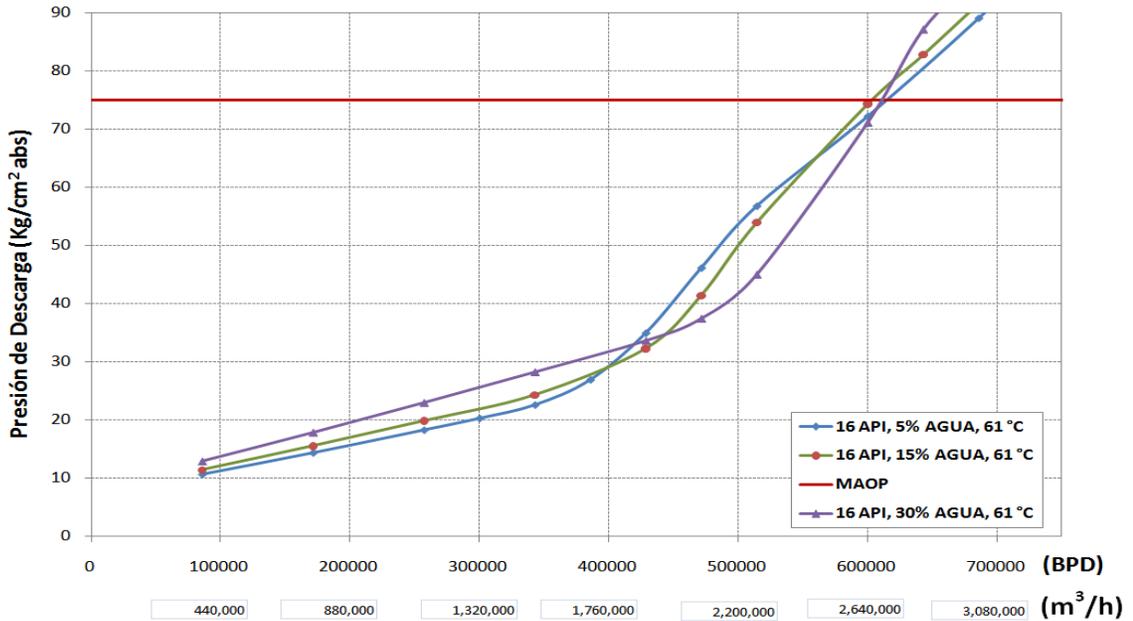
En la figura 4.4 y 4.5 se presentan las curvas del sistema calculadas para la línea L_2 usando aceite crudo de 16 °API con 50 °C y 61 °C respectivamente. La transición de régimen de flujo laminar a régimen turbulento se puede observar en estas curvas como un cambio en la tendencia. Por ejemplo, la curva del sistema para 5% de corte de agua, presenta la transición a una tasa de flujo menor entonces el número de Reynolds depende de la velocidad del flujo y la viscosidad. Una vez más, el cambio en el régimen de flujo afecta la manera cómo la hidráulica del sistema de tuberías se comporta. Esto se observó en la curva del sistema para todos los casos como un cambio drástico en la tendencia de la curva. El efecto de la temperatura se observó cuando se compara la figura 4.4 con la figura 4.5; el aumento de temperatura origina una disminución de la viscosidad aparente del aceite crudo. Por lo tanto, aumenta el número de Reynolds cuando la viscosidad disminuye, por lo que un cambio en el régimen de flujo de laminar a turbulento se produce cuando aumenta la temperatura del aceite crudo en estos casos.

Esta transición provoca una modificación en el patrón de caída de presión del sistema. Así, en estos casos el fluido menos viscoso produce mayores pérdidas por fricción debido al efecto turbulento. Todo esto se traduce en una reducción de la capacidad del sistema cuando el aceite crudo se bombea a 61 °C. Si las propiedades del fluido para el crudo cambian, los resultados obtenidos en este análisis ya no son válidos. [43]



Flujo Promedio

Figura 4.4 Curva del sistema para el aceite crudo de 16 °API a 50 °C con cortes de agua de 5, 15 y 30% y contrapresión de 4.73 kg/cm² abs.



Flujo Promedio

Figura 4.5 Curva del sistema para el aceite crudo de 16 °API a 61 °C con cortes de agua de 5, 15 y 30% y contrapresión de 4.73 kg/cm² abs.

En la figura 4.6 se muestra el número de Reynolds contra el flujo para la operación del sistema de tuberías de la línea L₂ con el aceite crudo de 16 °API, a 50 °C y 61 °C.

La figura ilustra el efecto de la transición de régimen de flujo en la curva del sistema. En esta gráfica se puede observar que la tendencia de la curva del sistema es muy lineal, cuando el régimen de flujo es laminar, y entonces cuando alcanza la zona de transición aproximadamente en $Re \approx 2,400$ la tendencia de la curva cambia. La zona de transición y el flujo turbulento se alcanzan primero por el crudo de 16 °API a 61 °C, debido a que el valor de la viscosidad es menor, mientras que el crudo de 16 °API a 50 °C nunca alcanza el régimen turbulento, sino que pasa de laminar a la zona de transición y permanece allí para las condiciones estudiadas. Por lo tanto, el comportamiento del sistema para este fluido en estas condiciones es opuesta a la esperada debido al cambio de régimen de flujo observado para ambas temperaturas estudiadas.

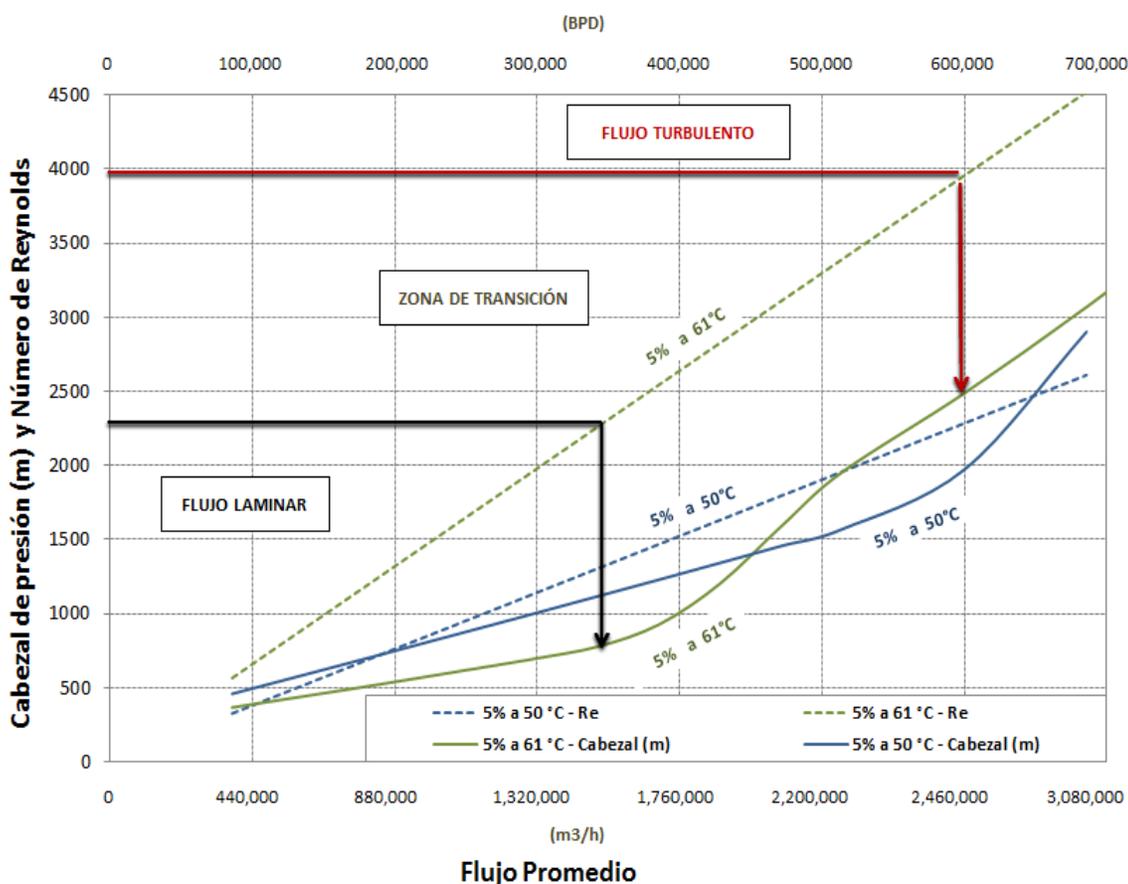


Figura 4.6 Número de Reynolds a 16 °API con 5% de Corte de Agua a dos diferentes temperaturas (50 °C y 61 °C) y contrapresión de 4.73 kg/cm² abs.

En la figura 4.7 se presenta el número de Reynolds contra el flujo del sistema. Esta gráfica cubre todas las condiciones de operación estudiadas para el sistema de tuberías de la línea L₂ con aceite crudo de 16 °API. Se puede observar que la mayoría de los casos fueron desde laminar a la zona de transición. Y sólo en un caso se observó el cambio de régimen de flujo laminar a turbulento.

