



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Diseño conceptual de una estación
de bombeo de aceite pesado,
ubicada en una zona terrestre de
México.**

TESIS

Que para obtener el título de
Ingeniero Petrolero

P R E S E N T A N

Alvarez Ramírez Guadalupe Berenice

Saldaña Correa Erick Daniel

DIRECTOR DE TESIS

M.I. Jaime Larios González



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2019



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

A mi compañero de clases, de tesis, de aventuras y de vida:

Gracias por todo el apoyo que me diste desde que nos conocimos, gracias por tenerme la paciencia para explicarme muchas veces lo que pensé que jamás podría entender, gracias por siempre incluirme en tus equipos, por cuidarme y preocuparte por mí, por ser desde el principio mucho más que un compañero de clases, por convertirte en mi mejor amigo, mi confidente y por permitirme estar en tu vida de la manera en la que jamás imaginé, pero sin duda la más especial para mí. Te convertiste en alguien tan importante para mí cuando ninguno de los dos lo esperaba, creo que nunca estuvo en nuestros planes pero eso nos ha convertido en una pareja tan especial.

Muchas gracias por estar cuando más te necesité y por levantarme cuando pensé que no podía más, gracias por todos los días tan especiales que hemos vivido no solo en la Facultad, sino también en nuestra vida personal, por tantos momentos de dicha y felicidad, por hacerme sonreír todos los días y por la paciencia mientras hicimos la tesis.

Gracias por aquellos días de servicio social y por estar en los momentos más difíciles de mi vida.

Para ti solo tengo palabras de agradecimiento y de admiración, porque un estudiante, amigo y novio como tú no se encuentra con facilidad, por suerte estás conmigo compartiendo nuestras vidas, nuestros sueños, y para nosotros este trabajo representa el inicio y el fin de muchos proyectos que nos acercan cada vez más a lo que tanto hemos anhelado.

Espero poder seguir siendo parte de tu crecimiento profesional y de tu vida en general, quiero cumplir mis metas de la mano del que estoy segura llegará a ser el mejor Ingeniero Petrolero de la historia.

Te amo y te agradezco mucho por todo lo que ya sabes que has hecho por mí y por aquello de lo que ni siquiera te enteraste que hiciste.

Muchas gracias Erick.

A mis padres:

Gracias por los valores, las enseñanzas, el carácter y la fuerza que me heredaron para poder lograr mis propósitos y mis sueños, gracias por estar en todos los momentos importantes de mi vida y por dejarme crecer a pesar de que para ustedes siempre seré una niña, gracias por apoyarme con todo lo que quise hacer desde pequeña, por tenerme paciencia cuando tuve mi época de adolescente o cuando no fui la mejor hija, gracias por todo su apoyo, cariño y comprensión.

Los admiro demasiado y estoy muy orgullosa de ser su hija.

Gracias Marisol y Ricardo.

A mi familia:

Gracias por haber estado en mi crecimiento personal y por la ayuda directa o indirecta que me dieron, por enseñarme diferentes perspectivas de vida y por el apoyo y colaboración con mis padres.

A mis amigos:

Gracias por ser mis amigos a pesar de no estar siempre con ustedes o por no ser la mejor amiga, los valoro demasiado por haberme apoyado y ayudarme cuando más los necesité, gracias por enseñarme el valor de la amistad y lo que con buenos amigos se puede lograr.

Gracias por las risas, por escucharme y por los consejos que me han dado.

A la Maestra Graciela:

Gracias por aceptar apoyarnos con este trabajo y por invertir tiempo para ayudarnos a realizar y terminar con éxito nuestra tesis, gracias por brindarnos los recursos y conocimientos necesarios cuando se lo solicitamos, sin usted este proyecto jamás lo habiéramos podido realizar.

Al Maestro Larios:

Por aceptar ser nuestro asesor y ayudarnos a terminar de manera exitosa este trabajo.

A mis jefes del servicio social:

Gracias por la paciencia cuando recién llegué y por enseñarme lo difícil que es la vida fuera de la escuela, gracias por las enseñanzas y por siempre haberme tratado con respeto y permitirme colaborar con la gran labor que hacen.

Muchas gracias por todo lo que hicieron por mí en mi corta instancia con ustedes.

A mis profesores:

Gracias por la vocación, la paciencia, las enseñanzas, el esfuerzo dedicado a los alumnos, gracias por enseñarme lo que sé, por las lecciones que no solo fueron en el ámbito estudiantil, sino también en lo personal. Mi eterno agradecimiento y admiración por ustedes.

A las personas que de alguna manera influyeron para que este sueño se hiciera realidad, muchas gracias.

A mi madre Adela, que sin su apoyo esto no hubiera sido posible, por siempre ayudarme en todo sentido, a creer que esto sería posible, a enseñarme a no rendirme, a intentar una y otra vez si no sale a la primera, porque la mejor herencia que pueda darme ya me la dio en el momento que pude asistir a una escuela, gracias por todo su amor y no dejarme caer en ningún instante.

A mi padre Gerardo, porque no es fácil guiar a un hijo, gracias a él aprendí a ser disciplinado, a mantenerme siempre ocupado, a no desistir y a saber a disfrutar el momento con los tuyos.

A mi hermano Luis Alberto, que siempre ha estado pendiente de mí, que me ha apoyado y que ha sido una parte fundamental de esto, que a pesar de no ser su responsabilidad siempre me apoyó en todo momento; que un hermano en la vida es un amigo que tienes desde la infancia y que hemos compartido muchos momentos juntos, que muchas cosas podrían ser banales pero importantes, al tener muchas cosas en común y que, al final, aunque no sea el mejor y mis decisiones no sean compatibles él siempre me apoyará.

A mi abuelo Renato, que fue como un padre para mí, que si soy alguien es gracias a él al enseñarme a ser bueno, a ser trabajador, a siempre ver por la familia; que me hubiera encantado haber disfrutado más con él, porque sus pláticas eran las más útiles, a ver que no todo el conocimiento está en la escuela y que en la vida de nada sirve ser un profesionalista si no se tiene valores.

A mi familia, que me ha apoyado y me ha respaldado; a mis tíos que en mis diferentes etapas estuvieron ahí apoyándome, a mi tío "Chori" que desde niño siempre ha estado conmigo y con mi hermano, enseñándome a ver el lado positivo de la vida y a ser feliz, a darme los mejores regalos de la vida en forma de enseñanzas, al ser parte de mi vida deportiva y al tener una familia más allá de la sangre, que es mi equipo de fútbol. A mi tío Juan que siempre me ha enseñado a mantenerme activo y a no dejarme descuidar nunca. A mi abuela que desde niño me enseñó a trabajar y que siempre nos ha querido.

A mis profesores, desde la primaria hasta la universidad, que siempre me guiaron y que me instruyeron, por el amor por la escuela y no desistir. Al profesor José Luis Noguera de la Cruz, que fue mi tutor, que gracias a él decidí continuar con mis estudios, que me apoyó en toda la carrera y que más que un maestro es un amigo para mí. Al profesor Jesús A. Patiño, que nos enseñó que las ciencias básicas no tienen que ser complicadas y que es parte de la carrera caer pero también levantarse. Al profesor Juan Ocariz Castelazo, que fue una parte fundamental mi carrera y que es un gran amigo. A la profesora Margarita Ramírez Galindo, por sus consejos y apoyo. Al profesor Erick Gallardo Ferrera, quien me apoyó en todo momento, por todos los consejos, por permitirme colaborar con él, por las clases dadas y que gracias a él aprendí cada día más. A la profesora Diana Minerva José José, que fue una parte fundamental en la parte final de la carrera y por brindarnos su amistad.

A la maestra María Graciela Reyes Ruiz, por todo el apoyo en mi carrera, por ser una gran mentora y ayudarme en los proyectos que quería realizar, que siempre se mostró disponible y con gran actitud; por todo el tiempo que nos regaló y sobre todo por ayudarnos a realizar esta tesis. A título personal, le agradezco el ver que hay muchos temas que me gustan en la ingeniería petrolera, a tener una persona a quien admirar en todo sentido, que es un ejemplo y que no hay ninguna barrera en la vida para lograr lo que uno quiere; los sueños son para cumplirse y ella me ha mostrado a no desistir del camino.

A mi universidad, que más allá de las aulas, pude realizarme en todo sentido; me siento privilegiado de poder haber disfrutado sus canchas, sus bibliotecas, el espacio cultural y sus museos; a que la carrera no tiene que ser solamente la facultad. Gracias al CELE por permitirme conocer un nuevo mundo y a complementarme, a todas las personas que fueron parte de esto como mis amigos y a los profesores del departamento de italiano.

A mis amigos de carrera, por brindarme su amistad y por todo el apoyo. A “la barrena de la muerta”, que desde el primer semestre y hasta el final estuvimos juntos. Gracias a mi amigo Tavo, quien me apoyó en todo sentido, nunca estuve solo y el “barco” salía a flote por los dos. Gracias a mi bro de corazón Alberto, que al igual que Tavo, jamás me dejó “morir” solo. Gracias a Charlie, Orlando, Iván, Axel y a todos los que estuvieron ahí.

A mi persona especial, que apareció en el momento indicado, que me mostró apoyo incondicional desde el primer instante y que al pasar el tiempo se fortalecían los lazos. Clases, proyectos, tareas y hasta pequeñas actividades nos hacían que nos conociéramos mejor, la vida nos dio un giro y de pronto fuimos algo extraordinario pero increíble. Te agradezco por cada momento en el cual me mostraste lo mejor de ti y que sin importar las circunstancias siempre estuviste ahí en la carrera, el tiempo fue el indicado para que todo cuadrara. Ahora después de la carrera sigues ahí, fortaleciendo nuestra relación a cada momento y sabiendo que esto no queda solamente en la facultad, trasciende todo esto y los tiempos pasado, presente y futuro no se pueden conjugar sin que estés tú ahí, recordar es vivir y no me alcanzarían las palabras de agradecimiento, suena repetitivo pero desde nuestra primera clase juntos sabía que algo estaba por cambiar, y así fue; después, esas clases que fueron casualidad se volvían planes, para saber que estaríamos para apoyarnos y que la amistad incondicional existe. Sin lugar a dudas sé que mis últimos semestres fueron lo mejor al tenerte a mi lado, saber que sí se puede estar mejor y que se pueden lograr muchas cosas como pareja, saber que tener el respaldo de una persona es esencial en cualquier instante de la vida y se disfruta más si se tienen tantas cosas en común, que muchas personas querrán que no sea así pero, demostrar lo contrario es otra manera de fortalecernos. Ocurrieron muchas cosas que al principio hicieron que fuera una montaña rusa con sus altibajos, pero que siempre se disfrutaban más las alturas que las profundidades, que los malos entendidos tenían solución y que las buenas noticias se disfrutaban mucho, pero se disfrutaban mucho más con esa persona especial, si los amigos son una gran inyección de alegrías y motivación, imagínense lo que es tener a tu pareja respaldándote, tener siempre el doble de todo es mucho mejor.

No me resta más que agradecerte todo, y deseando siempre lo mejor para ti en todo momento, que la vida nos depara muchas cosas y que no dudo en que lograras todo lo que la vida te presente, serás siempre una gran chica, las limitaciones te las pondrás tú. La vida nos depara cosas maravillosas y que juntos podremos lograrlas, gracias amor, te amo con todo mi corazón y que siempre tendrás un lugar en mi vida, eres lo mejor en mi vida y esto será la primera piedra de la gran construcción que será nuestra vida. Gracias infinitas mi peque Bere.

	Página
AGRADECIMIENTOS	I
ÍNDICE	VII
ÍNDICE DE FIGURAS	X
ÍNDICE DE TABLAS	XII
RESUMEN	XV
ABSTRACT	XVII
INTRODUCCIÓN	XX
Objetivo general	
Objetivos particulares	
CAPÍTULO 1. CONCEPTOS BÁSICOS DE HIDRÁULICA	
1.1 Conceptos básicos	1
1.1.1 Energía	1
1.1.2 Propiedad, estado y proceso	1
1.1.3 Tipos de energía	1
1.1.4 Principios de conservación de la energía	3
1.2 Propiedades de los fluidos	3
1.2.1 Densidad y gravedad específica	3
1.2.2 Presión de vapor y cavitación	4
1.2.3 Energía y calores específicos	5
1.2.4 Viscosidad	5
1.2.4.1 Dinámica	6
1.2.4.2 Cinemática	6
1.3 Hidráulica	7
1.3.1 Teorema del transporte de Reynolds	7
1.3.1.1 Velocidad relativa	9
1.3.2 Ecuación de Bernoulli	10
1.3.4 Flujo en tuberías	16
1.3.4.1 Introducción	16
1.3.4.2 Ecuaciones fundamentales para el flujo de fluidos en tuberías	18
1.3.4.3 Flujos laminar y turbulento:	22
1.3.4.4 Número de Reynolds	22
1.3.5 Carga estática de succión	24
1.3.6 Carga estática de descarga	24
1.3.7 Carga estática total	24
1.3.8 Columna de presión en recipientes cerrados	24
1.3.9 Pérdidas de carga por fricción	25
1.3.10 Pérdidas de carga por velocidad	27
1.3.11 Carga dinámica total	27
1.4 NPSH	28
1.4.1 Requerido	28
1.4.2 Disponible	29
1.5 Trabajo	32
1.6 Potencia	32
1.7 Eficiencia	33