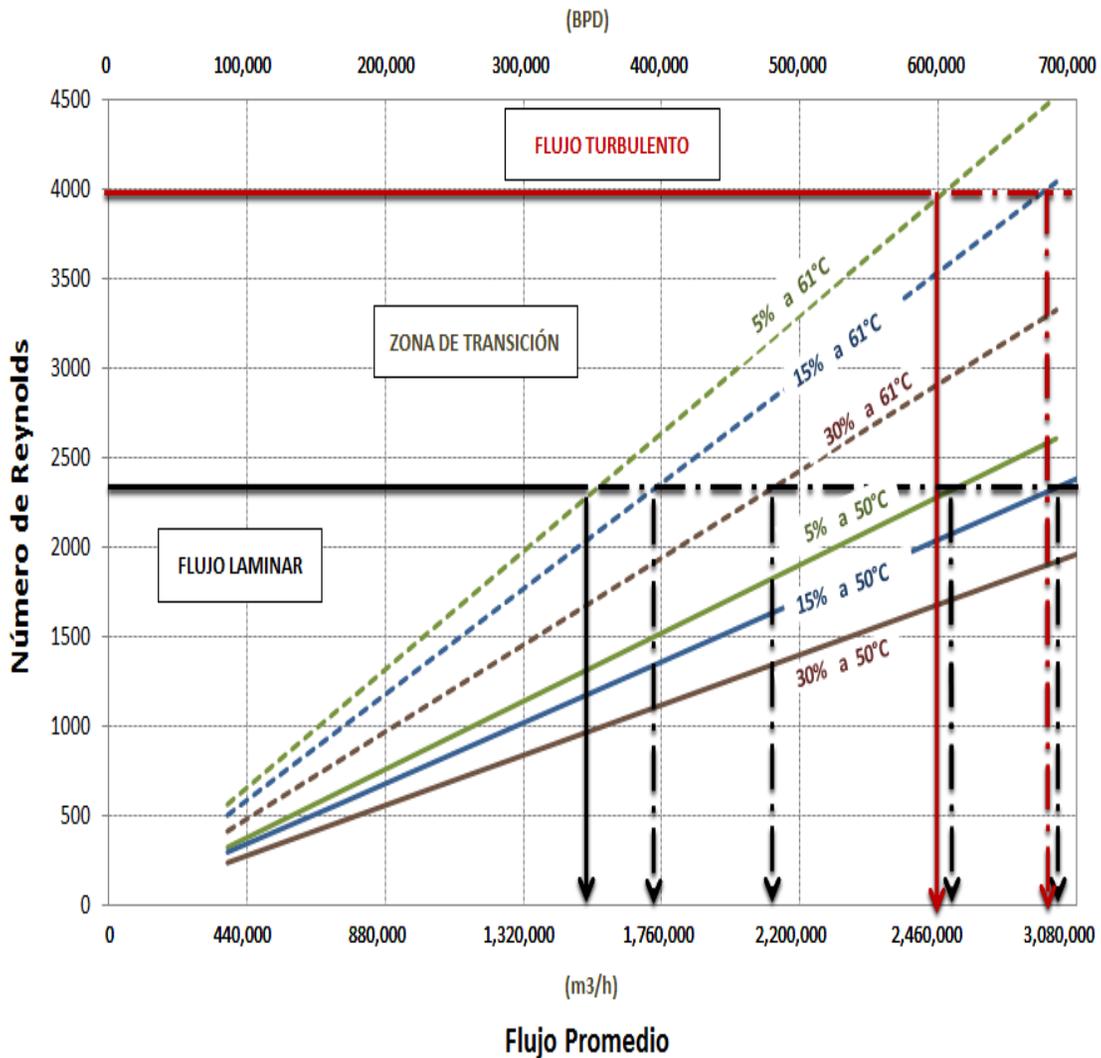


Figura 4.7 Número de Reynolds a 16 °API con 5%, 15% y 30% de Corte de Agua a dos diferentes temperaturas (50 °C y 61 °C) y contrapresión de 4.73 kg/cm² abs.

Un resumen de los resultados obtenidos para los diferentes corte de agua a diferentes temperaturas, se muestran en la tabla 4.3

Tabla 4.3 Comparación de los Número de Reynolds de 16 °API con diferentes cortes de agua a dos diferentes temperaturas (50 °C y 61 °C)

	Flujo Promedio (BPD)	(m ³ /h)	MAOP	50 °C (Gravedad Especifica=0.9620)			61 °C (Gravedad Especifica=0.9530)		
				Presión (kg/cm ²)	TDH (m)	Re	Presión (kg/cm ²)	TDH (m)	Re
16 °API 5% Agua	85714	19481	75	13.440	139.9	327	10.650	111.9	566
	171429	38961	75	19.801	206.1	653	14.363	150.9	1132
	257143	58442	75	26.230	273.1	980	18.275	192.0	1697
	300000	68182	75	29.475	306.8	1143	20.289	213.2	1980
	342857	77922	75	32.740	340.8	1306	22.591	237.4	2263
	385714	87662	75	36.023	375.0	1469	26.917	282.9	2546
	428571	97403	75	39.326	409.4	1632	34.943	367.2	2828
	471429	107143	75	42.648	444.0	1796	46.129	484.7	3110
	514286	116883	75	45.990	478.8	1959	56.746	596.3	3392
	600000	136364	75	57.748	601.2	2285	72.167	758.4	3957
685714	155844	75	84.983	884.7	2610	89.025	935.5	4521	
771429	175325	75	122.047	1270.5	2934	107.350	1128.1	5085	
857143	194805	75	144.306	1502.2	3259		0.0		
16 °API 15% Agua	85714	19481	75	14.478	150.7	299	11.366	119.4	506
	171429	38961	75	21.543	224.3	584	15.484	162.7	1012
	257143	58442	75	28.655	298.3	876	19.797	208.0	1518
	342857	77922	75	35.830	373.0	1168	24.259	254.9	2024
	428571	97403	75	43.065	448.3	1460	32.232	338.7	2530
	514286	116883	75	50.358	524.2	1752	41.356	434.6	2783
	600000	136364	75	57.707	600.7	2044	53.868	566.1	3035
	642857	146104	75	64.557	672.0	2190	74.267	780.4	3539
	685714	155844	75	76.405	795.4	2335	82.732	869.4	3791
	720000	163636	75	88.208	918.3	2452	91.579	962.4	4043
16 °API 30% Agua	85714	19481	75	16.582	172.6	241	12.816	134.7	417
	171429	38961	75	25.066	260.9	481	17.752	186.5	833
	257143	58442	75	33.557	349.3	721	22.881	240.4	1249
	342857	77922	75	42.066	437.9	962	28.148	295.8	1666
	428571	97403	75	50.594	526.7	1202	33.533	352.4	2082
	514286	116883	75	59.142	615.7	1442	37.338	392.4	2290
	600000	136364	75	67.707	704.8	1682	44.889	471.7	2498
	642857	146104	75	71.992	749.4	1803	71.008	746.2	2913
	685714	155844	75	76.280	794.1	1923	87.014	914.4	3120
	771429	175325	75	92.151	959.3	2162	96.314	1012.1	3328

Se evaluaron casos adicionales, para comparar la capacidad de transporte entre bombas centrífugas existentes y las bombas nuevas propuestas del tipo doble tornillo. Por lo tanto, el modelo de tuberías se utilizó para calcular las condiciones de flujo máximo que se podía alcanzar por el sistema (L_2), operando con aceite crudo de 19.6° API con un 8% de corte de agua a 42.78 °C (109°F). (El corte de agua es emulsionada, la emulsión es de agua “fase dispersa” en aceite “fase continua” aumenta la viscosidad aparente del crudo por lo cual desfavorece el transporte).

Para estos casos, se asumió un caso ideal donde las bombas centrífugas existentes de 34,091 m³/h (150,000 BPD) c/u, pueden operar al 100% de la velocidad y la máxima potencia. Sin embargo, la realidad es que para las bombas centrífugas las vibraciones de la carcasa y la flecha limitan la velocidad máxima. De esta situación dependen las condiciones de operación de estas bombas. La velocidad máxima observada para una bomba centrífuga existente en la plataforma de bombeo, fue de aproximadamente el 77% de su velocidad máxima antes de dispararse por alta vibración.

La manera ideal de investigar el fenómeno de alta vibración es utilizando probetas de desplazamiento (X-Y) junto con un tacómetro para graficar los espectros y orbitas de vibración. Sin embargo, estas máquinas no cuentan con este tipo de sensor (utilizan acelerómetros en la carcasa solamente). Por ejemplo si las vibraciones fueran 1X o 2X se pudiera decir que el origen es por desbalance o falta de alineamiento.

Una investigación de la causa de alta vibración en las bombas centrífugas United. Determino que puede ser por desbalance del rotor.

Otra suposición fue que las bombas de tornillo tendrían suficiente potencia para las condiciones simuladas ya que los valores de eficiencia no estaban disponibles en las curvas de la bomba utilizada. Además, el resbalamiento de las bombas de tornillo fue extrapolado para los valores bajos de viscosidad, ya que en las curvas proporcionadas por el fabricante se tiene sólo hasta 200 cP.

Por lo tanto, se presentan dos escenarios para las bombas centrífugas para cada corte de agua, uno con la degradación volumétrica y otro con las curvas ideales corregidas (corregida por la viscosidad). El flujo de las bombas de tornillo se utilizó como punto de comparación entre las bombas centrífugas con o sin degradación. En esos casos se observó que las bombas de tornillo manejarían mayores flujos. Los resultados mostraron un aumento en el flujo de alrededor de 1.48% a 6.19% para las bombas de tornillo.

Además, se observó que cuando el valor de corte de agua se incrementó, la viscosidad aparente del aceite crudo aumentó y mejoró la operación de las bombas de tornillo, ya que el desplazamiento en las bombas depende de la viscosidad. Para valores de viscosidad mayores el volumen de resbalamiento para las bombas de tornillo se reduce, por lo que aumenta su eficiencia volumétrica. Este efecto se debe al efecto de sellado hidráulico provisto por el fluido de alta viscosidad, el sello se produce entre las cavidades del tornillo disminuyendo el flujo de resbalamiento y mejorando la operación de la bomba.

En la tabla 4.4, se presentan los resultados de esta comparación. En esta comparación, se incluyó que las bombas centrífugas existentes presentan una degradación volumétrica de 13.8 %.

Para determinar el valor de la degradación, es importante, tener en cuenta que las bombas centrífugas, para aplicaciones en el campo petrolero normalmente se prueban con agua. Su comportamiento en operaciones de campo con crudos viscosos debe calcularse a base de los datos de la prueba con agua y posteriormente corregir las curvas de operación de las bombas en base a la viscosidad, basado en el estándar ANSI/HI 9.6.7-2004. (Efectos de viscosidad de líquidos en el rendimiento de bombas rotodinámicas) [44]. Con este estándar se corrigió la curva teórica proporcionada por el fabricante para agua considerando el flujo de operación que es crudo de una viscosidad mayor.

Las pruebas de rendimiento realizadas en campo fueron basadas en el ASME PTC-8.2. [45]. Las curvas de las bombas fueron obtenidas a una velocidad constante para diferentes condiciones de flujo y cabezal, lo cual permitió un barrido de la curva de rendimiento de la bomba. La degradación de las maquinas se cálculo para diferentes valores de flujo a lo largo de la curva (a velocidad constante) y luego se tomó el promedio de todas las diferencias, la degradación fue calculada como la diferencia relativa del cabezal medido y el cabezal teórico (corregido a la viscosidad de operación).

De modo que en la tabla 4.4, se puede observar que las bombas de tornillo manejan más fluido, debido a que las bombas de tornillo son de desplazamiento positivo en las cuales los tornillos forman cavidades que generan un efecto de empuje sobre el fluido. La capacidad de estas bombas está regida por la velocidad, volumen de las hélices o cavidades de desplazamiento menos un deslizamiento que depende de la diferencial de presión y la línea de sello en las cavidades. Aquí es donde la viscosidad afecta la capacidad de las bombas centrífugas, ya que a más alta viscosidad la línea de sello entre las cavidades de una bomba tipo tornillo mejora y hace que ocurra menos deslizamiento del fluido.