	Página
Bibliografía	34
CAPÍTULO 2. GENERALIDADES SOBRE LOS EQUIPOS DE BOMBEO	
2.1 Clasificación	35
2.1.1 Bombas de desplazamiento positivo	37
2.1.1.1 Bombas Reciprocantes	38
2.1.1.2 Bombas Rotatorias	39
2.1.2 Bombas centrífugas	40
2.2 Campos de aplicación	41
2.2.1 Industria petrolera	42
2.2.2 Refinación	44
2.3 Equipos de bombeo	45
2.3.1 Bombas en serie y en paralelo	45
2.3.2 El problema de la cavitación y su relación con el NPSH	47
2.3.2.1 Carga de aspiración neta positiva (NPSH)	48
2.3.3 Curva (Q-H) característica	51
2.4 Leyes de semejanza	54
2.5 Balance de energía en una bomba	56
Bibliografía	57
CAPÍTULO 3. VISUALIZACIÓN DEL PROYECTO DE UNA ESTACIÓN DE BOMBEO DE ACEITE PESADO	
3.1 Descripción del campo	58
3.1.1 Historial de Producción	59
3.1.2 Pronóstico de producción de aceite	59
3.2 Manejo de la producción	61
3.3 Localización del proyecto	62
3.3.1 Condiciones climatológicas del área	62
3.3.2 Topografía del lugar	63
3.3.3 Suministro de energía para los equipos	64
CAPÍTULO 4. CONCEPTUALIZACIÓN DEL PROYECTO Y SELECCIÓN DEL EQUIPO DE BOMBEO	
4.1. Propiedades del aceite a manejar	65
4.1.1. Estimación de la viscosidad del aceite muerto con el Método de Andrade	66
4.2. Preselección del equipo de bombeo	68
4.3. Dimensionamiento del oleoducto	69
4.4. Ubicación de equipos y tendido de líneas	71
4.4.1. Croquis inicial (sin accesorios ni diámetros de tubería)	72
4.5. Escenarios de bombeo	74
4.5.1. Niveles de operación de los tanques de almacenamiento	74
4.6. Selección de tuberías de succión, descarga y accesorios	75
4.6.1. Selección de las tuberías de succión	75
4.6.2. Selección de las tuberías de descarga	76
4.6.3. Selección de accesorios a la succión	76
4.6.4. Selección de accesorios a la descarga	77
4.7. Carga dinámica total	77

	Página
4.7.1. Croquis final	79
4.8. NPSH disponible	81
4.9. Curva carga del sistema	81
4.10. Potencia de la bomba	82
CONCLUSIONES	XXIII
RECOMENDACIONES	XXIV
ANEXO 1. DETERMINACIÓN DE LA VISCOSIDAD DEL ACEITE MUERTO	XXV
ANEXO 2. RESULTADOS DE LA SENSIBILIDAD DE LA LÍNEA	XXVI
ANEXO 3. CASOS DE ESTUDIO	XXVIII
ANEXO 4. CURVA CARGA DEL SISTEMA Y POTENCIA DE BOMBEO	XXXVI
BIBLIOGRAFÍA	XXXVIII

	Página
CAPÍTULO 1. CONCEPTOS BÁSICOS DE HIDRÁULICA	
Figura 1.3.2.b. Presiones estática, dinámica y de estancamiento	13
Figura 1.3.4.1.a. Velocidad promedio	17
Figura 1.3.4.2.a Tramo de una tubería inclinada	19
Figura 1.3.4.2.b Diagrama de flujo de un conducto aislado	20
Figura 1.4.2.a. Inductor de una bomba	32
CAPÍTULO 2. GENERALIDADES SOBRE LOS EQUIPOS DE BOMBEO	
Figura 2.a. Bomba que suministra energía a un fluido	35
Figura 2.1.a. Clasificación de bombas	37
Figura 2.1.2.a. Vista lateral y frontal de una bomba centrífuga	41
Figura 2.2.1.a. Bombas de lodo	43
Figura 2.3.2.a. Burbujas de cavitación	48
Figura 2.3.2.1.1.a. Gráfica de las curvas de rendimiento de una bomba	50
Figura 2.3.2.1.1.b. Gráfica NPSH real y NPSH necesaria	51
Figura 2.3.3.a. Curvas de rendimiento	54
CAPÍTULO 3. VISUALIZACIÓN DEL PROYECTO DE UNA ESTACIÓN DE BOMBEO DE ACEITE PESADO	
Figura 3.1.1.a. Histórico de producción del campo BSH	59
Figura 3.1.2.a. Pronóstico de la producción esperada en el campo BSH	60
Figura 3.3.a Localización del proyecto	62
Figura 3.3.2.a Perfil topográfico OLD FIP-I del Estación CHK al centro CP PR-UNAM	63
CAPÍTULO 4. CONCEPTUALIZACIÓN DEL PROYECTO Y SELECCIÓN DEL EQUIPO DE BOMBEO	
Figura 4.1.1.a. Viscosidad del aceite muerto del campo BSH vs temperatura	67
Figura 4.3.a. Presión vs distancia, oleoducto de 12 [plg] bombeando 29,000 [bpd] a diferente temperatura ambiente	70
Figura 4.4.1.a. Vista superior del esquema de los equipos en la estación de bombeo	73
Figura 4.4.1.b. Vista lateral del esquema de los equipos en la estación de bombeo	73
Figura 4.7.1.a. Vista superior del diseño del esquema de los equipos en la estación de bombeo	80
Figura 4.7.1.b. Vista lateral del diseño del esquema de los equipos en la estación de bombeo	80
Figura 4.7.1.c. Vista lateral y frontal de nuestra bomba seleccionada	81
Figura 4.9.a. Curva carga del sistema	82
ANEXO 2. RESULTADOS DE LA SENSIBILIDAD DE LA LÍNEA	
Figura ANE 2.1. Presión vs distancia, oleoducto de 8 [plg] bombeando 29,000 [bpd] a diferente temperatura ambiente	XXVI
Figura ANE 2.2. Presión vs distancia, oleoducto de 10 [plg] bombeando 29,000 [bpd] a diferente temperatura ambiente	XXVI
Figura ANE2.3. Presión vs distancia, oleoducto de 12 [plg] bombeando 29,000 [bpd] a diferente temperatura ambiente	XXVII

	Página
ANEXO 4. CURVA CARGA DEL SISTEMA Y POTENCIA DE BOMBEO	XXXVI
Figura ANE 4.1. Carga del hidrocarburo respecto al gasto del líquido variando los diámetros de succión y descarga a una temperatura fija de 28°C	
Figura ANE 4.2. Carga del hidrocarburo respecto al gasto del líquido variando el diámetro de descarga y la temperatura, con un diámetro a la succión de 12 plg.	XXXVII
Figura ANE 4.3. Carga del hidrocarburo respecto al gasto del líquido considerando un diámetro fijo de descarga de 12 plg y con un diámetro a la succión de 12 plg variando la temperatura. NPSH del hidrocarburo respecto al gasto variando la capacidad del tanque de almacenamiento y temperatura	XXXVII

	Página
Tabla 3.1.2.A. Producción de aceite esperada [mbd]	61
Tabla 3.3.1.A Condiciones climatológicas	63
CAPÍTULO 4. CONCEPTUALIZACIÓN DEL PROYECTO Y SELECCIÓN DEL EQUIPO DE BOMBEO	
Tabla 4.1.A. Propiedades del aceite muerto	66
Tabla 4.2.A. Ventajas y desventajas de las diferentes bombas	68
Tabla 4.3.A. Presiones requeridas a diferente Q y T_{AMB} , con un \emptyset_{NOM} de 12 [plg]	70
Tabla 4.3.A. Propiedades de la bomba seleccionada	71
Tabla 4.5.1.A. Niveles de operación de los tanques de almacenamiento	74
Tabla 4.6.A. Velocidades en el interior de las conducciones dependiendo el fluido	75
Tabla 4.6.1.A. Cálculos para seleccionar la tubería de succión	76
Tabla 4.6.2.A. Cálculos para seleccionar la tubería de descarga	76
Tabla 4.6.3.A. Accesorios empleados a la succión de la estación de bombeo	77
Tabla 4.7.A. Resultados del escenario óptimo de bombeo	79
ANEXO 1. DETERMINACIÓN DE LA VISCOSIDAD DEL ACEITE MUERTO	
Tabla ANE.1.1. Viscosidad del fluido a diferentes temperaturas	XXV
ANEXO 3. CASOS DE ESTUDIO	
Tabla ANE.3.1. Gasto requerido con base en las horas de bombeo	XXVIII
Tabla ANE.3.2. Niveles de líquido en el tanque medido en metros	XXVIII
Tabla ANE.3.3. Factores que influyen en la selección de la tubería de succión con base en la capacidad de bombeo	XXVIII
Tabla ANE.3.4. Factores que influyen en la selección de la tubería de descarga con base en la capacidad de bombeo	XXVIII
Tabla ANE 3.5. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 28 [°C], bombeo 6 [hrs], nivel ¼	XXIX
Tabla ANE 3.6. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 28 [°C], bombeo 6 [hrs], nivel ½	XXIX
Tabla ANE 3.7. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 28 [°C], bombeo 6 [hrs], nivel lleno	XXIX
Tabla ANE 3.8. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 28 [°C], bombeo 12 [hrs], nivel ¼	XXIX
Tabla ANE 3.9. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 28 [°C], bombeo 12 [hrs], nivel ½	XXIX
Tabla ANE 3.10. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 28 [°C], bombeo 12 [hrs], nivel lleno	XXIX
Tabla ANE 3.11. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 28 [°C], bombeo 24 [hrs], nivel ¼	XXX
Tabla ANE 3.12. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 28 [°C], bombeo 24 [hrs], nivel ½	XXX
Tabla ANE 3.13. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 28 [°C], bombeo 24 [hrs], nivel lleno	XXX

	Página
Tabla ANE 3.14. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 40 [°C], bombeo 6 [hrs], nivel ¼	XXX
Tabla ANE 3.15. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 40 [°C], bombeo 6 [hrs], nivel ½	XXX
Tabla ANE 3.16. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 40 [°C], bombeo 6 [hrs], nivel lleno	XXXI
Tabla ANE 3.17. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 40 [°C], bombeo 12 [hrs], nivel ¼	XXXI
Tabla ANE 3.18. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 40 [°C], bombeo 12 [hrs], nivel ½	XXXI
Tabla ANE 3.19. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 40 [°C], bombeo 12 [hrs], nivel lleno	XXXI
Tabla ANE 3.20. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 40 [°C], bombeo 24 [hrs], nivel ¼	XXXI
Tabla ANE 3.21. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 40 [°C], bombeo 24 [hrs], nivel ½	XXXI
Tabla ANE 3.22. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 40 [°C], bombeo 24 [hrs], nivel lleno	XXXII
Tabla ANE 3.23. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 28 [°C], bombeo 6 [hrs], nivel ¼	XXXII
Tabla ANE 3.24. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 28 [°C], bombeo 6 [hrs], nivel ½	XXXII
Tabla ANE 3.25. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 28 [°C], bombeo 6 [hrs], nivel lleno	XXXII
Tabla ANE 3.26. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 28 [°C], bombeo 12 [hrs], nivel ¼	XXXII
Tabla ANE 3.27. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 28 [°C], bombeo 12 [hrs], nivel ½	XXXIII
Tabla ANE 3.28. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 28 [°C], bombeo 12 [hrs], nivel lleno	XXXIII
Tabla ANE 3.29. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 28 [°C], bombeo 24 [hrs], nivel ¼	XXXIII
Tabla ANE 3.30. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 28 [°C], bombeo 24 [hrs], nivel ½	XXXIII
Tabla ANE 3.31. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 28 [°C], bombeo 24 [hrs], nivel lleno	XXXIII
Tabla ANE 3.32. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 40 [°C], bombeo 6 [hrs], nivel ¼	XXXIV
Tabla ANE 3.33. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 40 [°C], bombeo 6 [hrs], nivel ½	XXXIV
Tabla ANE 3.34. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 40 [°C], bombeo 6 [hrs], nivel lleno	XXXIV
Tabla ANE 3.35. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 40 [°C], bombeo 12 [hrs], nivel ¼	XXXIV

	Página
Tabla ANE 3.36. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 40 [°C], bombeo 12 [hrs], nivel ½	XXXIV
Tabla ANE 3.37. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 40 [°C], bombeo 12 [hrs], nivel lleno	XXXIV
Tabla ANE 3.38. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 40 [°C], bombeo 24 [hrs], nivel ¼	XXXV
Tabla ANE 3.39. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 40 [°C], bombeo 24 [hrs], nivel ½	XXXV
Tabla ANE 3.40. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 40 [°C], bombeo 24 [hrs], nivel lleno	XXXV

En la literatura actual es complicado encontrar documentos o información acerca del diseño de una estación de bombeo de hidrocarburo en condiciones reales que consideren la ubicación de las instalaciones, los perfiles topográficos, las condiciones climáticas, las propiedades del fluido, entre muchas variables más.

Por todo esto, y partiendo de datos conocidos de un campo que necesita un rediseño debido a un aumento de producción, en este trabajo se presenta el diseño conceptual de una estación de bombeo de hidrocarburo pesado.

Este diseño consistió, primero, en determinar el diámetro óptimo de las tuberías de succión y de descarga considerando el nuevo gasto, esto se realizó con ayuda del programa Pipesim®, mediante el cual se puede conocer el comportamiento del oleoducto.

Después de esto, fue necesario considerar la presión requerida a la succión y la descarga, además de las propiedades del fluido, como lo son la viscosidad y su comportamiento debido al cambio de temperaturas, no solo a causa del clima regional, si no también considerando un calentamiento del fluido por tratarse de un hidrocarburo pesado, por lo que es de suma importancia considerar un método que pueda facilitar el traslado de este.

En este trabajo no fue necesario instalar un método térmico que calentara el fluido, debido a que en los cálculos la temperatura de la región fue la suficiente para que el hidrocarburo fluya sin ningún inconveniente.

Posteriormente se buscaron catálogos de equipos de bombeo que pudieran cumplir con las características con las que se contaba en el campo BSH, partiendo de esta preselección se consideró la eficiencia de la bomba para poder determinar el número de bombas que serían necesarias para alcanzar el gasto.

Los resultados obtenidos fueron un diámetro de 12 [pulg] para la tubería de succión y la tubería de descarga, se seleccionaron tres bombas con un gasto de 9,600 [bpd] cada una, por lo que conectadas en paralelo suman un gasto total de

28,800 [bpd], esto debido a que la estación trabajará solo 12 horas al día para que la temperatura ambiental ayude al hidrocarburo a fluir. También se incluyó una bomba de relevo en la estación para que en caso de ser necesario alguna reparación, o una de las bombas deje de funcionar, no se tenga que parar el bombeo y se continúen las operaciones normales

Como conclusiones principales se tienen:

- La importancia que tiene la caracterización del comportamiento de un aceite pesado con el que se realizarán los cálculos, ya que de esto dependerá la selección de los equipos necesarios para el correcto transporte de este.
- La selección del equipo de bombeo dependerá en mayor parte de las propiedades del fluido con el que se trabaja, porque con base en esto se determina el tipo de bomba ideal para disminuir las probabilidades de tener un mayor desgaste en ellas.

Por último, las recomendaciones con base en este trabajo son:

- Es importante tener la mayor cantidad de datos sobre fluido a manejar para garantizar un mejor diseño; así como información relativa a las condiciones climatológicas y topográficas del lugar.
- Utilizar programas de cómputo para facilitar y tener una mayor certeza de los cálculos realizados.

In the current literature it is difficult to find documents or information about the design of a hydrocarbon pumping station in real conditions that consider the location of the facilities, topographic profiles, climatic conditions, fluid properties, among many other variables.

For all this, and based on known data from a field that needs a redesign due to an increase in production, this work presents the conceptual design of a heavy hydrocarbon pumping station.

This design consisted, first, in determining the optimum diameter of the suction and discharge pipes considering the new expense, this was done with the help of the Pipesim® program, through which the behavior of the pipeline can be known.

After this, it was necessary to consider the pressure required for suction and discharge, in addition to the properties of the fluid, such as viscosity and its behavior due to temperature changes, not only because of the regional climate, but also considering a heating of the fluid because it is a heavy hydrocarbon, so it is very important to consider a method that can facilitate its transfer.

In this work it was not necessary to install a thermal method to heat the fluid, because in the calculations the temperature of the region was sufficient for the hydrocarbon to flow without any inconvenience.

Subsequently, catalogs of pumping equipment that could meet the characteristics that were available in the BSH field were searched, based on this pre-selection, the efficiency of the pump was considered in order to determine the number of pumps that would be necessary to achieve the expense.

The results obtained were a diameter of 12 [in] for the suction pipe and the discharge pipe, three pumps were selected with an expense of 9,600 [bpd] each, so connected in parallel add up to a total expenditure of 28,800 [bpd], this is because the station will work only 12 hours a day for the ambient temperature to

help the hydrocarbon flow. A relay pump was also included in the station so that if any repair is necessary, or one of the pumps stops working, the pumping does not have to be stopped and normal operations are continued.

The main conclusions are:

- The importance of the characterization of the behavior of a heavy oil with which the calculations will be made, since this will depend on the selection of the necessary equipment for the correct transport of this.
- The selection of the pumping equipment will depend to a large extent on the properties of the fluid with which one works, because based on this the ideal type of pump is determined to reduce the chances of having greater wear on them.

Finally, the recommendations based on this work are:

- It is important to have the most data on fluid to handle to ensure a better design; as well as information related to the climatological and topographic conditions of the place.
- Use computer programs to facilitate and have greater certainty of the calculations made.

La creciente demanda de petrolíferos en el mundo, asociada al hecho de que los combustibles fósiles continúan siendo la principal fuente de energía; posiciona a los procesos de transporte, almacenamiento y distribución como un eslabón fundamental dentro de la cadena de valor de los hidrocarburos.

Resulta necesario un correcto traslado de los mismos, primeramente, de la cabeza de los pozos hasta los centros de refinación o los puertos de embarque para su exportación, y posteriormente, para la distribución de la materia prima ya procesada, hasta los centros de consumo.

Para el transporte en tierra, las tuberías son el principal medio para impulsar el hidrocarburo a través de grandes distancias, y cuando se trata de un aceite que ya ha sido estabilizado, las estaciones de bombeo son las que suministran al fluido la energía necesaria para que este avance de forma continua.

Hoy en día existe literatura con procedimientos para la selección de los equipos de bombeo, y el enfoque de este trabajo es aterrizar la información disponible en dicha literatura, considerando un caso de estudio con datos reales de la industria petrolera, en el cual las condiciones operativas y las características del fluido no se asemejan a lo comúnmente encontrado en los textos.

Se abordará el caso de un hidrocarburo pesado sin contenido de gas y agua para poder facilitar los cálculos y para ejemplificar el diseño de una estación de bombeo, desde los tanques, tuberías, accesorios, hasta la selección las bombas para transportar el hidrocarburo. En este trabajo se plasman detalles asociados, no solo al dimensionamiento de los equipos dinámicos, sino también al dimensionamiento de las tuberías de proceso y de los tanques de almacenamiento, cumpliendo con parámetros y normatividades establecidas. Asimismo, se presenta la selección del diámetro óptimo del oleoducto por medio del cual se transportará el aceite que será bombeado en la estación de interés.

Por último, se pretende ser una guía para los estudiantes de Ingeniería petrolera que esté encaminado al área de producción, brindándole el conocimiento básico de los equipos de bombeo utilizados en la industria.

OBJETIVO GENERAL:

Realizar el diseño conceptual de una estación de bombeo para el manejo de aceite pesado, localizada en una zona terrestre de México, seleccionando el equipo de bombeo, proponiendo la distribución de los equipos y tendidos de líneas, y seleccionando las tuberías de proceso y accesorios. Lo anterior con base en normatividad aplicable.

OBJETIVOS PARTICULARES:

- Llevar a cabo una revisión bibliográfica de los equipos de bombeo y sus características generales.
- Resumir los criterios mínimos para la selección de los equipos de bombeo y el dimensionamiento de las tuberías de succión y descarga.
- Dimensionar el oleoducto que transportará el aceite bombeado en la estación a diseñar en el presente trabajo.
- Desarrollar un trabajo para que los estudiantes de la carrera de Ingeniería Petrolera conozcan los pasos mínimos a seguir en el diseño de una estación de bombeo para aceite pesado.

El contenido de la tesis se describe a continuación:

En el capítulo 1 se presenta el resultado de la revisión de la bibliografía, plasmando los conceptos básicos para el correcto diseño de una estación de bombeo, tales como: propiedades de los fluidos, hidráulica, energía, trabajo, potencia, eficiencia, entre otros.

En el capítulo 2 se abordan los temas más importantes relacionados con los equipos de bombeo, entre los cuales se encuentran: su clasificación, campos de aplicación, leyes que los rigen, entre otros. De estos conceptos depende la configuración y selección de equipos en la estación de bombeo a diseñar, por lo que es muy importante abordarlos en este trabajo.

En el capítulo 3 se presentan las características generales del campo petrolero (BHS) en donde, teóricamente, se diseñará la estación de bombeo, motivo de este trabajo; describiendo a su vez la forma en la que se llevará a cabo el manejo de la producción.

En el capítulo 4 se presenta el diseño de la estación de bombeo de interés, describiendo las características del fluido a manejar, así como la preselección de los equipos y accesorios mínimos requeridos para su correcto funcionamiento. Se presenta un croquis de la estación de bombeo con la distribución de los equipos y tendido de líneas, así como los diferentes escenarios analizados para el diseño de la misma, tomando en cuenta no solo las condiciones normales de operación, sino también las condiciones más extremas que se puedan llegar a presentar; asimismo, se resumen los cálculos llevados a cabo durante el diseño.

Por último, se presenta la selección del diámetro del oleoducto que transportará el aceite desde la estación de bombeo de interés al centro de proceso final. Esto con la finalidad de entender el origen de los datos utilizados en los diferentes escenarios analizados.

En este capítulo se presenta el resultado de la revisión de la bibliografía, plasmando los conceptos básicos para el correcto diseño de una estación de bombeo, tales como: propiedades de los fluidos, hidráulica, energía, trabajo, potencia, eficiencia, entre otros.

1.1 CONCEPTOS BÁSICOS

1.1.1 Energía:

Es la capacidad de un cuerpo de realizar un trabajo.

1.1.2 Propiedad:

Es cualquier característica o cualidad que la **materia** posee y puede evaluarse cuantitativamente. Por ejemplo: volumen, masa, presión.

Estado:

El **estado** de un sistema es identificado o descrito por ciertas propiedades que posee. Los estados termodinámicos son aquellos que de alguna manera están relacionados con la energía.

Proceso:

Siempre que varían una o más de las propiedades de un sistema, decimos que ha ocurrido un cambio en su estado. La trayectoria de un cambio de estado es una sucesión de estados, por la cual pasa el sistema, durante el cambio de estado. Cuando la trayectoria está completamente especificada, el cambio de estado se llama **proceso**.

1.1.3 Tipos de energía:

- 1) Energía cinética: es la energía que tiene un cuerpo en virtud de su movimiento. La expresión para la energía cinética es:

$$E_c = \frac{1}{2} \frac{mV^2}{q_c} \quad (1.1.3.1)$$

donde:

m: masa del cuerpo o del fluido [lb_m],

V: velocidad del fluido [pies/seg],

q_c: constante que permite calcular las unidades de [lb_m] a [lb_f],

$$q_c = 32.2 \left[\frac{\text{lb}_m \text{pie}}{\text{lb}_f \text{seg}^2} \right].$$

Por lo tanto:

$$E_c = \frac{1}{2} \frac{m[\text{lb}_m]V^2[\text{pie}^2/\text{seg}^2]}{q_c \left[\frac{\text{lb}_m \text{pie}}{\text{lb}_f \text{seg}^2} \right]} = \frac{1}{2} \frac{mV^2}{q_c} [\text{lb}_f \text{pie}] \quad (1.1.3.2)$$

2) Energía potencial: es la energía que tiene un sistema en virtud de su posición o condición. La energía potencial está dada por la siguiente expresión:

$$E_p = \frac{mgh}{q_c} \quad (1.1.3.3)$$

donde:

g: es la aceleración debida a la gravedad [pies/seg²],

h: es la posición que tiene el fluido con respecto a un plano de referencia,

m: masa del cuerpo o del fluido [lb_m],

q_c: constante que permite calcular las unidades de [lb_m] a [lb_f].

$$E_p = \frac{m[\text{lb}_m]g[\text{pies}/\text{seg}^2]h[\text{pies}]}{q_c \left[\frac{\text{lb}_m \text{pie}}{\text{lb}_f \text{seg}^2} \right]} = \frac{mgh}{q_c} [\text{lb}_f \text{pie}] \quad (1.1.3.4)$$

3) Energía de expansión y compresión: la energía de expansión o energía de flujo está asociada a los fenómenos de flujo y representa el trabajo necesario para que el fluido avance en contra de la presión existente. La energía de expansión está dada por:

$$E_e = pv \quad (1.1.3.5)$$

donde:

p: presión del fluido [lb_f/pie],

v: volumen del fluido [pies³],

por lo tanto:

$$E_e = p[\text{lb}_f/\text{pie}^2]v[\text{pie}^3] = pv[\text{lb}_f\text{pie}] \quad (1.1.3.6)$$

1.1.4 Principios de conservación de la energía:

El **principio de la conservación de la energía** se puede expresar de la siguiente forma: “la energía no puede crearse ni destruirse, solo convertirse de una forma a otra”.

Para sistemas termodinámicos, la **primera Ley de la Termodinámica** es la aplicación del principio de la **conservación de la energía**. Por lo que para sistemas termodinámicos que realizan un proceso, este principio se puede expresar de la siguiente manera:

“la diferencia entre la energía que entra al sistema y la energía que sale del sistema, es la energía que permanece dentro del sistema, o es la energía que pierde el sistema”

Energía inicial almacenada + Energía que entra al sistema – Energía que sale del sistema =
Energía final almacenada.

1.2 PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS

1.2.1 Densidad y gravedad específica:

La **densidad** se define como **masa** por unidad de **volumen**, es decir:

$$\rho = \frac{m}{V} \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (1.2.1.1)$$

donde:

m: masa del cuerpo o del fluido [kg],

V: volumen del cuerpo o del fluido [m³].

El recíproco de la densidad es el **volumen específico** v , el cual se define como volumen por unidad de masa. Es decir:

$$v = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho} \quad (1.2.1.2)$$

donde:

m: masa del cuerpo o del fluido [kg],

V: volumen del cuerpo o del fluido [m³],

ρ : densidad del cuerpo o fluido [kg/m³].

En general, la densidad de una sustancia depende de la temperatura y de la presión. La densidad de la mayoría de los gases es proporcional a la presión e inversamente proporcional a la temperatura. Por otro lado, los líquidos y sólidos en esencia son sustancias incompresibles y la variación de su densidad con la presión suele ser despreciable.

A veces, la densidad de una sustancia se da en relación con la densidad de una sustancia conocida plenamente; entonces se le llama **gravedad específica** o **densidad relativa**, y se define como la razón de la densidad de una sustancia a la densidad de alguna sustancia estándar, a una temperatura especificada (por lo general, agua a 4 [°C], para la cual $\rho_{H_2O} = 1000$ [Kg/m³]). Esto es:

$$\text{gravedad específica: } GE = \frac{\rho}{\rho_{H_2O}} \quad (1.2.1.3)$$

donde:

ρ : densidad del cuerpo o fluido [kg/m³],

1.2.2 Presión de vapor y cavitación:

La **presión de vapor** p_v de una sustancia pura se define como la presión ejercida por su vapor en equilibrio de fases con su líquido a una temperatura dada. Es idéntica a la presión de saturación P_{sat} del líquido ($p_v = p_{sat}$).

La razón del interés en la presión de vapor es la posibilidad de que la caída de la presión del líquido, en los sistemas de flujo de líquidos, alcance la p_v , produciéndose la vaporización del mismo. Las **burbujas de vapor**

(llamadas **burbujas de cavitación** debido a que forman “cavidades” en el líquido) se desintegran conforme son barridas hacia afuera de las regiones de baja presión, con lo que se generan ondas de alta presión extremadamente destructivas. Este fenómeno, que es causa común de decremento en el rendimiento e inclusive de la erosión de los internos de los equipos, se llama cavitación, y constituye una consideración importante en el diseño de las turbinas y bombas hidráulicas.