Tabla 4.4 Comparación de los resultados de simulación para diferentes equipos de bombeo con viscosidad de 19 °API.

Corte Agua (%)	Bombas en Operación	Flujo (m ³ /h)	Flujo (BPD)
5	4 TB Centrífuga (ideal)	154,021	677,693
	4 TB Centrífuga (real con degradación)	146,948	646,573
	4 TB Tornillo	149,160	656,306
10	4 TB Centrífuga (ideal)	151,940	668,535
	4 TB Centrífuga (real con degradación)	144,944	637,752
	4 TB Tornillo	149,676	658,576
15	4 TB Centrífuga (ideal)	148,222	652,175
	4 TB Centrífuga (real con degradación)	141,343	621,910
	4 TB Tornillo	150,666	662,929
Presión y temperatura de succión de 7.5 kg/cm ² a y 43 °C, respectivamente. Contrapresión en la terminal en tierra de 3.7 kg/cm ² a.			

4.3.1 Cantidad requerida de convertidores de par.

La evaluación de la tecnología, consideró dos premisas:

- 1).- Determinar la cantidad requerida de convertidores de par para un arranque en frío.
- 2).- Ante la posibilidad que los pronósticos de producción y calidad, no se cumplieran y que fuera necesario seguir transportando crudo de baja viscosidad 92.4 cP (19.6 °API). Determinar las ventajas hidráulicas al sustituir turbobombas tipo centrífugas por turbobombas tipo tornillo.
 - Instalar un solo convertidor de par (con y sin relevo) en lugar de cuatro, no es conveniente. Porque a los paquetes de turbobombas restantes se les tendría que adquirir una caja de engranes diferente, con una relación de al menos 9.16: 1, lo que se traduce en una caja más grande y diversidad de equipos, en comparación con 4.8519: 1.
 - No es factible instalar una quinta bomba únicamente para el arranque de 11,364 a 22,727 m³/h (50,000 a 100,000 BPD), con motor eléctrico y las cuatro restantes sin convertidor de par, debido a que el sistema impone un par elevado (> 17,700

Nm) para el manejo con flujo total de 90,909 m³/h (400,000 BPD, con una potencia del accionador mayor a 2,500 kW.

El criterio de selección del sistema de bombeo, depende del interés técnico o económico, o ambas, de acuerdo con los resultados que aquí se presentan. El motivo particular por el que se sugiere emplear convertidores de par hidrodinámicos, es porque logra proporcionar las condiciones de transporte, en el escenario más crítico (paso de un huracán) más eficientemente que el sistema tradicional, sin el uso de productos o procesos adicionales para el transporte de crudo extra pesado que generen costos adicionales en infraestructura, operación y mantenimiento.

Por otro lado, la instalación y el uso de sistemas de bombeo que integren convertidores de par hidrodinámicos, para fines prácticos tienen dos limitaciones:

- Actualmente no existen sistemas de bombeo bajo esta configuración en el mundo (figura 3.8). En un futuro no muy lejano (2012) se pretende hacer realidad este proyecto, bajo la coordinación y supervisión del autor de esta tesis.
- La generación de ruido de la configuración del tren completo, conlleva a que se tenga que encabinar todo el tren incluyendo la turbina, caja reductora, convertidor y bomba. Encabinado que no existe en el mercado y que forma parte de la innovación tecnológica, desde el punto de vista de diseño, seguridad, operación y mantenimiento.

De los resultados obtenidos se determina que los paquetes de turbobombas conformados por una turbina, una caja de engranes, un convertidor de par y una bomba tipo tornillo, cubre, los requerimientos hidráulicos y mecánicos en forma satisfactoria.

4.3.2 Golpe de ariete.

En la figura 4.8, se muestran las válvulas de corte por seguridad (interconectadas al sistema de paro por emergencia), las cuales se ubican lo más cercana posible al ducto ascendente, a fin de aislar el proceso (ISO 10418:2003E) de tal manera que la línea opere por seguridad y que se pueda evitar daños tanto al medio ambiente como a las instalaciones en caso de emergencia.

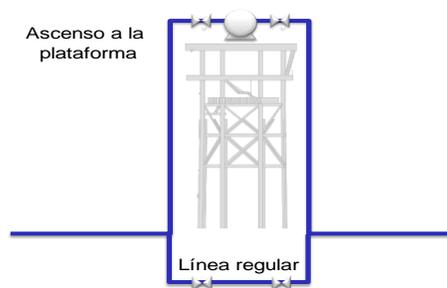


Figura 4.8 Localización de las válvulas de corte por seguridad SDV's

Los efectos de cierre de la válvula SDV, se presentan en la figura 4.9, que representa la comparación de resultados del efecto de presión para diferentes tiempos de cierre de la válvula de 36 pulgadas de diámetro (0.9144 metros).

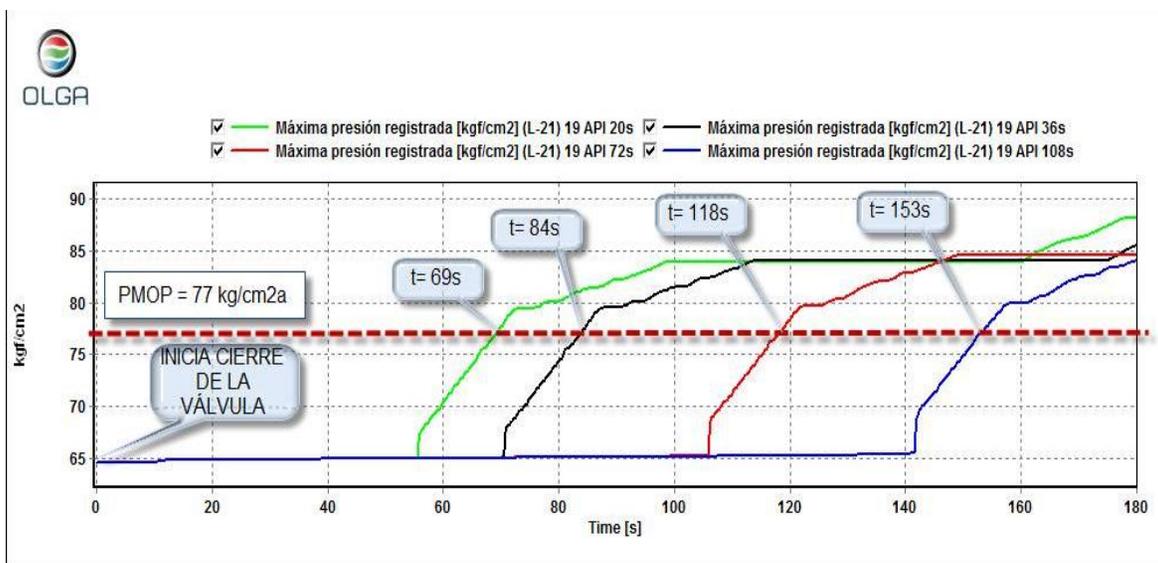


Figura 4.9 Resultados del modelado del golpe de ariete.

Para simplificar la figura 4.9, observe lo siguiente:

- Si la válvula SDV de llegada a la plataforma de bombeo cierra en 20 segundos, significa que se rebasa la presión máxima permisible de operación del ducto (77 kg/cm²) en 69 segundos, localizable en el ducto ascendente sobre el lecho marino (riser) de la plataforma de envío que se encuentra a 80,000 metros de la plataforma de bombeo.
- Si la válvula cierra en 36 segundos, la presión se registra en 84 segundos.
- Si la válvula cierra en 72 segundos, la presión se registra en 118 segundos.
- Si la válvula cierra en 108 segundos, la presión se registra en 153 segundos.

En base a los resultados, se debe analizar detalladamente los posibles eventos transitorios tales como paro de emergencia de la plataforma de bombeo, lo cual es necesario para determinar su efecto en el sistema de transporte. Así como para determinar cualquier posible represionamiento o golpe de arriete en el sistema.

4.4 Limitaciones del Trabajo.

Durante la realización del presente trabajo, no fue posible documentar los resultados de las pruebas en fábrica, debido a que a la fecha de edición de esta tesis, la fabricación de los equipos representaban el 25 % de avance. El objetivo de las pruebas consisten en asegurar que los elementos escogidos para integrar el equipo de bombeo (turbina+caja de engranes+convertidor de par+bomba tipo tornillo), cumplan con las condiciones de operación, para garantizar el funcionamiento adecuado del tren de bombeo con respecto a la condición de diseño.

A continuación se describen las recomendaciones para cada prueba:

4.4.1 Prueba de funcionamiento mecánico de la turbina de gas.

Una vez fabricada cada turbina de gas, se deberán realizar las pruebas de aceptación en fábrica (FAT). Con el fin de comprobar que su operación sea adecuada (de acuerdo al código ASME PTC 22), la turbina de gas deberá ser probada en celda a plena carga de 100 %, 75 %, 50 % y a máxima velocidad por al menos 30 minutos, monitoreándose los parámetros más importantes de la unidad como son:

- Temperatura de entrada a la turbina.
- Temperatura de aceite lubricante.
- PCD (Presión de descarga en compresor axial).
- Consumo de gas combustible.
- Flujo y Presión de aceite lubricante.
- Niveles de vibración del equipo.

Adicionalmente, se debe analizar lo siguiente:

- Efecto de la humedad ambiente respecto a la eficiencia de la turbina de gas.
- Efecto de la inyección agua-vapor en la cámara de combustión respecto a la eficiencia de la turbina de gas.
- Estimación de las propiedades termodinámicas para el fluido de trabajo (aire de succión y combustible), respecto a la eficiencia de la turbina de gas.
- Caracterización del aire seco y aire húmedo.
- Caracterización de los productos de la combustión.
- Graficas correspondientes a la caracterización de la Unidad Turbina de Gas.
- Detalles del compresor, número de etapas y número de coronas estatores de ángulo variable.
- Detalles de la cámara de combustión, tipo de cámara y sus quemadores, para reducir el NOx.
- Número de pasos para la potencia que requiere el compresor, así como cuantos pasos son para la potencia requerida en el sistema de acoplamiento.
- Detalle del conjunto del sistema de escape de los gases de combustión para la protección del medio ambiente en el lugar de trabajo (Nox, SOx, entre otros).

4.4.2 Prueba dinámica de los sistemas auxiliares del paquete.

A su vez se deberán probar los sistemas auxiliares independientemente con el fin de asegurar su correcto funcionamiento. La instrumentación, válvulas, reguladores, entre otros, deberán ser sometidos a pruebas no destructivas con el fin de evaluar su estado.