La cavitación debe evitarse (o al menos minimizarse) en los sistemas de flujo, porque reduce el rendimiento, genera vibraciones, ruidos molestos y daña al equipo. Los incrementos súbitos de presión resultantes del gran número de burbujas implotan cerca de la superficie sólida, pueden causar erosión, picaduras de la superficie, falla por fatiga y la destrucción eventual de los componentes o la maquinaria.

1.2.3 Energía y calores específicos:

Cuando se dice que un objeto tiene **energía**, significa que es capaz de ejercer una fuerza sobre otro objeto para realizar un trabajo sobre él.

El **calor específico** se define como la energía requerida para elevar en un grado la temperatura de una unidad de masa de una sustancia. En general, esta energía depende de cómo se ejecute el proceso. En termodinámica, el interés se centra en dos clases de calores específicos: calor específico a volumen constante C_v y calor específico a presión constante C_p .

1.2.4 Viscosidad:

La **viscosidad** es la propiedad del fluido, la cual determina la cantidad de resistencia opuesta a las fuerzas cortantes y se debe principalmente a las interacciones entre las moléculas del fluido.

La viscosidad solo se manifiesta si hay movimiento, en reposo no existe **esfuerzo cortante**, por lo tanto no hay efecto de resistencia al mismo.

La **Ley de la viscosidad de Newton** afirma que la tensión de corte es proporcional al gradiente de velocidad, como se puede apreciar en la siguiente fórmula:

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy} \quad (1.2.4.1)$$

donde:

τ : tensión de corte,

μ : coeficiente de proporcionalidad,

$\frac{dv}{dy}$: gradiente de velocidad.

Si el fluido cumple con esta Ley se le llama **fluido Newtoniano**, de lo contrario se le conoce como **fluido no Newtoniano**.

La viscosidad se puede clasificar en:

1.2.4.1 Dinámica:

También conocida como **viscosidad absoluta**, es el coeficiente de proporcionalidad expresado en la Ley de Newton, su símbolo es la letra μ y las unidades más usadas son el centiPoise [cP] o Poise, así como el Pascal por segundo [Pa · s] (Sistema Internacional).

1.2.4.2 Cinemática:

Es la relación entre la viscosidad dinámica o absoluta y la densidad de masa:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1.2.4.2.1)$$

Las unidades más utilizadas son el centiStoke [cSt], Stoke [St] o el $[m^2/s]$ (Sistema Internacional).

1.3 HIDRÁULICA

1.3.1 Teorema del transporte de Reynolds:

Con frecuencia, en la termodinámica y la mecánica de los sólidos, se trabaja con un **sistema** (también llamado **sistema cerrado**), que se define como una cantidad de materia de masa fija. En la dinámica de fluidos es más común que se trabaje con un **volumen de control** VC (también conocido como un **sistema abierto**), el cual se define como una región en el espacio elegida para su estudio. El tamaño y la forma de un sistema pueden cambiar durante un proceso, pero nada de masa cruza sus límites.

Por otra parte, en un volumen de control se permite que la masa entre o salga a través de sus límites, los cuales se conocen como superficies de control. Un volumen de control también puede moverse y deformarse durante un proceso, pero numerosas aplicaciones del mundo real se relacionan con volúmenes de control fijos e indeformables.

La mayoría de los principios de la mecánica de fluidos se adoptan de la mecánica de los sólidos, en donde las leyes físicas que se refieren a las razones de cambio respecto del tiempo de propiedades extensivas se expresan para sistemas. En la mecánica de fluidos, con frecuencia es más conveniente trabajar con volúmenes de control y, por lo tanto, surge la necesidad de relacionar los cambios en un volumen de control con los cambios en un sistema. La relación entre las razones de cambio respecto del tiempo de una propiedad extensiva para un sistema y para un volumen de control se expresa por el **teorema del transporte de Reynolds** el

cual proporciona el vínculo entre los enfoques de sistema y de volumen de control.

Ahora, represente por B cualquier **propiedad extensiva** (como la masa, la energía o la cantidad de movimiento) y sea $b = B/m$ la **propiedad intensiva** correspondiente.

El teorema del transporte de Reynolds, conocido también como **transformación de sistema a volumen de control** para un volumen fijo de control es:

RTT, VC fijo:

$$\frac{dB_{sist}}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{VC} \rho b dV + \int_{SC} \rho b \vec{V} \cdot \vec{n} dA \quad (1.3.1.1)$$

Puesto que el volumen de control no se mueve ni se deforma con el tiempo, la derivada respecto del tiempo en el primer término de la expresión del lado derecho de la ecuación se puede introducir a la integral, dado que el dominio de integración no cambia con el tiempo (en otras palabras, es irrelevante si se deriva o se integra primero). Pero, en ese caso, la derivada respecto del tiempo se debe expresar como una derivada parcial ($\partial/\partial t$), ya que tanto la densidad como la cantidad b pueden depender de la posición dentro del volumen de control. Una forma alternativa del teorema del transporte de Reynolds para un volumen fijo de control es:

RTT alternativo, VC fijo:

$$\frac{dB_{sist}}{dt} = \int_{VC} \frac{\partial}{\partial t} (\rho b) dV + \int_{SC} \rho b \vec{V} \cdot \vec{n} dA \quad (1.3.1.2)$$

La ecuación se dedujo para un volumen fijo de control. Sin embargo, muchos sistemas prácticos, como la turbina y las aspas de una hélice, incluyen volúmenes no fijos de control. Por fortuna, la ecuación (1.3.1.1)

también es válida para volúmenes de control en **movimiento** o **deformación**, siempre que la velocidad absoluta \vec{V} del fluido del último término se reemplace por la **velocidad relativa** \vec{V}_r .

1.3.1.1 Velocidad relativa:

$$\vec{V}_r = \vec{V} - \vec{V}_{SC}, \quad (1.3.1.1.1)$$

donde \vec{V}_{SC} es la velocidad local de la superficie de control. De donde, la forma más general del teorema del transporte de Reynolds es:

RTT, VC no fijo:

$$\frac{dB_{sist}}{dt} = \int_{VC} \frac{\partial}{\partial t} (\rho b) dV + \int_{SC} \rho b \vec{V}_r \cdot \vec{n} dA \quad (1.3.1.1.2)$$

Nótese que para un volumen de control que se mueve o deforma con el tiempo, la derivada respecto del tiempo debe aplicarse después de la integración. \vec{V}_r es la velocidad del fluido que se expresa con relación a un sistema de coordenadas que se mueve con el volumen de control.

Por último, mediante la aplicación del teorema de Leibniz, se puede demostrar que el teorema del transporte de Reynolds para un volumen de control general que se mueve o deforma, expresada de la siguiente manera:

RTT alternativo, Vc no fijo:

$$\frac{dB_{sist}}{dt} = \int_{VC} \frac{\partial}{\partial t} (\rho b) dV + \int_{SC} \rho b \vec{V} \cdot \vec{n} dA \quad (1.3.1.1.3)$$

Durante el flujo estacionario, la cantidad de la propiedad B que está dentro del volumen de control permanece constante en el tiempo y la derivada respecto del tiempo de la

ecuación (1.3.1.5) resulta cero. Entonces el teorema del transporte de Reynolds se reduce a:

RTT, flujo estacionario:

$$\frac{dB_{sist}}{dt} = \int_{SC} \rho b \vec{V}_r \cdot \vec{n} dA \quad (1.3.1.1.4)$$

Nótese que, a diferencia del volumen de control, el contenido de la propiedad B del sistema inclusive puede cambiar con el tiempo durante un proceso estacionario. Pero, en este caso, el cambio debe ser igual a la propiedad neta transportada por la masa a través de la superficie de control (un efecto convectivo en lugar de un efecto no estacionario).

1.3.2 Ecuación de Bernoulli:

La **ecuación de Bernoulli** es una relación aproximada entre la presión, la velocidad y la elevación, es válida en regiones de flujo estacionario e incompresible en donde las fuerzas netas de fricción son despreciables. Pese a su simplicidad, la ecuación de Bernoulli demostró que es un instrumento muy potente en mecánica de fluidos. En esta sección, se deduce la ecuación de Bernoulli a partir del principio de conservación de momento lineal, se demuestra su utilidad y se analizan sus limitaciones.

La aproximación clave en la deducción de la ecuación de Bernoulli es que “los efectos viscosos son despreciablemente pequeños en comparación con los efectos de inercia, gravitacionales y de la presión”. Puesto que todos los fluidos tienen viscosidad (no existe un “fluido no viscoso”), esta aproximación no puede ser válida para todo un campo de flujo de interés práctico. En otras palabras, no se puede aplicar la ecuación de Bernoulli en todas partes en un flujo, sin importar qué tan pequeña sea la viscosidad del fluido. Sin embargo, resulta que la

aproximación es razonable en ciertas regiones de muchos flujos prácticos. Se hará referencia a esas regiones como **regiones no viscosas del flujo** y se enfatiza que no son regiones en donde el propio fluido es no viscoso o sin fricción sino más bien, que son regiones en donde las fuerzas viscosas o de fricción netas son despreciablemente pequeñas en comparación con las otras fuerzas que actúan sobre las partículas del fluido.

El movimiento de una partícula y la trayectoria que sigue se describen por el **vector velocidad**, como función del tiempo y las coordenadas espaciales, así como de la posición inicial de la partícula. Cuando el flujo es **estacionario** (ningún cambio con el tiempo en un lugar especificado), todas las partículas que pasan por el mismo punto siguen la misma trayectoria (la cual es la **línea de corriente**) y los vectores de velocidad permanecen tangentes a la trayectoria en todo punto.

Flujo estacionario:

$$\int \frac{dP}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = \text{constante (a lo largo de una línea)} \quad (1.3.2.1)$$

Flujo estacionario e incompresible:

$$\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = \text{constante (a lo largo de una línea)} \quad (1.3.2.2)$$

La ecuación de Bernoulli también puede escribirse entre dos puntos cualesquiera sobre la misma línea de corriente como:

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \quad (1.3.2.3)$$

La ecuación de Bernoulli expresa que, en el transcurso del flujo estacionario e incompresible, con fricción despreciable, las diversas formas de la energía mecánica se transforman entre sí, pero su suma permanece constante. En otras palabras, no se tiene disipación de energía

mecánica en el curso de ese tipo de flujos, puesto que no existe fricción que convierta esa energía mecánica en energía térmica sensible (interna).

La ecuación de Bernoulli determina que la suma de la energía de flujo, la cinética y la potencial de una partícula de fluido a lo largo de una línea de corriente es constante. Por lo tanto, la energía cinética y la potencial del fluido pueden convertirse a energía de flujo (y viceversa) en el curso del flujo, lo cual hace que cambie la presión. Este fenómeno puede hacerse más visible cuando se multiplica la ecuación de Bernoulli por la densidad ρ :

$$P + \frac{\rho v^2}{2} + \rho g z = \text{constante (a lo largo de una línea de corriente)} \quad (1.3.2.4)$$

Cada término de esta ecuación tiene unidades de presión y, por tanto, cada uno representa alguna clase de presión:

- P es la **presión estática** (no incorpora efectos dinámicos); representa la presión termodinámica real del fluido. Esta es la misma que la presión usada en la termodinámica y las tablas de propiedades.
- $\rho v^2/2$ es la **presión dinámica**, representa el aumento en la presión cuando el fluido en movimiento se detiene de manera isentrópica.
- $\rho g z$ es la **presión hidrostática**, la cual no es presión en un sentido real, porque su valor depende del nivel de referencia seleccionado; explica los efectos del aumento, es decir, del peso del fluido sobre la presión.

La suma de la presión estática, la dinámica y la hidrostática se llama **presión total**. Por lo tanto, la ecuación de Bernoulli expresa que la presión total a lo largo de una línea de corriente es constante.

La suma de la presión estática y la dinámica se llama **presión de estancamiento** y se expresa como:

$$P_{\text{estanc}} = P + \frac{V^2}{2} \quad (1.3.2.5)$$

La presión de estancamiento representa la presión en un punto en donde el fluido se detiene totalmente de manera isentrópica. En la Figura 1.3.2.a. se muestran la presión estática, la dinámica y de estancamiento. Cuando la presión estática y de estancamiento se miden en un lugar especificado, puede calcularse la velocidad del fluido en ese lugar a partir de:

$$V = \sqrt{\frac{2(P_{\text{estanc}} - P)}{\rho}} \quad (1.3.2.6)$$

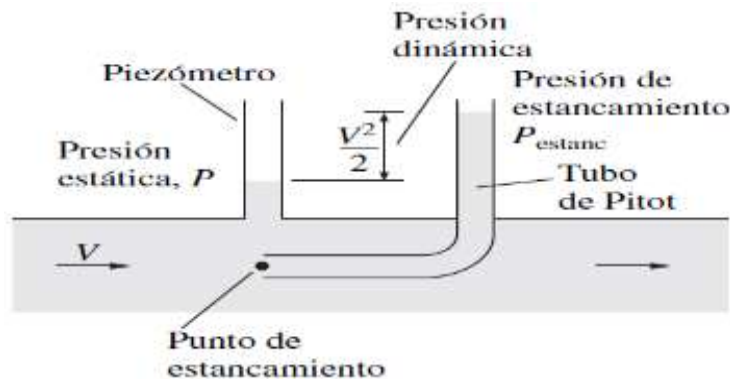


Figura 1.3.2.a. Presiones estática, dinámica y de estancamiento
Fuente: Extraído de [3]

La ecuación (1.3.2.6) es útil en la medición de la velocidad del flujo.

La ecuación de Bernoulli (1.3.2.2) es una de las que con más frecuencia se usan, aunque indebidamente, en la mecánica de fluidos. Su versatilidad, sencillez y facilidad de aplicación la hacen una herramienta muy valiosa para utilizarse en el análisis, pero los mismos atributos la hacen muy tentadora para usarla indebidamente. Por lo tanto, es importante conocer las restricciones acerca de la posibilidad de aplicarla y observar las limitaciones relativas a su uso, como se explica a continuación:

- 1) Flujo estacionario: la primera limitación de la ecuación de Bernoulli consiste en que es aplicable al flujo estacionario. Por lo tanto, no debe usarse durante los periodos de arranque y de paro, o durante los periodos de cambio en las condiciones de flujo.
- 2) Flujo sin fricción: en todo flujo interviene algo de fricción, sin importar qué tan pequeña sea, y los efectos de la fricción pueden ser despreciables, o no. La situación se complica aún más por la magnitud del error que puede tolerarse. En general, los efectos de la fricción son despreciables para secciones cortas del flujo, con secciones transversales grandes, en especial con velocidades bajas del flujo. Los efectos de la fricción suelen ser importantes en secciones largas y angostas del flujo, en la región de la estela corriente abajo de un objeto y en las secciones de flujo divergente, como los difusores, debido a la mayor posibilidad de que el fluido se separe de las paredes en esas configuraciones geométricas. Los efectos de la fricción también son significativos cerca de las superficies sólidas y, por tanto, la ecuación de Bernoulli suele ser aplicable a lo largo de una línea de corriente en la región del núcleo del flujo, pero no a lo largo de la línea de corriente cercana a la superficie.

Un accesorio que perturbe la estructura de líneas de corriente del flujo y, en consecuencia, cause una mezcla y un contraflujo considerables, como una entrada aguda de un tubo, o una válvula parcialmente cerrada en una sección del flujo pueden hacer que la ecuación de Bernoulli no pueda aplicarse.

- 3) Ningún trabajo en la flecha: la ecuación de Bernoulli se dedujo basándose en un balance de fuerzas sobre una partícula en movimiento a lo largo de una línea de corriente. Por lo tanto, esta ecuación no se aplica en una sección del flujo en el que intervenga

una bomba, una turbina, un ventilador o cualquier otra máquina o impulsor, ya que estos aparatos destruyen las líneas de corriente y llevan a cabo interacciones de energía con las partículas del fluido. Cuando la sección considerada del flujo incluye cualquiera de estos aparatos, debe usarse la ecuación de la energía para tomar en cuenta la entrada o salida de trabajo en la flecha. Sin embargo, puede aplicarse la ecuación de Bernoulli a una sección del flujo antes o después de pasar por una máquina (en el supuesto que se satisfacen las otras restricciones referentes a su uso). En esos casos, la constante de Bernoulli cambia de corriente arriba a corriente abajo del dispositivo.

- 4) Flujo incompresible: una de las hipótesis establecidas en la deducción de la ecuación de Bernoulli es que ρ es constante y, por tanto, el flujo es incompresible. Esta condición la satisfacen los líquidos y también los gases con **números de Mach** menores a 0.3, en virtud de que los efectos de la compresibilidad y, por ende, las variaciones de la densidad de los gases son despreciables a esas velocidades relativamente bajas.
- 5) Ninguna transferencia de calor: la densidad de un gas es inversamente proporcional a la temperatura y no debe usarse la ecuación de Bernoulli para las secciones del flujo en el que se tenga un cambio significativo en la temperatura, como las secciones de calentamiento o enfriamiento.

En beneficio de la sencillez, la ecuación de Bernoulli se dedujo cuando se consideró el flujo bidimensional en el plano xz , pero la ecuación también es válida para el flujo general tridimensional, en tanto se aplique a lo largo de la misma línea de corriente. Siempre deben tenerse presentes las hipótesis establecidas en la deducción de la ecuación de Bernoulli y verificar que se cumplan.

Con frecuencia es conveniente representar de manera gráfica el nivel de la energía mecánica usando alturas, con la finalidad de facilitar la visualización de los diversos términos de la ecuación de Bernoulli. Esto se realiza cuando se divide cada término de esa ecuación entre g , para dar:

$$\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z = H = \text{constante} \quad (1.3.2.7)$$

Cada término de esta ecuación tiene las dimensiones de longitud y representa algún tipo de **carga** de un fluido fluyente, como se describe a continuación:

- $p/\rho g$ es la **carga de presión**: representa la altura de una columna de fluido que produce la presión estática p
- $V^2/2g$ es la **carga de velocidad**: representa la elevación necesaria para que un fluido alcance la velocidad V durante una caída libre sin fricción.
- z es la **carga de elevación**: representa la energía potencial del fluido.

Asimismo, H es la **carga total** para el flujo. Por lo tanto, la ecuación de Bernoulli se puede expresar en términos de cargas como: la suma de las cargas de presión, de velocidad y de elevación a lo largo de una línea de corriente que es constante en el transcurso del flujo estacionario, cuando los efectos de la compresibilidad y de la fricción son despreciables.

1.3.4 Flujo en tuberías:

1.3.4.1 Introducción:

El flujo de un líquido o de un gas a través de tuberías o ductos se usa comúnmente en sistemas de calefacción y enfriamiento y en redes de distribución de fluido.

Se pone particular atención a la **fricción**, que se relaciona directamente con la **caída de presión** y **las pérdidas de carga** durante el flujo a través de tuberías y ductos. Entonces, la caída de presión se usa para determinar la potencia necesaria de bombeo. Un sistema de tuberías típico incluye tuberías de diferentes diámetros, unidas entre sí mediante varias uniones o codos para dirigir el fluido, válvulas para controlar la razón de flujo y bombas para presurizar el fluido.

Los términos **tubo**, **ducto** y **conducto** se usan de manera intercambiable para tramos de flujo. En general, los tramos de flujo de sección transversal circular se conocen como flujo en **tubos** (en especial cuando el fluido es un líquido), y los tramos de flujo de sección transversal no circular se conocen como **ductos** (especialmente cuando el fluido es un gas).

La velocidad del fluido en una tubería cambia de cero, en la superficie debido a la condición de no-deslizamiento hasta un máximo en el centro de la tubería. En el flujo de fluidos, es conveniente trabajar con una velocidad promedio V_{prom} , que permanece constante en flujo incompresible cuando el área de la sección transversal de la tubería es constante Figura 1.3.4.1.a.

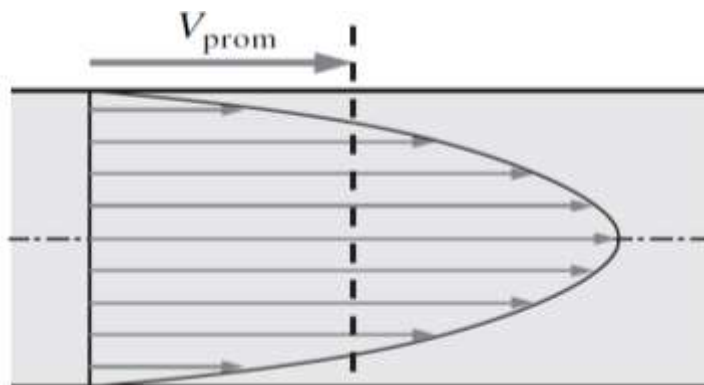


Figura 1.3.4.1.a. Velocidad promedio V_{prom}

Fuente: Extraído de [3]

La consecuencia primordial de la fricción en el flujo de fluidos es la caída de presión, y por tanto cualquier cambio importante en la temperatura del fluido se debe a transferencia de calor.

El valor de la velocidad promedio V_{prom} en cierta sección transversal de flujo se determina a partir del requisito de que se satisfaga el principio de conservación de masa, esto es:

$$\dot{m} = \rho V_{\text{prom}} A_c = \int_{A_c} \rho u(r) dA_c \quad (1.3.4.1.1)$$

donde \dot{m} es la razón de flujo de masa, ρ es la densidad, A_c es el área de sección transversal y $u(r)$ es el perfil de velocidad. Entonces, la velocidad promedio para flujo incompresible en una tubería circular de radio R se puede expresar como:

$$V_{\text{prom}} = \frac{\int_{A_c} \rho u(r) dA_c}{\rho A_c} = \frac{\int_{A_c} \rho u(r) 2\pi r dr}{\rho \pi R^2} = \frac{2}{R^2} \int_0^R u(r) r dr \quad (1.3.4.1.2)$$

En consecuencia, cuando se conoce la razón de flujo o el perfil de velocidad, la velocidad promedio se puede determinar fácilmente.

1.3.4.2 Ecuaciones fundamentales para el flujo de fluidos en tuberías

La ecuación para el flujo de fluidos en tuberías que se utiliza para cualquier tipo de fluido y ángulo de inclinación es:

$$\begin{aligned} & \text{Pérdidas de presión totales} \\ & = \text{Pérdidas por elevación} + \text{Pérdidas por fricción} \\ & + \text{Pérdidas por aceleración} \end{aligned}$$

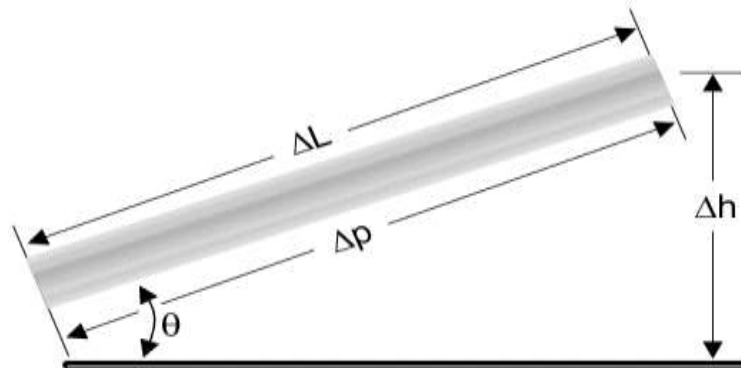


Figura 1.3.4.2.a Tramo de una tubería inclinada
Fuente: M. I. Maria Graciela Reyes Ruiz.

Si expresamos las pérdidas de presión (Δp) en función de la distancia (ΔL), la ecuación anterior, en términos del gradiente de presión, sería:

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{\text{total}} = \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{\text{elevación}} + \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{\text{fricción}} + \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{\text{aceleración}} \quad (1.3.4.2.1)$$

comúnmente usado en $(\text{lbf/plg}^2)/\text{pie} = [\text{psi}/\text{pie}]$

Ahora bien, la ecuación de balance de energía:

$$E_1 + \Delta W_1 + \Delta W_2 = E_2 \quad (1.3.4.2.2)$$

donde

E_1 = Energía por unidad de masa en (1)

E_2 = Energía por unidad de masa en (2)

ΔW_f = Gradiente de energía por fricción

ΔW_s = Gradiente de energía por trabajo externo

se fundamenta en el **principio de conservación de la energía**, el cual establece que un fluido con flujo en régimen permanente, al abandonar una parte de un sistema, lo hace con una energía igual a aquella con la que entró, más el trabajo suministrado a dicho fluido o menos el cedido por éste.

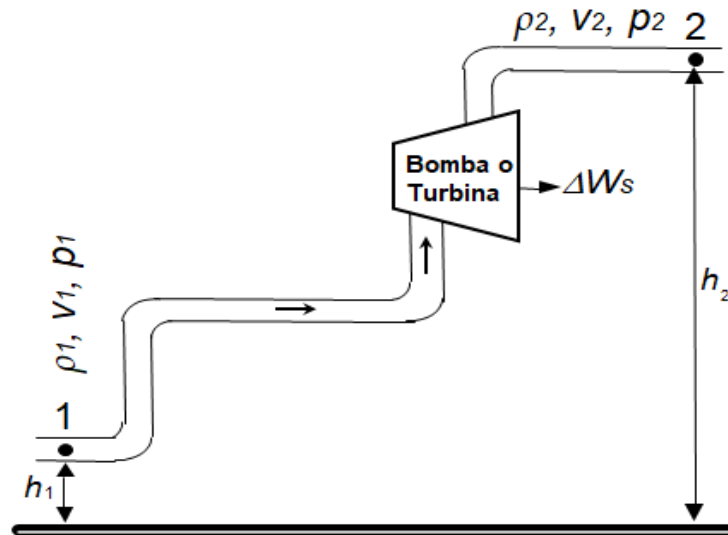


Figura 1.3.4.2.b Diagrama de flujo de un conducto aislado
Fuente: M. I. Maria Graciela Reyes Ruiz.

La ecuación 1.3.4.2.2 se obtiene a partir de un balance de la energía asociada a la unidad de masa de un fluido que pasa a través de un elemento aislado del sistema, Figura 1.3.4.2.b Ahora bien, de la ecuación de balance energía (1.3.4.2.2), se tiene que:

$$E = E_c + E_p + E_e \quad (1.3.4.2.3)$$

donde:

E = Energía por unidad de masa

E_c = Energía cinética

E_p = Energía potencial

E_e = Energía por expansión

mismas que a su vez de definen como:

$$E_c = \frac{v^2}{2g_c}$$

$$E_p = \frac{g}{g_c} h$$

$$E_e = pV$$

donde:

V = volumen específico

g_c = factor de conversión en la segunda ley de Newton

Sustituyendo las energías correspondientes a las posiciones 1 y 2 (Figura 1.3.4.2.b) en las ecuaciones 1.3.4.2.2 y 1.3.4.2.3, se obtiene:

$$p_1 V_1 + \frac{g}{g_c} h_1 + \frac{v_1^2}{2g_c} + \Delta W_f + \Delta W_s = p_2 V_2 + \frac{g}{g_c} h_2 + \frac{v_2^2}{2g_c} \quad (1.3.4.2.4)$$

misma que se expresa como:

$$V \Delta p + \frac{g}{g_c} \Delta h + \frac{\Delta v^2}{2g_c} + \Delta W_f + \Delta W_s = 0 \quad (1.3.4.2.5)$$

donde:

$$V = \frac{1}{\rho} \left[\frac{\text{pie}^3}{\text{lb}_m} \right]$$

V = volumen específico promedio del fluido

Para obtener la caída de presión por unidad de longitud, multiplicamos la ecuación 1.3.4.2.5 por $\rho/\Delta L$; despreciando el gradiente de energía por trabajo externo, ΔW_s (es decir, sin considerar la energía que, por ejemplo, añadiría una bomba), se llega a:

$$\frac{\Delta p}{\Delta L} + \rho \frac{g}{g_c} \frac{\Delta h}{\Delta L} + \rho \frac{\Delta v^2}{2g_c \Delta L} + \rho \frac{\Delta W_f}{\Delta L} = 0 \quad (1.3.4.2.6)$$

Si consideramos que el gradiente de presión en la dirección del flujo es positivo y reordenamos los términos, entonces:

$$\frac{\Delta p}{\Delta L} = \rho \frac{g}{g_c} \frac{\Delta h}{\Delta L} + \rho \frac{\Delta W_f}{\Delta L} + \rho \frac{\Delta v^2}{2g_c \Delta L} \quad (1.3.4.2.7)$$

descrita como la ecuación 1.3.4.2.1.