El sistema eléctrico del paquete deberá ser probado estáticamente para verificar la continuidad de lazos y la resistencia de aislamiento del cableado. La consola de control deberá ser probada para verificar su integridad y para validar la lógica de la escalera de control (software) del proyecto.

4.4.3 Prueba de funcionamiento mecánico de la caja reductora.

La prueba de funcionamiento mecánico deberá ser llevada a cabo de acuerdo a los lineamientos del estándar API 613. La prueba deberá llevarse a cabo con medio acoplamiento y adaptadores produciendo un momento o par igual a la mitad del acoplamiento más la mitad del separador. [43]

Sensores de vibración deberán ser utilizados durante la prueba. Finalmente, deberá documentarse la siguiente información:

- Temperatura y presión de entrada del aceite
- Flujo de aceite
- Temperatura de salida del aceite (dren)
- Vibración de flecha, frecuencia y amplitud, ambas síncronas y sin filtrar.
- Temperatura de cojinetes
- Velocidad de giro (rpm)
- Angulo de desfase (keyphasor)
- Vibración de la carcasa

Los parámetros de temperatura y presión del aceite lubricante durante la prueba de 4 horas (carga parcial) deberán ser dentro del rango permitido por el fabricante. Los parámetros del aceite lubricante tales como temperatura, presión y viscosidad deberán ser monitoreadas y no exceder los valores recomendados por el fabricante. El flujo de aceite lubricante deberá ser medido durante la prueba. El nivel de filtración del aceite lubricante durante la prueba deberá ser de 10 micrones o menor. Los requerimientos de limpieza del API 614 para los componentes corriente abajo deben ser cumplidos antes de empezar la prueba. Adicionalmente, se deberá realizar un barrido de vibración para determinar amplitudes a frecuencias asíncronas.

Deberán documentarse los parámetros la información operativa al menos cada 15 minutos durante la primera hora y cada 30 minutos durante el resto de la prueba.

La caja de engranaje deberá ser operada al 110% de la máxima velocidad continua de operación por lo menos durante 15 minutos. La caja de engranaje deberá ser operada a la máxima velocidad continua de operación por lo menos durante 4 horas. La prueba de funcionamiento mecánico deberá verificar que las velocidades críticas cumplen con los

requerimientos establecidos en el estándar API 613. Al término de la prueba, la parte superior de la carcasa deberá ser removida y los engranes deberán ser inspeccionados para confirmar el apropiado contacto e identificar cualquier daño en la superficie de los engranes.

4.4.4 Prueba de funcionamiento mecánico del convertidor de par.

Deberá realizarse una prueba de funcionamiento mecánico a cada convertidor de par. Los cojinetes definitivos deberán ser utilizados durante la prueba. Si por algún motivo se requiere reemplazar los cojinetes, la prueba de la misma deberá ser repetida nuevamente. Los parámetros del aceite lubricante tales como temperatura, presión y viscosidad durante la prueba deberán ser las recomendadas por el fabricante. El flujo de aceite lubricante deberá ser medido durante la prueba.

Sensores de vibración deberán ser utilizados durante la prueba. Además de documentar la siguiente información operativa antes, durante y después de la prueba:

- Temperatura y presión de entrada del aceite
- Flujo de aceite
- Temperatura de salida del aceite (dren)
- Vibración de flecha, frecuencia y amplitud, ambas síncronas y sin filtrar.
- Temperatura de cojinetes
- Velocidad de giro (rpm)
- Angulo de desfase (keyphasor)
- Vibración de la carcasa

4.4.5 Prueba de rendimiento y NPSH de la bomba.

Deberán realizarse las prueba NPSH y de rendimiento a las cuatro bombas tipo tornillo con base al ANSI/HI-3.6-2000 y será a las tolerancias de API 676 así como al estándar Alemán VDMA 24284 Clase II Grado II, a la presión total de acuerdo con el procedimiento de prueba del fabricante de la bomba y a velocidad máxima con un NPSHR menor al NPSHA, y se probará hasta que la bomba sufra una reducción del 3 por ciento en la carga dinámica.

Estas pruebas deberán realizarse con el tiempo suficiente para obtener información completa de desempeño la cual deberá incluir por lo menos:

- Temperatura del fluido a la entrada de la bomba
- Presión a la entrada y salida de la bomba
- Razón de flujo
- Velocidad de giro
- Potencia de entrada de la bomba

Adicionalmente, deberán realizarse los cálculos de: diferencial de presión, potencia de entrada, potencia de salida, par, eficiencia de la bomba, eficiencia volumétrica, lo cual incluye las curvas de comportamiento de la bomba corregidas al crudo a las condiciones normales de operación.

4.4.6 Prueba con agua del tren completo (String Test).

Para fines de prueba, una vez acoplados todos los componentes de uno de los cuatro paquetes turbobomba, se deberá realizar una prueba con agua del paquete completo (turbina+caja+convertidor+bomba). El objetivo de esta prueba es reducir problemas en la instalación y operación en la plataforma. El paquete turbobomba deberá ser probado a plena carga y máxima velocidad, monitoreándose parámetros importantes de operación como son:

- Consumo de gas combustible
- Potencia de salida
- Niveles de vibración de cada uno de los componentes del paquete
- Velocidad y flujo máximo de la bomba
- Prueba a baja velocidad y máximo par.

4.4.7 Pruebas de arranque y desempeño.

Una vez finalizada la instalación del sistema de bombeo en la plataforma, se deberá llevar a cabo la prueba en vacío de la turbina y la prueba de 72 horas de operación en sitio (OSAT) donde se observará el comportamiento de cada uno de los paquetes bajo los parámetros de operación reales.

Cada paquete turbobomba será sometido a esta prueba uno a uno conforme se finalice la instalación individual de cada uno de ellos. La prueba de rendimiento deberá ser basada de acuerdo al procedimiento de arranque del fabricante. La turbina de gas deberá ser sometida a la prueba monitoreándose los parámetros más importantes de la unidad, son:

- Temperatura de entrada a la turbina.
- Temperatura de entrada al compresor.
- Temperatura de gases de escape T9.
- PCD (presión de descarga en compresor axial).
- Consumo de gas combustible.
- Potencia de salida.
- Temperatura de aceite lubricante.
- Flujo y presión de aceite lubricante.
- Niveles de vibración del equipo.
- Nivel de ruido del paquete turbobomba (medición externa).

4.5 Trabajos Futuros.

La realización de este trabajo es el inicio de una serie de posibles proyectos que podrían llevarse a cabo dentro del contexto de sistemas de bombeo tipo tornillo que integran un convertidor de par hidrodinámico, para fines de transporte de crudo extrapesado:

- Estudio de pulsaciones del sistema de tuberías de la bomba de tornillo.
- Análisis de vibración mecánicas incluyendo el patín.

A continuación se mencionan los resultados que se pueden esperar en cada uno de ellos:

4.5.1 Estudio de pulsaciones del sistema de tuberías de la bomba de tornillo.

El realizar un estudio de pulsaciones de la tubería, permitirá estimar las frecuencias naturales acústicas del sistema de tuberías y determinar los posibles efectos de las pulsaciones de presión producidos por las turbobombas. El estudio de pulsaciones deberá considerar como mínimo la tubería hasta los límites de la plataforma y ser realizado utilizando como guía los requerimientos para control de pulsaciones y vibraciones incluidas en el Estándar API 618.

4.5.2 Análisis de vibración mecánica incluyendo el patín.

Los resultados del análisis de vibración del paquete de turbobombas incluyendo el patín, servirá para determinar los niveles de vibración que podrían ser potencialmente transmitidos hacia la plataforma. El estudio deberá incluir un análisis de esfuerzos estático (por medio de análisis de elementos finitos) para verificar la capacidad de carga del patín. Adicionalmente, el estudio deberá incluir un análisis modal y de respuesta forzada para investigar las posibles resonancias estructurales y niveles de vibración excesivos que puedan ser transmitidos hacia la plataforma. Adicionalmente, el análisis deberá mostrar los niveles de esfuerzo estático en el patín, las frecuencias naturales, los niveles de vibración esperados y de ser necesario recomendaciones para minimizar la transmisión de vibraciones.

CONCLUSIONES

El pronóstico del próximo agotamiento de los aceites convencionales de 21 °API y de baja viscosidad, han convertido a los aceites pesados de 13 a 16 °API en el futuro de los hidrocarburos.

Los resultados de las correlaciones para la predicción y comportamiento de la viscosidad del fluido bifásico indican que la viscosidad de la mezcla aceite-agua tiende a disminuir rápidamente con el aumento de la temperatura a una velocidad de corte constante y se incrementa con el contenido de agua, hasta alcanzar valores que superan los 200 centiPoises.

Debido a que el comportamiento del aceite pesado de 16 °API, tienden a ser más viscoso que el aceite de 21 °API, un análisis de las tecnologías para aseguramiento de flujo para instalaciones costa afuera, permitió señalarse que los reductores de viscosidad y fricción no son suficientes por sí mismos, por lo que se recomienda la combinación de equipo de bombeo, esto constituye principalmente que el crudo pesado de 13 °API se diluya primero con condensados recuperados o con crudo ligero, dependiendo de la disponibilidad de cada uno de ellos, hasta obtener una mezcla transportable de 16 °API.

La evaluación del sistema de bombeo, permitió establecer que la mejor alternativa para el transporte de fluidos de alta viscosidad consiste en que la turbina de gas trabaje a velocidad constante, mientras que el convertidor de par resuelva los problemas críticos, tales como velocidades mínimas y par máximos a que está sometida la bomba de desplazamiento positivo tipo tornillo.

Esto representa que la velocidad de la turbina de gas se mantendrá al 100 % de la velocidad de diseño durante la operación del sistema. Por lo tanto, el convertidor de par hidrodinámico controlará las velocidades en todos los puntos de operación de la bomba, manteniendo constante la velocidad de la turbina en su punto óptimo de eficiencia energética y consumo de combustible.

Con relación al análisis mediante la Dinámica de Fluidos Computacional empleando el paquete FLUENT, se puede concluir que la distribución de flujo en los cabezales simétricos de succión y descarga es uniforme y laminar, por lo que nunca exceda el límite número de Reynolds de 2,000.

Los resultados de simulación realizados en OLGA y STONER, confirman que con el nuevo sistema de bombeo tipo tornillo, se logra una mayor capacidad de transporte a partir de viscosidades mayores a 92.4 cP (19.6 °API). Lo que se traduce en un sistema de bombeo flexible para transportar crudos de 19 °API e inclusive con cortes de agua mayores al 30%. Además de que permitirá lograr el transporte de crudo de 16 °API con incrementos de viscosidades de hasta 3,600 cP.

Con esto en mente, se proveen que la innovación tecnológica garantiza las ventajas descritas a continuación:

HIDRÁULICOS: Flexible con la viscosidad y flujos, se podrá manejar 36,364 m³/h (160 MBD) de aceite crudo de 16 °API y hasta 150 MBD de 19 °API, con la misma bomba de tornillo, abarcando diversos valores de viscosidad y las incertidumbres en los pronósticos de producción y calidad (% agua y gas). Por ejemplo: a 19 °API y 5 % agua, con bombas tipo tornillo es posible transportar hasta 37,273 m³/h (164 MBD), mientras que con bombas centrífugas 36,737 m³/h (161 MBP).

MECÁNICOS: Capacidad de potencia y par, contrario a las bombas centrífugas las bombas tipo tornillo incrementan su flujo y eficiencia volumétrica al incrementar la viscosidad. Considerando la degradación actual de las bombas centrífugas, se confirma que si es posible transportar más crudo de 19 °API, empleando bombas tipo tornillo.

OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO: Costos de operación y mantenimiento más bajos, debido a menor consumo de energía (menor potencia en comparación con las centrífugas).

ECONOMÍA: Su período de recuperación es de 1 año, considerando un horizonte de operación de 15 años.

SEGURIDAD: Confiabilidad de la operación y alta flexibilidad operativa, principalmente porque el convertidor de par, permitirá incrementa el par entregado por la turbina y además varía la velocidad para cubrir el requerimiento de flujo de la bomba. Adicionalmente, tiene la capacidad de funcionar como un embrague (clutch) hidrodinámico, así también de funcionar como amortiguador de vibraciones torsionales.

AMBIENTAL: El convertidor de par, permitirá a la turbina trabajar a velocidad constante y en su punto óptimo de eficiencia energética que representa un mejor aprovechamiento del consumo de combustible, reduciendo el desgaste de la turbina y prolongando su periodo de mantenimiento.

De modo que con los resultados obtenidos, se tienen las siguientes conclusiones:

- Se obtuvo que un aumento en el corte de agua de 5% a 30% reduciría el flujo transportado de 16 °API a 61 °C en un 4.09% (5,545 m³/h = 24,400 BPD). Mientras que al 15%, la reducción de flujo es de solo el 1.8 %.
- La demanda de potencia y par requeridos se encuentran dentro de los límites de operación de referencia del equipo. De modo que partiendo de un estado estable durante la rampa de arranque en frío con 11,364 m³/h (50,000 BPD), a 530 rpm y 5 % de corte de agua, el valor de par máximo del sistema es de 19,731 Nm y la potencia máxima de 2,800 kW, mientras tanto para 0% de corte de agua, el par y potencia, es de 20,360 Nm y 2,753 kW, respectivamente. Por lo anterior, el diseño de la bomba considera un 20% arriba de los 19,731 Nm con lo que se tendría un factor de servicio de 1.2.

RECOMENDACIONES

Puesto que este proyecto es el primero que se realiza a nivel internacional, se recomienda proceder con la inclusión de un análisis rotodinámico lateral/torsional acoplado del tren completo que incluya todos sus componentes: turbina de gas, caja reductora, convertidor de par y bomba tipo tornillo, el cual deberá realizarse de acuerdo al Estándar API 617 séptima edición. La modelación deberá incluir como mínimo un análisis acoplado lateral torsional y un análisis torsional de estado estable, a través del cual se pueda identificar lo siguiente:

- Velocidades críticas laterales y torsionales
- Modos de vibración correspondientes
- Velocidades críticas amortiguadas
- Respuesta al desbalance
- Evaluación de estabilidad
- Recomendaciones para evitar la operación cercana a alguna velocidad crítica.

Adicionalmente, se recomienda realizar más corridas de simulación para aplicar un análisis de los posible eventos transitorios tales como paro de emergencia de la plataforma de bombeo, lo cual es necesario para determinar su efecto en el sistema de transporte. Así como para determinar cualquier posible represionamiento o golpe de ariete en el sistema.

Por último, se recomienda analizar la opción de instalar una sub-base (independiente de los patines de la turbina y bomba) para prevenir la transmisión de vibración hacia la plataforma. Dicha sub-base (sin amortiguadores) deberá ser lo suficientemente rígida para proveer reforzar el paquete, disminuir el desalineamiento que pueda ocurrir durante condiciones normales de operación y proveer suficiente amortiguamiento para reducir la transmisión de vibración. Se deberá considerar que la máxima deflexión esperada al centro de los 4 paquetes turbobombas, deberá ser menor a un (1) centímetro, tal como se muestra en la figura 4.10

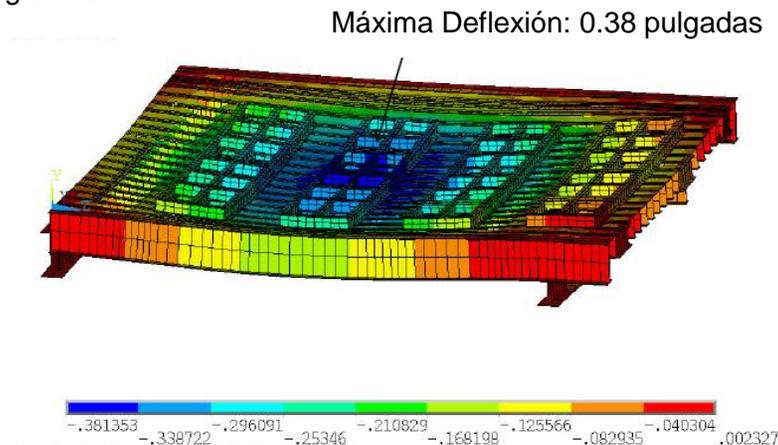


Figura 4.10 Modelado de la estructura del patín.

REFERENCIAS

1. Trallero, J. L., Sarica, C., Brill J. P. (1997): A STUDY OF OIL/WATER FLOW PATTERNS IN HORIZONTAL PIPES. Society of Petroleum Engineers (SPE Production & Facilities), Volume 12, Number 3, Pages 165-172
2. Alexander Ya. Malkin/Avraam I. Isayev: RHEOLOGY CONCEPTS, METHODS, & APPLICATIONS, Ed. ChemTec Publishing.
3. R.C.G. Olivera and M.A.L. Gonçalves, Petrobas Offshore Technology Conferencia (OTC 17386), EMULSION RHEOLOGY – THEORY VS. FIELD OBSERVATION, 2005.
4. Guevara, E., González, J. and Nuñez, G. (1998): HIGHLY VISCOUS OIL TRANSPORTATION METHODS IN THE VENEZUELA OIL INDUSTRY. Proceeding of the 15th World Petroleum Congress, John Wiley and Sons, London, 459-471.
5. Saniere, A., Hénaut, I. and Argillier, J.F.: PIPELINE TRANSPORTATION OF HEAVY OILS, A STRATEGY, ECONOMIC AND TECHNOLOGICAL CHALLENGER: Oil and Gas Science and Technology-Rev. IFP, Vol.59 (2004), No. 5, 455-466.
6. J-F. Argillier, I. Hénaut, P. Gateau, and J-P. Héraud, Institut Français du Pétrole, and P. Glénat, TOTAL S.A. HEAVY-OIL DILUTION, SPE/PS-CIM/CHOA International Thermal Operations and Heavy Oil Symposium, 1-3 November 2005, Calgary, Alberta, Canada.
7. Flaherty, G: A GUIDE TO BITUMEN/HEAVY OIL VISCOSITY BLENDING. Choa Technical Luncheon. May, 2007.
8. Instituto Mexicano del Petróleo, TALLER DE INDUCCIÓN AL MEJORAMIENTO DE CRUDOS PESADOS, octubre 2008 México, D.F.
9. Mandil, C.: ENVIRONMENTAL AND TECHNOLOGICAL ISSUES ASSOCIATED WITH NONCONVENCIONAL OIL. Recent Technological Advancements. IFP.
10. Visser, R.C.: OFFSHORE PRODUCTION OF HEAVY OIL. Journal of Petroleum Technology, January 1989, 67-70.
11. Solberg, K.: HEAVY OIL CHALLENGES: TRANSPORT, BLENDING, AND MARKETING, K. SOLBERG, Offshore Technology Conference 2006, Houston, 1–4 May. OTC 18238.
12. Langevin, D., Poteau, S., Henaut, I and Argillier, J.F.: CRUDE OIL EMULSION PROPERTIES AND THEIR APPLICATION TO HEAVY OIL TRANSPORTATION. Oil and Gas Science and Technology – Rev. IFP, Vol. 59 (2004), No. 5 511-521.
13. Alvarez, C.E., Marciano, C., Pereira, C.T. Larrauri, K., Morros, F. and Bauduhin, P.: THE ORINOCO OIL BELT TARGETS LIGHT/MEDIUM CRUDE OIL AND PRODUCT MARKET. SPE International Thermal Operations and Heavy Oil Symposium, Porlamar, Margarita Island, Venezuela, 12-14 March, 2001.
14. Arney, M.S., Bai, R., Guevara, E., Joseph, D.D. and Lui, K. (1993) FRICTION FACTOR AND HOLDUP STUDIES FOR LUBRICATED PIPELINE PART I, Experiments and Correlations. Int. J. of Multiphase Flow 19, 1061-1076.