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{\text{total}} = \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{\text{elevación}} + \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{\text{fricción}} + \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{\text{aceleración}} \quad (1.3.4.2.8)$$

1.3.4.3 Flujos laminar y turbulento:

Se dice que el régimen de flujo es **laminar** cuando el flujo se caracteriza por líneas de corriente suaves y movimiento sumamente ordenado; mientras que en el flujo **turbulento** se caracteriza por fluctuaciones de velocidad y movimiento también desordenado. La transición de flujo laminar a turbulento no ocurre repentinamente; más bien, sucede sobre cierta región en la que el flujo fluctúa entre flujos laminar y turbulento antes de volverse totalmente turbulento. La mayoría de los flujos que se encuentran en la práctica son turbulentos. El flujo laminar se encuentra cuando los fluidos muy viscosos, como los aceites, fluyen en pequeñas tuberías o pasajes estrechos.

1.3.4.4 Número de Reynolds:

La transición de flujo laminar a turbulento depende de la geometría, la rugosidad de la superficie, la velocidad del flujo, la temperatura de la superficie y el tipo de fluido, entre otros factores. El régimen de flujo depende principalmente de la razón de fuerzas inerciales a fuerzas viscosas en el fluido.

Esta razón se llama **número de Reynolds** y se expresa para flujo interno en una tubería circular como:

$$Re = \frac{\text{Fuerzas inerciales}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{V_{\text{prom}} D}{\nu} = \frac{\rho V_{\text{prom}} D}{\mu} \quad (1.3.4.4.1)$$

donde:

V_{prom} : velocidad de flujo promedio [m/s],

D: longitud característica de la geometría (diámetro en este caso [m]),

$\nu = \mu/\rho$: viscosidad cinemática del fluido [m^2/s].

Además, la viscosidad cinemática tiene la unidad [m^2/s] y se puede ver como difusividad viscosa o difusividad de cantidad de movimiento.

A números grandes de Reynolds, las fuerzas inerciales, que son proporcionales a la densidad del fluido y al cuadrado de la velocidad del fluido, son grandes en relación con las fuerzas viscosas y por lo tanto las fuerzas viscosas no pueden evitar las aleatorias y rápidas fluctuaciones del fluido. Sin embargo, a números de Reynolds pequeños o moderados, las fuerzas viscosas son lo suficientemente grandes como para suprimir dichas fluctuaciones y mantener al fluido “en línea”.

Por lo tanto el flujo es turbulento en el primer caso y laminar en el segundo.

El número de Reynolds en donde el flujo se vuelve turbulento se llama número de **Reynolds crítico**, Re_{cr} . El valor del número de Reynolds crítico es diferente para geometrías y condiciones de flujo distintas. Para flujo interno en una tubería circular, el valor generalmente aceptado del número de Reynolds crítico es $Re_{cr} = 2300$.

Es deseable tener valores precisos de números de Reynolds para flujos laminar, transicional y turbulento, pero este no es el caso en la práctica. Es evidente que la transición de flujo laminar a turbulento también depende del grado de perturbación del flujo por la rugosidad de la superficie, las vibraciones de la tubería y las fluctuaciones en el flujo. En la mayoría de las condiciones prácticas, el flujo en una tubería

circular es laminar para $Re \leq 2300$, turbulento para $Re \geq 4000$, y transicional entre ellos.

1.3.5 Carga estática de succión:

Si la bomba se encuentra arriba del nivel libre de bombeo, la distancia entre el nivel del líquido a bombear y el eje central de la bomba se llama **elevación estática de succión**. Si la bomba se encuentra abajo del nivel libre de bombeo, entonces la distancia entre el nivel del líquido y el eje central de la bomba se denomina carga estática de succión. No se consideran las pérdidas por fricción en la tubería y sus accesorios.

1.3.6 Carga estática de descarga:

Es la distancia vertical entre el **eje central** de la bomba y el **punto de entrega** libre del líquido.

1.3.7 Carga estática total:

Es la distancia vertical, en metros, entre los **niveles de succión y descarga**.

$$\text{Carga estática total} = Z_{\text{descarga}} - Z_{\text{succión}} \quad (1.3.7.1)$$

1.3.8 Columna de presión en recipientes cerrados:

Es la diferencia de presión existente entre los depósitos de **descarga y succión**. Esta expresión solo es aplicable en **depósitos cerrados**. Para depósitos abiertos, esta expresión puede ser considerada como nula.

Esta columna se puede representar a través de la siguiente fórmula, considerando que la presión en la descarga siempre será mayor a la presión de succión:

$$\frac{P_{Dd} - P_{Ds}}{\gamma} \quad (1.3.8.1)$$

donde:

P_{Dd} : presión en el depósito de descarga,

P_{Ds} : presión en el depósito de succión,

γ : peso específico.

1.3.9 Pérdidas de carga por fricción:

Las **pérdidas por fricción** a la descarga y a la succión están compuestas por:

- 1) Pérdidas primarias: las **pérdidas primarias** son ocasionadas por el rozamiento que el fluido experimenta con la pared de la tubería y al roce de las partículas entre sí.

La fórmula empleada para la obtención de las pérdidas por fricción en las tuberías es la ecuación de:

$$\text{Darcy Weisbach: } h_f = f \frac{L V^2}{d 2g} \quad (1.3.9.1)$$

donde:

h_f : pérdidas de carga en tramos rectos de tubo [m],

f : coeficiente de fricción [adimensional],

L : longitud total de tubería del mismo diámetro [m],

V : velocidad del fluido [m/s],

d : diámetro interno de la tubería [m],

g : aceleración de la gravedad [m/s²].

El valor desconocido en esta ecuación es el “coeficiente de fricción” el cual está en función de los siguientes aspectos:

1.1) Número de Reynolds:

$$R = \frac{Vd}{\nu} \quad (1.3.9.2)$$

donde:

R : número de Reynolds [adimensional],

V : velocidad del fluido en la tubería [m/s],

d : diámetro interno de la tubería [m],

v: viscosidad cinemática [m²/s].

1.2) Rugosidad relativa

$$\text{Rugosidad relativa} = \frac{\varepsilon}{d} \quad (1.3.9.3)$$

donde:

ε : rugosidad absoluta [mm],

d: diámetro interno de la tubería [mm].

Para obtener la rugosidad relativa se utiliza un diagrama con base en el diámetro interno y el material de la tubería.

Con los valores del número de Reynolds y la rugosidad relativa se obtiene el **factor de fricción**, f , mismo que es sustituido en la en la ecuación (1.3.9.1) y se estima por medio del **diagrama de Moody**, o utilizando las ecuaciones siguientes:

- Flujo laminar: $f = \frac{Re}{64}$
- Flujo turbulento (ecuación de Colebrook y White, para tuberías rugosas):

$$\sqrt{\frac{1}{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3.715d} + \frac{2.514}{N_{Re} \sqrt{f}} \right)$$

Para tuberías lisas (Blasius):

$$f = 0.3164(N_{Re})^{-0.25}, \text{ para } 3000 < N_{Re}$$

(Drew, Koo y McAdams)

$$f = 0.0056 + 0.5N_{Re}^{-0.32}, \text{ para } 3000$$

- Flujo transicional, en donde f se puede aproximar con la ecuación:

$$f_c = \frac{N_{Re} - 2300}{2300} \times \left\{ \frac{1.3521}{\left[2.3026 \log \left(\frac{\varepsilon}{3.715d} + \frac{2.514}{3100\sqrt{f_s}} \right) \right]^2} \right\}$$

- 2) Pérdidas secundarias: las pérdidas de carga secundarias son ocasionadas por la resistencia que presentan al paso de los fluidos los accesorios del arreglo de la tubería.

El cálculo de las pérdidas de los accesorios se obtiene por medio de la siguiente ecuación:

$$h_a = K \left(\frac{V^2}{2g} \right) \quad (1.3.9.4)$$

donde:

h_a : pérdidas de carga en accesorios [m],

V: velocidad del fluido [m/s],

K: coeficiente de resistencia en accesorio [adimensional],

g: aceleración de la gravedad= 9.81 [m/s²].

El valor de K depende de la geometría del accesorio y del coeficiente de fricción [ft], por lo que la pérdida de carga para los accesorios se evalúa en forma individual, por medio de tablas y gráficas, las cuales indican los valores de K.

1.3.10 Pérdidas de carga por velocidad:

Las pérdidas por velocidad son obtenidas con la ecuación para **pérdidas en accesorios** (1.3.9.4); pero con la diferencia de no tomar en cuenta la variable K.

1.3.11 Carga dinámica total:

La **carga dinámica total (C.D.T.)** de bombeo se define como la suma total de resistencias del sistema correspondientes a las pérdidas de carga por fricción en la tubería de succión y descarga, pérdidas de carga de velocidad, cargas de niveles dinámicos y la presión a vencer a la descarga (en caso de existir).

El cálculo de esta carga consiste en determinar la energía requerida para impulsar el líquido desde el **nivel de succión** hasta el **nivel**

de descarga, venciendo la resistencia al paso del fluido que tiene la tubería y los accesorios. La fórmula para calcular la C.D.T. es la siguiente:

$$CDT = h_{fs} + h_{fd} + h_v + ND + PD \quad (1.3.11.1)$$

donde:

CDT: carga dinámica total de bombeo,

h_{fs} : pérdidas por fricción a la succión,

h_{fd} : pérdidas por fricción a la descarga,

h_v : carga de velocidad,

ND: niveles dinámicos,

PD: presión a vencer en la descarga.

La C.D.T. es un valor que se obtiene en una sola línea de descarga.

1.4 NPSH:

Cuando se realiza un estudio de bombas el NPSH (*Net Positive Suction Head*) también conocido como **Carga Neta Positiva de Succión**. Este fenómeno se presenta en todas las **bombas centrífugas** de cualquier industria donde se tengan instalados estos equipos.

El NPSH se puede dividir en NPSH requerido ($NPSH_r$) y NPSH disponible ($NPSH_d$).

Toda curva característica de cualquier bomba incluye la **curva de NPSH requerido** en función del caudal. Esta curva representa la energía mínima necesaria que el líquido debe tener (en unidades absolutas), en la brida de succión de la bomba para evitar el fenómeno de cavitación y al mismo tiempo garantizar el funcionamiento del equipo.

1.4.1 Requerido:

El valor de $NPSH_r$ es una característica propia de la bomba y solamente se puede obtener de forma experimental en los bancos de prueba de los fabricantes, se mide en **metros columna de líquido**. Para

un mismo modelo de carcasa la bomba puede tener distintos valores de $NPSH_r$ si se cambia el tamaño de impulsor, velocidades, caudales, tipo de líquido, características del mismo o cualquier combinación de estos, es por ello que es muy difícil obtenerlo de forma teórica.

Para la obtención de este parámetro se utiliza como referencia la **línea de centros de la bomba**, la expresión $NPSH_r$ representa la energía mínima que el fluido debe tener en la succión (por encima de la presión de vapor) a la temperatura de bombeo, la razón de medir este valor en la succión es porque en este punto se presenta la presión más baja en toda la trayectoria del líquido; si se mantiene la presión en la succión por encima de la presión de vapor, no se tendrá vaporización y así se evitará el fenómeno de cavitación.

No se puede hacer mucho para modificar el $NPSH_r$, ya que es característico del diseño de la bomba, el fabricante indica este valor como un límite de energía que la bomba necesita, por ello, al seleccionar una bomba, se debe buscar que la energía de succión sea mayor o por lo menos un metro más del vapor de $NPSH_r$ especificado por el fabricante.

1.4.2 Disponible:

El $NPSH_d$ se utiliza para representar la energía que se tiene disponible en la succión producto del arreglo de tuberías, elevación y presión en el tanque de succión, o incluso la energía de velocidad en este punto.

Siempre se debe respetar que el $NPSH_d$ sea mayor que el valor de $NPSH_r$. Si por cualquier circunstancia no se puede asegurar por lo menos un metro de diferencia entre $NPSH_d$ y $NPSH_r$, entonces se tiene que determinar que la bomba no tendrá **problemas de cavitación**, para este fin, se puede especificar que el equipo se pruebe antes de ser

instalado en campo, para esto se pide que se realice una **prueba de NPSH**.

Caso contrario al $NPSH_r$ donde este valor depende únicamente de la bomba que se elige, el valor de $NPSH_d$ es un valor característico del sistema donde se instale el equipo de bombeo (tuberías, válvulas, alturas, presiones, entre otros). De esta manera el valor de $NPSH_d$ no es fijo y se puede modificar a conveniencia. Generalmente siempre se busca tener un valor alto o por lo menos lo suficiente para superar el requerimiento de las normas nacionales e internacionales.

Para calcular el valor de $NPSH_d$ se puede utilizar la siguiente ecuación:

$$NPSH_d = \frac{P_s + P_a - P_v}{sg} (10.01) \quad (1.4.2.1)$$

donde:

P_s : presión de succión [Kg_f/cm^2],

P_a : presión atmosférica del sitio [Kg_f/cm^2],

P_v : presión de vapor [Kg_f/cm^2],

Sg : gravedad específica del fluido [adimensional].

El valor de 10.01 es utilizado como factor de conversión.