15. Guevara, E., Zubillaga, V., Zagustin, K., and Zamora, G. (1991) CORE ANNULAR FLOW: Preliminary Operational Experience and Measurements in a 152 mm, 55 km. Pipeline. Proc. 5th Unitar Heavy Crude and Tar Sands International Conference, 5, Caracas Venezuela.
16. Arney, M.S., Ribeiro, G.S., Guevara, E., Bai, R. and Joseph, D.D. (1996) CEMENT-LINED PIPES FOR WATER LUBRICATED TRANSPORT OF HEAVY OILS. Int. Journal of Multiphase Flow, 22.2.207.
17. Rivero, M., Rodriguez, V., Joseph, D.D., Guevara, E. and Carabaño, N. (1994): CONDUIT HAVING HYDROPHILIC AND OILEOPHIBIC INNER SURFACE FOR OIL TRANSPORTATION, U.S. Patent 5.385.175.
18. Zagustin, K., Guevara, E. and Nuñez, G. (1988): PROCESS FOR RESTARTING CORE FLOW WITH VERY VISCOUS OILS AFTER A LONG STANDSTILL PERIOD, U.S. Patent 4.745.937.
19. Taller para evaluación de escenarios y tecnologías aplicables a crudos extrapesados, en la Fase II (Conceptualización) para el área de instalaciones superficiales de producción y visita a laboratorios especializados donde se realizan análisis técnicos especializados (PVT, compatibilidad, estabilidad, viscosidad y densidad de mezclas resultantes). IMP México D.F. 4-6 octubre de 2010.
20. Primer foro de productos químicos para producción, transporte y mejoramiento de crudo pesado en la Región Marina Noreste de Pemex Exploración y Producción, Instituto Mexicano del Petróleo, Cd. Del Carmen, Camp, México. 7-10 diciembre de 2010.
21. Munguía H., León S., SULZER PUMPS, folletos, catálogos y reuniones técnicas (2009)
22. Brun Klaus, Delgado Héctor, García Augusto, SOUTHWEST RESEARCH INSTITUTE (SwRi), Reuniones técnicas (2009)
23. James R. Brennan, "OIL & GAS INDUSTRY REPORT," Pumps & Systems, (Abril 2007).
24. Mariscal J.C., BORNEMANN PUMPS, folletos, catálogos y reuniones técnicas (2009)
25. Olson Sven, De Vault Jeffery F., Velázquez G., LEISTRITZ PUMPS, folletos, catálogos y reuniones técnicas (2010)
26. De Vault Jeffery F., "REENGINEERED SCREW PUMPS", Pumps & Systems, (Abril 2007)
27. Brown Lars, Vega Urritia R., WARREN PUMPS, HOUTTUIN B.V. PUMPS, folletos, catálogos y reuniones técnicas (2009)
28. Olson Sven, "MULTIPHASE PUMPS SOLVE LIQUID LOADING"; The American Oil & Gas Reporter, (Mayo 2006).
29. Patiño Vera R., FLOWSERVE PUMPS, folletos, catálogos y reuniones técnicas (2009)
30. Barón Aldo., SIEMENS, Reuniones técnicas (2009)
31. García Díaz M., Vázquez Cruz M., INSTITUTO MEXICANO DEL PETRÓLEO (IMP), Reuniones técnicas (2009)

32. Anderson Kevin, Tello Marcelo, Santisbón Carlos, SOLAR TURBINES INTERNATIONAL COMPANY, Reuniones técnicas (2010)
33. Flores Jorge, PHILADELPHIA GEAR, folletos, catálogos y reuniones técnicas (2009)
34. Richter Aldrich, Lenz Carsten, Fünfer Rafal, VOITH TURBO, folletos, catálogos y reuniones técnicas (2010)
35. Morales Montes H., Gómez Montero G., CENTRO DE TECNOLOGÍA AVANZADA, A.C. (CIATEQ), reuniones técnicas (2009)
36. M. Van Beijnum: CFD SIMULATION OF MULTIPHASE TWIN SCREW PUMP, Technische Universiteit Eindhoven, August 2007.
37. Igor Karassik, Joseph Messina, Paul Cooper, Charles C. Heald: PUMP HANDBOOK, Ed. McGraw Hill, 3ª Edición, 2001.
38. DOE FUNDAMENTALS HANDBOOK, MECHANICAL SCIENCE, DOE-HDBK-1018/1-93, Volume 1of 2, Module 3, Pumps.
39. I.E. Idelchick: HANDBOOK OF HYDRAULIC RESISTANCE, US Department of Commerce Publication, 1966.
40. FLOW OF FLUIDS THROUGH VALVES, FITTINGS AND PIPES, Crane Engineering Division, 1976.
41. IEEE Standard 442-1981, IEEE GUIDE FOR SOIL THERMAL RESISTIVITY MEASUREMENTS, ISBN 0-7381-0794-8.
42. Muñoz Prior M.A., Elias Rayón E., León Dorantes M., INNOVACIÓN TECNOLÓGICA EN SISTEMA DE BOMBEO PARA FLUIDOS DE ALTA VISCOSIDAD, XII Congreso y Exposición Latioamericana de Turbomaquinaria, Querétaro, Qro, 2011.
43. Muñoz Prior M.A., Elias Rayón E., León Dorantes M., García Hernandez A., OFF-SHORE CRUDE OIL SYSTEM CAPACITY EVALUATION AND HYDRAULIC ANALYSIS CASE STUDY, Rio Pipeline Conference & Exposition 2011.
44. ANSI/HI 9.6.7-2004 standard (EFFECTS OF LIQUID VISCOSITY ON ROTODYNAMIC PUMP PERFORMANCE).
45. ASME PTC-8.2 standard (CENTRIFUGAL PUMPS).

APÉNDICES

APÉNDICE A.

Resultados de Desempeño de la Bomba Tipo Tornillo.

En la tabla A1.1, se muestran nueve diferentes condiciones de operación para la bomba de desplazamiento positivo Leistritz de doble tornillo. La condición número 5 corresponde a la condición normal de operación y máxima capacidad de flujo a una velocidad angular de 1,720 rpm.

Tabla A1.1 Condiciones de operación para la bomba tipo tornillo.

	Condiciones de operación						Rampa de Arranque		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Flujo total de líquido, m ³ /h	1,682	2,032.4	2,475.9	2,767.2	3,203.7	331.23	1,660	2,656	2,988
Temperatura de entrada, °C	40	44.3	45	47	51.7	25	33	41	42
Viscosidad del aceite, cP	1,362	911	990	919	610	3,600	2,241	1,361	1,228
Densidad del aceite, kg/m ³	0.9402 0.9659	0.9402 0.9659	0.9402 0.9659	0.9402 0.9659	0.9402 0.9659	0.9402 0.9659	0.9402 0.9659	0.9402 0.9659	0.9402 0.9659
Presión de entrada, kPa	343.2	343.3	343.4	343.5	343.6	343.7	343.8	343.9	343.10
Presión de salida, kPa	4,275.7	3,687.5	4,717.0	5,403.5	5,492.8	1,932	6,975	7,034	6,997
Presión diferencial, kPa	3,932.5	3,344.2	4,373.6	5,060	5,149.2	1,588.3	6,631.2	6,690.1	6,653.9
Ajuste de presión de la válvula de alivio, kPa	7,343	7,343	7,343	7,343	7,343	7,343	7,343	7,343	7,343
Número de bombas en operación	2	2	3	3	3	1	2	3	3
Velocidad, rpm	~1,330	~1,610	~1,310	~1,470	~1,720	~530	~1,400	~1,410	~1,580
Potencia requerida, kW	1,157	1,204	1,223	1,561	1,980	231	1,950	1,944	2,168
Par nominal, Nm	8,272	7,144	8,913	10,141	10,995	4,158	13,307	13,171	13,110
NPSHr, m	7	7	6.4	6.7	6.7	6.8	8.4	7.2	7.5
Velocidad axial, m/s	2.62	3.17	2.58	2.89	3.38	1.04	2.75	2.77	3.11
Pot. @ máxima presión diferencial (70 bar), kW	1,825	2,226	1,833	2,080	2,411	753	2,036	2,004	2,247
Eficiencia volumétrica, %	96	96	95.8	95.7	95.2	96.8	96.2	95.7	95.7
Eficiencia mecánica, %	83.1	81.7	85.6	86.7	88.1	65.5	81.5	88.4	88.7

APENDICE A.

Curvas de Operación de la Bomba

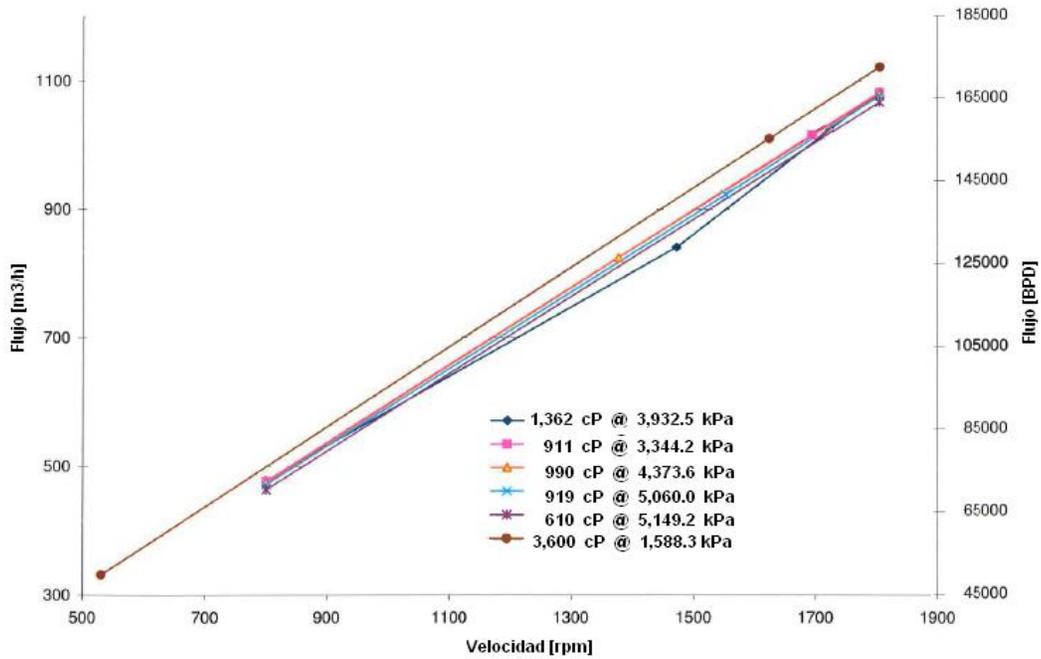


Figura A1.1 Curva de operación de la bomba con respecto al flujo.

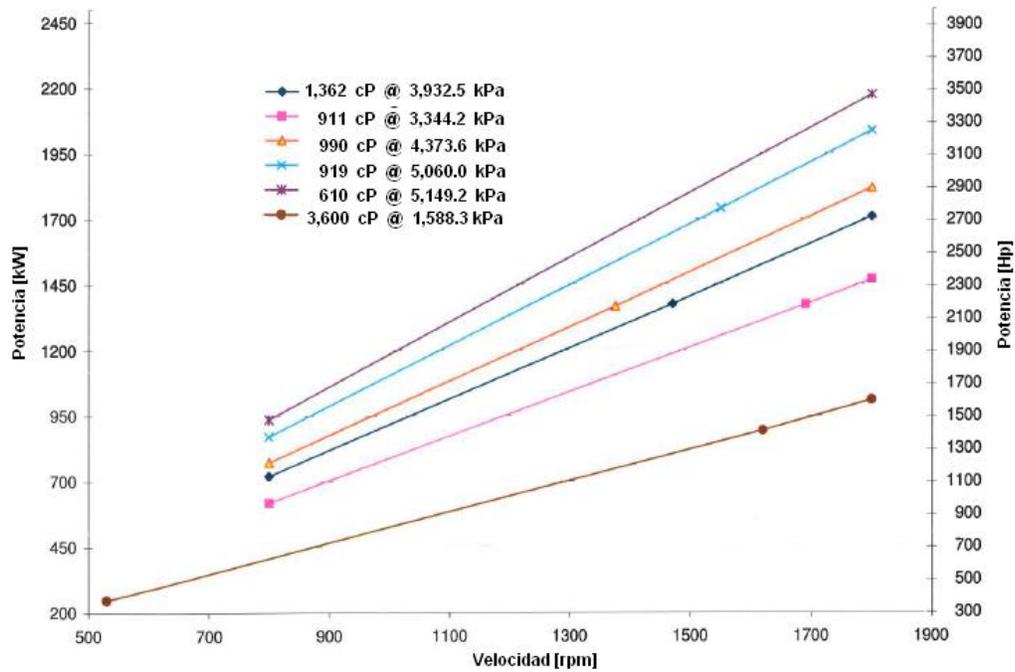


Figura A1.2 Curva de operación de la bomba con respecto a la potencia.

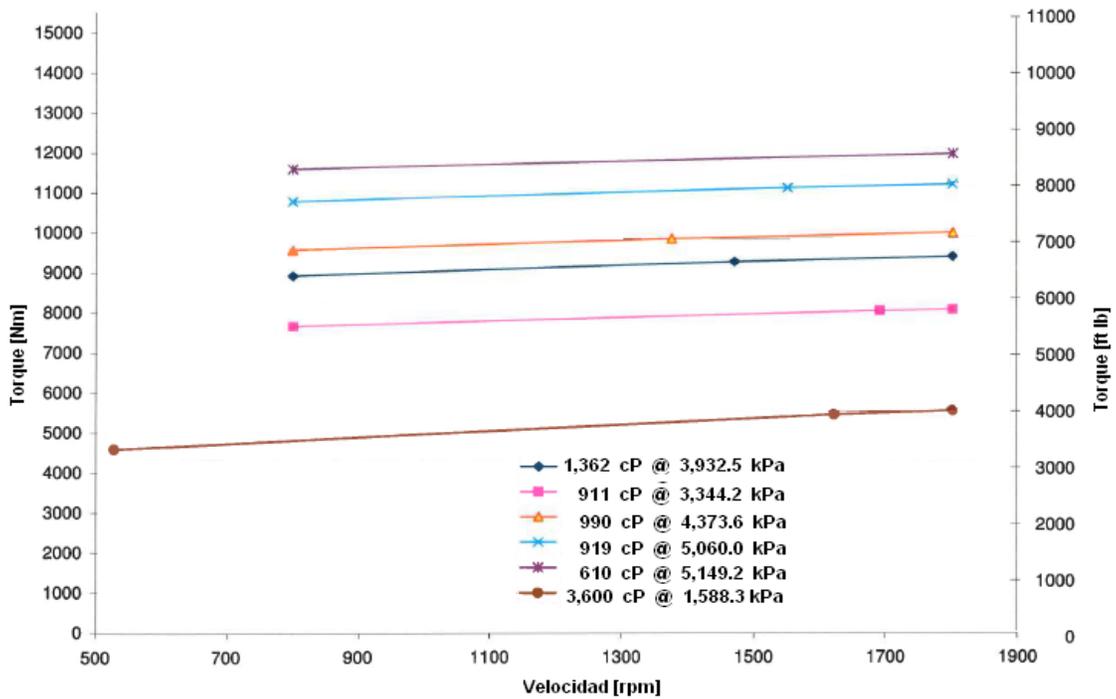


Figura A1.3 Curva de operación de la bomba con respecto al par.

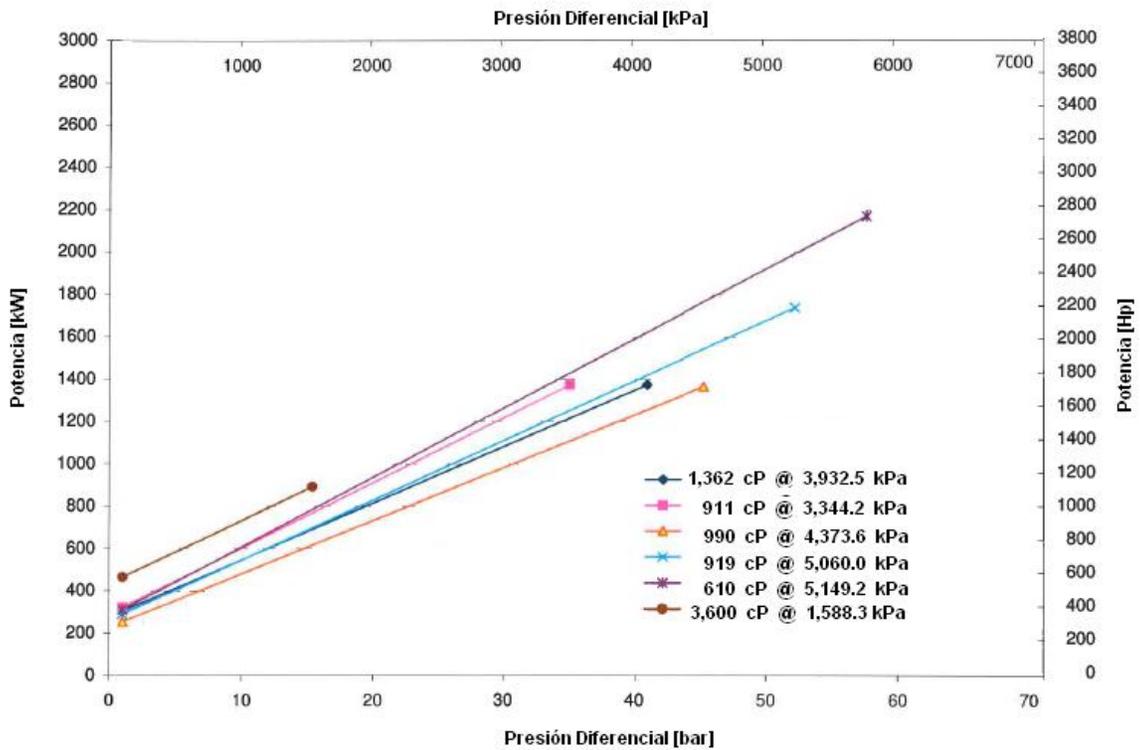


Figura A1.4 Curva de operación de la bomba con respecto a la presión diferencial.

APENDICE B.

Resultados de Desempeño de la Turbina de Gas.

En la tabla B1.1, se muestran nueve diferentes condiciones de operación para la turbina de gas. La condición número 5 corresponde a la condición normal de operación.

Tabla B1.1 Condiciones de operación para la turbina de gas.

	Condiciones de operación						Rampa de Arranque		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Potencia máxima, kW	3,415	3,415	3,415	3,415	3,415	3,415	3,415	3,415	3,415
Potencia de salida, kW	1,817	1,812	1,826	2,217	2,681	805	1,674	2,283	2,895
Velocidad de salida, rpm	15,818	15,818	15,818	15,818	15,818	15,818	15,818	15,818	15,818
Par de salida, Nm	1,097	1,094	1,102	1,339	1,619	456	1,011	1,378	1,748
Eficiencia (%)	17.3	17.2	17.3	20.0	22.7	8.9	16.3	20.4	23.7
Consumo de combustible, PCSD	886,750	886,016	887,963	936,967	995,204	759,256	868,706	945,334	1,030,212

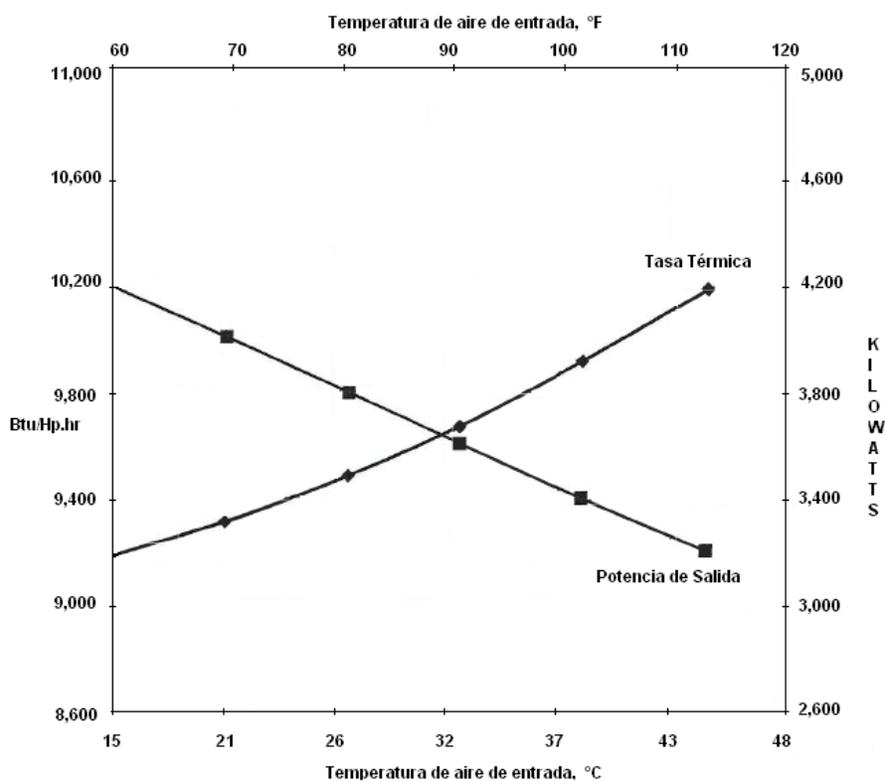


Figura B1.1 Curva de operación de la turbina con respecto a la potencia de salida.

APENDICE C.

Resultados de Desempeño de la Caja de Engranés.

En la tabla C1.1, se muestran nueve diferentes condiciones de operación para la caja de engranes. La condición número 5 corresponde a la condición normal de operación.

Tabla C1.1 Condiciones de operación para la caja de engranes.

	Condiciones de operación						Rampa de Arranque		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Perdidas mecánicas, %	2.9	3.0	3.0	2.9	2.9	2.9	2.9	2.9	3.0
Potencia de entrada, kW	1,817	1,812	1,826	2,217	2,681	805	1,674	2,283	2,895
Velocidad de entrada, rpm	15,818	15,818	15,818	15,818	15,818	15,818	15,818	15,818	15,818
Par de entrada, Nm	1,097	1,094	1,102	1,339	1,619	486	1,011	1,378	1,748
Potencia de salida, kW	1,764	1,758	1,772	2,152	2,602	782	1,625	2,216	2,809
Velocidad de salida, rpm	3,260	3,260	3,260	3,260	3,260	3,260	3,260	3,260	3,260
Par de salida, Nm	5,168	5,150	5,191	6,304	7,622	2,291	4,760	6,492	8,229

APENDICE D.