Para obtener valores elevados de $NPSH_d$ se puede considerar lo siguiente:

- Aumentar la **carga estática de succión** (subir el depósito de succión o bajar la bomba).
- Minimizar las pérdidas de carga en la succión, debido a que estas influyen en el cálculo del $NPSH_d$. Se recomienda utilizar tuberías cortas, diámetros de tuberías que impliquen bajas velocidades del líquido en la succión, minimizar las pérdidas localizadas. Normalmente en el diseño de la planta estos parámetros se pueden cambiar, pero en el caso de plantas

existentes esta solución no es viable, por lo que hay que adaptarse a los equipos con los que ya se cuenta.

- La **temperatura de bombeo** influye en la viscosidad, presión de vapor peso específico y otras propiedades del fluido, por consiguiente, variando la temperatura de bombeo habrá una variación del $NPSH_d$. En la mayoría de los casos en las bombas de proceso, la temperatura de bombeo es un parámetro fijo, ya que depende de dónde viene y a dónde llegará el fluido.
- Cambiar el **caudal de operación** implica alterar la pérdida de carga en la succión, con lo que también el valor del $NPSH_d$ cambiará. Si se selecciona la bomba para un punto fijo de caudal, entonces esta solución no puede ser considerada.
- Si el proceso permite que el tanque o depósito incremente su **presión**, entonces esta solución puede ser aplicada.

Si ninguna de las opciones anteriores resultan útiles, el fabricante ofrece una solución sobre la bomba, el uso de un **inductor**, si bien no aumenta el valor de $NPSH_d$ puede disminuir el $NPSH_r$, aunque la bomba ya se encuentre construida y tenga una velocidad y tamaño de impulsor ya determinados.

Un inductor Figura 1.4.2.a. Inductor de una bomba
Fuente: Extraído de [3]

es un rodete, generalmente axial o de flujo mixto, ubicado al frente del impulsor de la bomba. Su objetivo principal es reducir el valor de $NPSH_r$ en la succión.



Figura 1.4.2.a. Inductor de una bomba
Fuente: Extraído de [3]

1.5 TRABAJO:

Se entiende por **trabajo**, a la energía que se transfiere de un sistema termodinámico al medio ambiente, por la acción de fuerzas que lo desplazan. El trabajo es una manifestación de la energía. El trabajo no se puede almacenar ya que siempre se está transfiriendo. Depende de la trayectoria y no de los estados final e inicial. Con frecuencia es conveniente hablar de trabajo por unidad de masa del sistema. Se designa por el símbolo w y se define como:

$$w = \frac{W}{m} \quad (1.5.1)$$

donde:

w : es el trabajo realizado por el sistema [unidades de energía],

m : es la masa del sistema [unidades de masa],

W : es la potencia con la que se realiza el trabajo [unidades de energía/
unidades de tiempo].

1.6 POTENCIA:

La **potencia** nos indica qué tan capaz es un sistema para transferir energía con respecto al tiempo; en otras palabras, es la rapidez con la que se transfiere energía en forma de trabajo. Se denota por el símbolo W . Simplemente el trabajo por unidad de tiempo es la potencia.

$$W = \frac{w}{t} = \frac{[\text{unidades de energía}] \left[\frac{\text{Btu}}{\text{seg}} \right]}{[\text{unidades de tiempo}]} \quad (1.6.1)$$

1.7 EFICIENCIA:

La **eficiencia** se puede definir como la relación entre el **trabajo neto** obtenido, y la energía suministrada para obtener dicho trabajo. Es decir, es el cociente de la energía aprovechada y la energía suministrada.

$$\text{Eficiencia} = \frac{[\text{energía aprovechada}]}{[\text{energía suministrada}]} = \frac{[\text{trabajo neto obtenido}]}{[\text{energía suministrada}]} \quad (1.7.1)$$

1. Adame, B. (2013). *Selección del equipamiento mecánico para una planta de bombeo de aguas combinadas en la Delegación Iztacalco* (Tesis licenciatura). FES Aragón, México.
2. Campos, B. (2013). *Selección de equipo de bombeo centrífugo impulsado por motor eléctrico para manejo de hidrocarburos* (Tesis licenciatura). FES Cuautitlán, México.
3. Cengel Y. A. (2006). *Mecánica de fluidos fundamentos y aplicaciones*, Ciudad de México, México, Mc Graw-Hill Interamericana.
4. Cengel Y. A. (2012). *Termodinámica* (Séptima edición), Ciudad de México, México, Mc Graw-Hill Interamericana.
5. De las Heras, S. (2011). *Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas*. Barcelona España, UPCGRAU.
6. González, M. (2015). *Diseño y optimización de equipo superficial para el manejo de aceite* (Tesis licenciatura). Facultad de Ingeniería UNAM, México.
7. Juárez, D. (1988). *Bombas y compresoras en los campos de recolección de hidrocarburos* (Tesis licenciatura). Facultad de Ingeniería UNAM, México.
8. Lorenzo, E. (2012). *Proyecto mecánico de la estación de bombeo pb1 del acueducto Zapotillo– altos de Jalisco–León, México* (Tesis de licenciatura). Facultad de Ingeniería UNAM, México.
9. Meherwan P. (2008). *Perry's Chemical Engineers' Handbook* (Octava edición), Estados Unidos, Mc Graw-Hill.
10. Streeter, V. (1970). *Mecánica de los fluidos* (Cuarta edición), México, Mc Graw-Hill.

Capítulo 2. Generalidades sobre los equipos de bombeo

En esta sección se abordan los temas más importantes relacionados con los equipos de bombeo, entre los cuales se encuentran: su clasificación, campos de aplicación, leyes que los rigen, entre otros. De estos conceptos depende la configuración y selección de equipos en la estación de bombeo a diseñar, por lo que es muy importante abordarlos en este trabajo.

Existen dos amplias categorías de turbomaquinaria: bombas y turbinas. La palabra **bomba** es un término general que designa a cualquier máquina hidráulica que añade energía a un fluido. Algunos autores llaman a las bombas dispositivos que absorben energía, porque la energía se les debe suministrar, y transfieren la mayor parte de esta energía al fluido, por lo regular, mediante una flecha rotatoria (Figura 2.a).

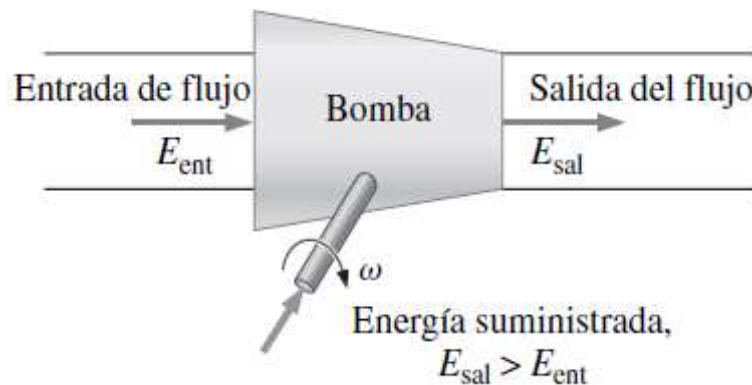


Figura 2.a. Bomba que suministra energía a un fluido
Fuente: Extraído de [4]

2.1 CLASIFICACIÓN:

La clasificación (Figura 2.1.a) nos permite apreciar la gran diversidad de tipos que existen y si a ello agregamos materiales de construcción, diferentes tamaños para manejo de gastos y presiones sumamente variables y los diferentes líquidos a manejar, entre otros, entenderemos la importancia de este tipo de maquinaria.

Las máquinas hidráulicas pueden clasificarse en máquinas de **desplazamiento positivo** o **dinámicas**, según sea la manera en la que ocurre la

Capítulo 2. Generalidades sobre los equipos de bombeo

transferencia de energía. En las máquinas de **desplazamiento positivo**, el fluido se dirige hacia adentro de un volumen cerrado. La transferencia de energía al fluido se acompaña por un movimiento de las fronteras del volumen cerrado, lo cual causa la expansión o la contracción de dicho volumen, dando como resultado la succión del líquido o la expulsión del mismo, respectivamente.

Por otro lado, en las máquinas **dinámicas** no hay un volumen cerrado. En este caso, los álabes rotatorios suministran energía a un fluido o la extraen de él. Por lo que se refiere a las bombas, los álabes rotatorios se llaman álabes o aspas de rueda móvil o álabes de rotor. Dentro de esta clasificación, los equipos más comunes son las bombas centrífugas, mismas que a su vez, se pueden clasificar en función de la dirección del flujo (Figura 2.1.a.).

Capítulo 2. Generalidades sobre los equipos de bombeo

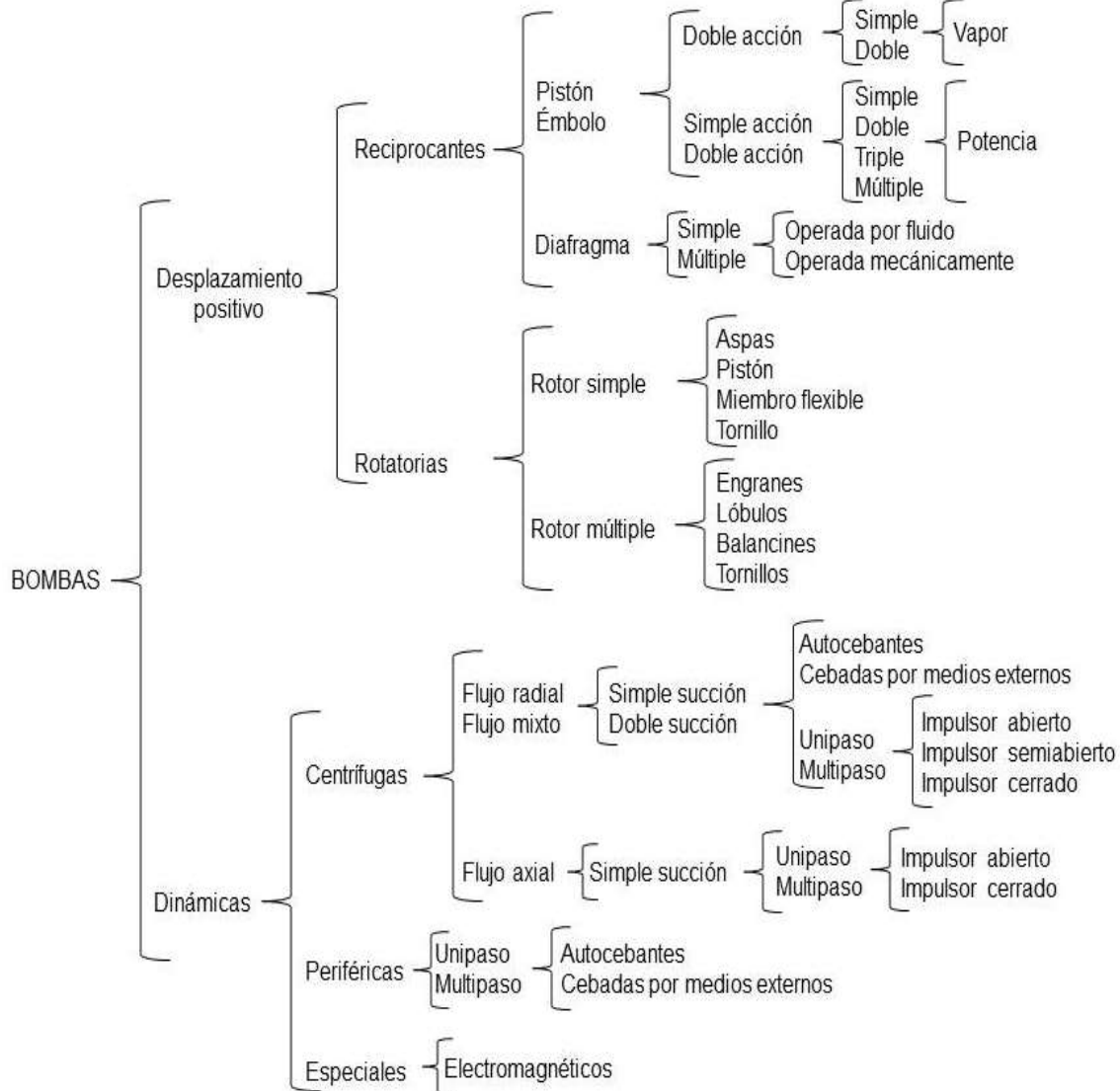


Figura 2.1.a. Clasificación de bombas

Fuente: Extraído de [3]

2.1.1 Bombas de desplazamiento positivo:

Una bomba hidráulica es de desplazamiento positivo o volumétrica cuando impulsa un volumen fijo de fluido por cada vuelta del elemento motor. El caudal medio total bombeado, es el resultado del proceso continuo de impulsión, y se obtiene combinando dicho volumen y las revoluciones del accionamiento. Este caudal (salvo por el efecto de las fugas de fluido) es independiente de la presión de trabajo en condiciones normales de operación.

Capítulo 2. Generalidades sobre los equipos de bombeo

En una bomba de desplazamiento positivo, el fluido entra atraído por la depresión que se genera en la línea de aspiración como consecuencia del movimiento del mecanismo interno. Este mecanismo, formado según la configuración de la máquina por engranajes, paletas o pistones, es el encargado de transportar el fluido de la brida de aspiración a la de impulsión. La presión a la salida de la bomba se genera al introducir un fluido prácticamente incompresible en un sistema de capacidad finita, y después se propaga por esta con la finalidad de obtener un trabajo útil.

2.1.1.1 Bombas reciprocantes:

Hay tres clases de bombas reciprocantes:

- Bombas de pistón.
- Bombas de émbolo.
- Bombas de diafragma.

Básicamente, la acción de las partes que transfieren líquidos de estas bombas es lo mismo, un pistón cilíndrico, émbolo o cubo o un diafragma que se hace pasar o flexionar de un lado a otro en una cámara.