Resultados de Desempeño del Convertidor de Par.

En la tabla D1.1, se muestran nueve diferentes condiciones de operación para el convertidor de par. La condición número 5 corresponde a la condición normal de operación.

Tabla D1.1 Condiciones de operación para el convertidor de par.

	Condiciones de operación (Par Nominal)						Rampa de Arranque		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Eficiencia, %	0.780	0.781	0.771	0.808	0.835	0.317	0.458	0.742	0.823
Perdidas mecánicas, %	22.0	21.9	22.9	19.2	16.5	68.3	54.2	25.8	17.7
[P ₁] Potencia de entrada, kW	1,764	1,758	1,772	2,152	2,602	782	1,625	2,216	2,809
[n ₁] Velocidad de entrada, rpm	3,260	3,260	3,260	3,260	3,260	3,260	3,260	3,260	3,260
[M ₁] Par de entrada, Nm	5,168	5,150	5,191	6,304	7,622	2,291	4,760	6,492	8,229
[P ₂] Potencia de salida, kW	1,375	1,372	1,367	1,740	2,173	248	744	1,644	2,312
[n ₂] Velocidad de salida, rpm	1,470	1,690	1,375	1,550	1,800	530	530	1,150	1,600
[M ₂] Par de salida, Nm	8,936	7,755	9,492	10,718	11,530	4,466	13,400	13,650	13,800
[PV] Power loss par convert, kW	388	386	405	412	429	534	882	572	497

APENDICE E.

Resultados de Simulación (Bombas Centrifugas a 16 °API).

Tabla E1.1 Transporte de aceite crudo usando dos bombas centrifugas en paralelo desde la plataforma de bombeo hasta la Terminal en Tierra (L₂).

Escenario	Propiedades del fluido a la temperatura de bombeo					Temperatura de bombeo [°C]	Presión en la Succión [kg/cm ² a]		Carga en la Succión [m]		Flujo [BPD]		Flujo [m ³ /h]	
	API ^o	Gravedad específica	Densidad [kg/m ³]	Corte de agua (%)	Viscosidad Dinámica [cP]		Normal	Máximo	Normal	Máximo	Normal	Máximo	Normal	Máximo
1	16	0.96	959.32	5	633	50	7.5	9.0	78.2934	94.0	635018	638208	2794077	2808116
2	16	0.96	959.32	5	365	61	7.5	9.0	78.2934	94.0	621467	621419	2734454	2734244
3	16	0.96	959.32	15	707	50	7.5	9.0	78.2934	94.0	648951	652583	2855386	2871365
4	16	0.96	959.32	15	408	61	7.5	9.0	78.2934	94.0	610663	610488	2686917	2686146
5	16	0.96	959.32	30	859	50	7.5	9.0	78.2934	94.0	649693	656980	2858647	2890714
6	16	0.96	959.32	30	956	61	7.5	9.0	78.2934	94.0	597040	597170	2626976	2627547

Escenario	Presión en la descarga [kg/cm ² a]			DP [kg/cm ²]		Carga dinámica total en la descarga [m]		Contra-presión en Tierra [kg/cm ² a]	Velocidad	Potencia hidráulica entregada por la Bomba	Torque	Régimen de Flujo	Observaciones
	Normal	Máximo	MAOP	Normal	Máximo	Normal	Máximo	Normal	[rpm]	[kW]	[Nm]	Re	
1	72.7	73.9	75.0	65.227	65	680.913	677.2	4.73	3920	5742	13987	Laminar (2600-2800)	Flujo limitado por la máxima potencia de la bomba.
2	75.0	75.0	75.0	67.48	66	704.432	689.0	4.73	3929	5409	13147	Turbulento (4300-4400)	Flujo limitado por la MAOP.
3	69.9	71.0	75.0	62.417	62	651.579	647.5	4.73	3891	5741	14090	Laminar (2300-2400)	Flujo limitado por la máxima potencia de la bomba.
4	75.0	75.0	75.0	67.498	66	704.62	688.8	4.73	3918	5389	13134	Turbulento (3900-4000)	Flujo limitado por la MAOP.
5	67.5	68.2	75.0	60.02	59	626.556	618.4	4.73	3858	5741	14211	Laminar (2000-2050)	Flujo limitado por la máxima potencia de la bomba.
6	75.0	75.0	75.0	67.503	66	704.672	688.9	4.73	3908	5407	13213	Laminar a Turbulento (3100-3150)	Flujo limitado por la MAOP, Transición de régimen de flujo de Laminar a Turbulento.

Resultados de Simulación (Bombas de tornillo a 16 °API).

Tabla E1.2 Transporte de aceite crudo usando cuatro bombas de doble tornillo en paralelo desde la plataforma de bombeo hasta la Terminal en Tierra (L₂).

Escenario	Propiedades del fluido a la temperatura de bombeo					Temperatura de bombeo [°C]	Presión en la Succión [kg/cm ² a]		Carga en la Succión [m]		Flujo [BPD]		Flujo [m ³ /h]	
	API ^o	Gravedad específica	Densidad [kg/m ³]	Corte de agua (%)	Viscosidad Dinámica [cP]		Normal	Máximo	Normal	Máximo	Normal	Máximo	Normal	Máximo
7	16	0.96	959.32	5	633	50	4.5	7.5	46.9761	78.3	643600	643600	2831840	2831840
8	16	0.96	959.32	5	365	61	4.5	7.5	46.9761	78.3	622065	622065	2737087	2737087
9	16	0.96	959.32	15	707	50	4.5	7.5	46.9761	78.3	667341	667341	2936302	2936302
10	16	0.96	959.32	15	408	61	4.5	7.5	46.9761	78.3	610890	610890	2687917	2687917
11	16	0.96	959.32	30	859	50	4.5	7.5	46.9761	78.3	679844	680406	2991315	2993786
12	16	0.96	959.32	30	956	61	4.5	7.5	46.9761	78.3	597437	597437	2628722	2628722

Escenario	Presión en la descarga [kg/cm ² a]			DP [kg/cm ²]		Carga dinámica total en la descarga [m]		Contra-presión en Tierra [kg/cm ² a]	Velocidad	Potencia hidráulica entregada por la Bomba	Torque	Régimen de Flujo	Observaciones
	Normal	Máximo	MAOP	Normal	Máximo	Normal	Máximo	Normal	[rpm]	[kW]	[Nm]	Re	
7	75.0	75.0	75.0	70.496	67	735.917	704.6	4.73	1729	1963	10844	Laminar (2600)	Flujo limitado por la MAOP de la línea.
8	75.0	75.0	75.0	70.496	67	735.917	704.6	4.73	1690	1806	10205	Turbulento (4400)	
9	75.0	75.0	75.0	70.491	67	735.864	704.5	4.73	1779	2037	10936	Laminar (2450)	
10	75.0	75.0	75.0	70.496	67	735.917	704.6	4.73	1665	1852	10624	Turbulento (3850)	
11	71.4	71.4	75.0	66.851	64	697.866	667.1	4.73	1800	1969	10444	Laminar (2050)	Flujo limitado por la máxima capacidad de la bomba, corriendo a la máxima velocidad (1800 RPM).
12	75.0	75.0	75.0	70.48	67	735.75	704.4	4.73	1630	1811	10611	Laminar a Turbulento (3150)	Flujo limitado por la MAOP. Transición de Régimen de flujo Laminar a Turbulento.

Resultados de Simulación (Bombas de tornillo a 19 °API).

Tabla E1.3 Transporte de aceite crudo usando cuatro bombas de doble tornillo en paralelo desde la plataforma de bombeo hasta la Terminal en Tierra (L₂).

Escenario	Propiedades del fluido a la temperatura de bombeo					Temperatura de bombeo [°C]	Presión en la Succión [kg/cm ² a]		Carga en la Succión [m]		Flujo [BPD]		Flujo [m ³ /h]	
	API ^o	Gravedad específica	Densidad [kg/m ³]	Corte de agua (%)	Viscosidad Dinámica [cP]		Normal	Máximo	Normal	Máximo	Normal	Máximo	Normal	Máximo
13	19	0.94	940.20	5	112	50	4.5	7.5	47.9315	79.9	662910	664356	2916805	2923168
14	19	0.94	940.20	5	65.6	61	4.5	7.5	47.9315	79.9	661577	663253	2910940	2918314
14	19	0.94	940.20	15	125.6	50	4.5	7.5	47.9315	79.9	663172	664570	2917959	2924108
16	19	0.94	940.20	15	73.5	61	4.5	7.5	47.9315	79.9	661753	663381	2911715	2918876
17	19	0.94	940.20	30	152.8	50	4.5	7.5	47.9315	79.9	663685	664998	2920216	2925990
18	19	0.94	940.20	30	89.5	61	4.5	7.5	47.9315	79.9	662098	663641	2913230	2920018

Escenario	Presión en la descarga [kg/cm ² a]			DP [kg/cm ²]		Carga dinámica total en la descarga [m]		Contra-presión en Tierra [kg/cm ² a]	Velocidad [rpm]	Potencia hidráulica entregada por la Bomba [kW]	Torque [Nm]	Régimen de Flujo	Observaciones
	Normal	Máximo	MAOP	Normal	Máximo	Normal	Máximo					Normal	
13	61.6	61.8	75.0	57.1	54	608.198	578.6	4.73	1800	1607	8525	Turbulento (15050-15200)	La viscosidad del aceite crudo utilizado para estas condiciones está entre 65 cP a 152 cP. La operación de las bombas de tornillo debe ser verificada a estos valores de viscosidad, ya que el valor mínimo suministrado en la Hoja de datos del fabricante es de 200 cP.
14	55.8	56.0	75.0	51.283	49	546.238	516.7	4.73	1800	1430	7588	Turbulento (25660-25750)	
14	63.1	63.3	75.0	58.625	56	624.441	594.8	4.73	1800	1650	8755	Turbulento (13445)	
16	57.0	57.3	75.0	52.548	50	559.712	530.2	4.73	1800	1466	7778	Turbulento (22900)	
17	65.9	66.2	75.0	61.44	59	654.425	624.7	4.73	1800	1731	9182	Turbulento (11054)	
18	59.4	59.6	75.0	54.882	52	584.573	555.0	4.73	1800	1532	8130	Turbulento (18800)	

El flujo está limitado por la máxima capacidad de la bomba, con las bombas corriendo a la máxima velocidad de 1800 rpm.