El dispositivo está equipado con válvulas para la entrada y la descarga del líquido que se bombea, y la operación de estas válvulas se relaciona en una manera definida a los movimientos del pistón. En todo el diseño moderno de las bombas reciprocantes, las válvulas de succión y descarga son operadas por diferencia de presión. Es decir, cuando la bomba está en su carrera de succión y la cavidad de la bomba aumenta en volumen, la presión disminuye dentro de dicha cavidad, lo que permite que una mayor presión de succión abra la válvula de succión y permita que el líquido

Capítulo 2. Generalidades sobre los equipos de bombeo

fluya hacia la bomba. Al mismo tiempo, la mayor presión de la línea de descarga mantiene la válvula de descarga cerrada. Del mismo modo, en la carrera de descarga, a medida que la cavidad de la bomba disminuye, la presión más alta desarrollada en dicha cavidad mantiene cerrada la válvula de succión y abre la válvula de descarga para expulsar el líquido de la bomba.

La eficiencia general de estas bombas varía desde aproximadamente un 50% para las bombas pequeñas hasta aproximadamente un 90% o más para las de mayor tamaño.

Las bombas reciprocantes pueden ser de un solo cilindro o diseño multicilindro. Las bombas multicilindro tienen todos los cilindros en paralelo para aumentar la capacidad de manejo del fluido. Las bombas de tipo pistón pueden ser de acción simple o doble acción, es decir, el bombeo se puede realizar desde uno o ambos extremos del pistón. Las bombas de émbolo son siempre de acción simple.

2.1.1.2 Bombas rotatorias:

En las bombas rotatorias, el líquido se desplaza por la rotación de uno o más miembros dentro de una carcasa estacionaria. Debido a que las holguras internas, aunque son mínimas, son una necesidad (a excepción de algunos tipos especiales), la capacidad disminuye un poco al aumentar la presión diferencial de la bomba. Por lo tanto, estas bombas no son realmente positivas. Sin embargo, por muchas otras razones, se los considera como tales.

Capítulo 2. Generalidades sobre los equipos de bombeo

La selección de materiales de construcción para bombas rotatorias es crítica; estos deben ser resistentes a la corrosión, compatibles cuando una parte se está ejecutando contra otra, y con capacidad de resistencia a la abrasión.

Las bombas rotativas más comunes son las de engranajes, las de paletas, las de pistones y las peristálticas. Las bombas de engranajes pueden ser, a su vez, de engranajes externos, internos, de lóbulos, de rotor y helicoidales; las de paletas pueden ser de paletas deslizantes o flexibles (y otras) y estar equilibradas o no, y las de pistones pueden tener los pistones dispuestos de forma axial o radial. De todas estas bombas, las de paletas y las de pistones pueden ser de capacidad volumétrica variable, lo que les permite desalojar un caudal variable a revoluciones constantes y aumentar así el intervalo de caudales posibles (disminuyendo, sobre todo, el caudal mínimo disponible).

2.1.2 Bombas centrífugas:

Las bombas centrífugas se identifican con facilidad por su carcasa en forma de caracol llamada voluta. En la terminología de las bombas, todo el ensamble que gira y que consiste en la flecha, los álabes del impulsor, el núcleo y el refuerzo del impulsor se denomina rodete o rotor. El flujo sale del rotor después de ganar, tanto velocidad como presión, cuando es lanzado radialmente hacia afuera del rotor en dirección a la voluta. Como se ilustra en la Figura 2.1.2.a., la voluta es un difusor en forma de caracol cuyo objetivo es desacelerar el movimiento rápido del fluido que abandona los bordes posteriores de los álabes del rotor, debido a lo cual aumenta todavía

Capítulo 2. Generalidades sobre los equipos de bombeo

más la presión del fluido, y combinar y dirigir el flujo desde todos los pasajes entre los álabes hacia una salida común.

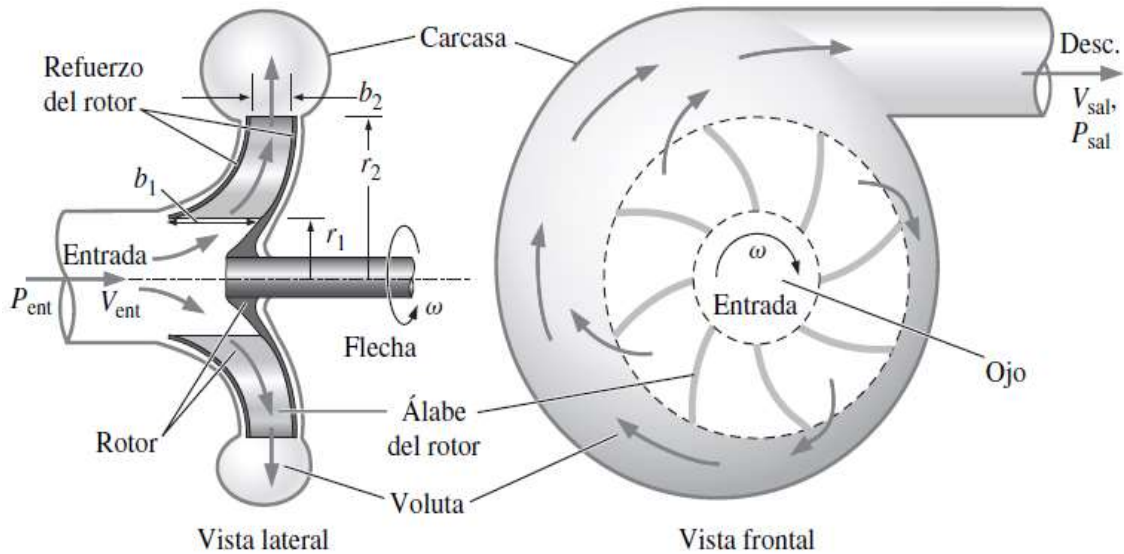


Figura 2.1.2.a. Vista lateral y frontal de una bomba centrífuga
Fuente: Extraído de [4]

Existen diferentes tipos de bombas centrífugas basadas en la configuración de sus álabes, las cuales son:

- Álabes inclinados hacia atrás.
- Álabes radiales.
- Álabes inclinados en el sentido del giro.

Las bombas centrífugas con álabes inclinados hacia atrás son las más comunes.

2.2 CAMPOS DE APLICACIÓN:

A partir de la clasificación de las bombas, se puede apreciar la gran diversidad de tipos que existen, y si a ello agregamos materiales de construcción, tamaños diferentes para manejo de gastos, presiones sumamente variables y los diferentes líquidos a manejar, etcétera, entenderemos la importancia de este tipo de maquinaria en las siguientes aplicaciones:

Capítulo 2. Generalidades sobre los equipos de bombeo

- Plantas termoeléctricas.
- Plantas de almacenamiento.
- Aplicaciones en energía nuclear.
- Servicios para la marina.
- Aeronáutica.
- Industria química.
- Industria alimenticia.
- **Industria petrolera.**
- **Refinación.**
- Industria papelera.
- Industria textil.
- Minería y construcción.
- Calefacción.
- Refrigeración.
- Sistema de suministro de agua potable.
- Sistema de bombeo de aguas residuales.
- Laboratorios.
- Industria embotelladora de refrescos.
- Industria cervecera.
- Industria azucarera.

2.2.1 Industria petrolera:

Las bombas que se usan en la industria petrolera se dividen en ocho grupos:

- Perforación.
- Producción.
- Transporte.
- Refinería.

Capítulo 2. Generalidades sobre los equipos de bombeo

- Fracturación.
- Pozos submarinos.
- Portátiles
- De dosificación.

En perforación se usan las llamadas bombas de lodo, como la que se muestra en la Figura 2.2.1.a.:



Figura 2.2.1.a. Bombas de lodo
Fuente: Extraído de [3]

Estas bombas son casi siempre del tipo reciprocantes. Deben desarrollar presiones altas, a veces superiores a los 200 [kg/cm²]. El lodo de perforación que manejan estas bombas pesa entre 2 y 20 [kg/litro].

En producción se usan cuatro tipos de sistemas de bombeo para extraer el crudo de los pozos de producción y descargarlo a nivel del suelo:

- Sistema de cilindro de succión.
 - Sistema hidráulico.
 - Sistema sumergible.
 - Sistema de elevación por gas.
-

Capítulo 2. Generalidades sobre los equipos de bombeo

Hay algunos pozos que no necesitan bombeo, ya que es suficiente la presión del crudo.

El transporte de líquidos en la industria petrolera se hace a través de miles de kilómetros en el mundo entero, tanto en oleoductos, petróleoductos propiamente dichos y gasoductos. En ciertos casos el ducto puede servir para transportar diferentes fluidos.

Las estaciones de bombeo están instaladas a intervalos adecuados a lo largo del ducto, debido a que, a pesar de ser un terreno plano, las cargas de fricción son grandes y se requieren bombas de alta presión.

Durante todo el año las bombas de los oleoductos están expuestas a grandes cambios de temperatura. Este problema y el de las grandes presiones requieren que se usen bombas de diseños especiales.

2.2.2 Refinación:

El proceso de refinación es uno de los procesos industriales más complejos y el que requiere mayor variedad de bombas. Los productos que se manejan en una refinería tienen densidades que varían desde 0.6 a más de 1^[3]; viscosidades menores que las del agua y otras tan altas que ni siquiera las bombas centrífugas pueden manejar; las temperaturas llegan a 850 [°F], y las presiones alcanzan hasta 1,200 [lb/pg²].

En el proceso de refinación existen muchos procesos específicos; en general, se puede decir que la mayoría de las bombas son centrífugas, construidas en acero, ya que el hierro no resiste bien las tensiones existentes y las especificaciones para los motores establecen claramente que deben ser a prueba de explosiones. También se usan materiales como el acero inoxidable, acero al cromo, monel, entre otros.

Capítulo 2. Generalidades sobre los equipos de bombeo

Las bombas rotatorias manejan esencialmente los productos crudos y pueden estar provistas de camisa de vapor para manejar crudos extremadamente viscosos. Las bombas reciprocantes de alta presión se usan para el reciclaje de aceite limpio y para manejar gasolina natural y muchos otros productos que se usen en el proceso. Otras bombas reciprocantes inyectan diversos productos químicos, inhibidores de goma y de activadores de metales, extraen la sal de los crudos, odorizan el gas natural, etcétera.

Otras aplicaciones son:

- Acidulación de pozos petroleros.
- Almacenamiento subterráneo.
- Servicios en estación.
- Carga de reactores.
- Bombeo de pozo de fondo.
- Bombeo de hidrocarburos líquidos.

2.3 EQUIPOS DE BOMBEO:

2.3.1 Bombas en serie y en paralelo

Cuando es necesario que el gasto volumétrico o la presión se incrementen en una cantidad pequeña, puede pensarse en añadir una bomba menos grande, configurada en serie o en paralelo con la bomba original. Las instalaciones en serie o en paralelo son aceptables en algunas aplicaciones, pero conectar bombas diferentes en serie o en paralelo puede ocasionar problemas, sobre todo si una de las bombas es más grande que la otra. Una mejor opción es incrementar la velocidad de la bomba original, o la potencia de la entrada (un motor eléctrico mayor), sustituir el rotor por uno más grande, o cambiar de bomba e instalar una de mayor capacidad.

Capítulo 2. Generalidades sobre los equipos de bombeo

El razonamiento lógico para tomar esta decisión se puede ver en las curvas de rendimiento de la bomba, y advertir que la sobrepresión y el gasto volumétrico están relacionados.

Conectar bombas desiguales en serie puede originar problemas porque el gasto volumétrico que pasa por cada una debe ser el mismo, pero la sobrepresión global es igual al aumento de presión de una bomba más el de la otra. Si las curvas de rendimiento de las bombas son muy distintas, la bomba más pequeña podría ser forzada a operar más allá de su caudal de descarga libre, y en consecuencia esta actúa como una pérdida de carga, y se reduce la cantidad total de volumen.

Cuando se instalan bombas diferentes en paralelo también se originan problemas porque la sobrepresión total debe ser la misma, pero el gasto volumétrico neto es la suma de la que pasa por cada rama. Si las bombas no tienen las dimensiones adecuadas, la bomba más pequeña no sería capaz de manejar la carga hidrostática enorme para ella, por lo que el flujo en esta rama, en realidad, podría regresarse; esto reduciría de manera inadvertida la sobrepresión global. En cada caso, la potencia suministrada a la bomba más pequeña se desperdiciaría.

Existen numerosas aplicaciones donde dos o más bombas similares operan en serie o en paralelo. Cuando funcionan en serie, la carga hidrostática neta combinada es simplemente la suma de las cargas hidrostáticas netas de cada bomba (lo que da un gasto volumétrico):

Carga hidrostática neta combinada para n bombas en serie:

$$H_{\text{combinada}} = \sum_{i=1}^n H_i \quad (2.3.1.1)$$

donde:

$H_{\text{combinada}}$ = carga hidrostática combinada para las bombas en serie [ft]

H_i = carga hidrostática de cada bomba [ft]

Capítulo 2. Generalidades sobre los equipos de bombeo

Cuando dos o más bombas idénticas o similares están conectadas en paralelo, sus cantidades de volumen individuales (y no sus cargas hidrostáticas netas) se suman:

Capacidad combinada para n bombas en paralelo:

$$\dot{V}_{\text{combinada}} = \sum_{i=1}^n \dot{V}_i \quad (2.3.1.2)$$

donde:

$\dot{V}_{\text{combinada}}$ = capacidad combinada de las bombas en paralelo [-]

\dot{V}_i = capacidad de cada bomba [-]

Lo ideal es que todas las bombas sean idénticas de modo que no haya que cerrar alguna de ellas en determinado momento. Es prudente instalar válvulas de retención o *check* en cada ramal, de manera que cuando una bomba necesita apagarse (para darle mantenimiento o cuando se necesita que el caudal sea bajo) se evite que el flujo regrese a través de la misma. Nótese que las válvulas y la tubería adicionales que se necesitan para una red de bombas en paralelo añaden más pérdidas de carga al sistema; por tanto, el rendimiento global de esta configuración de bombas no es el óptimo.

2.3.2 El problema de la cavitación y su relación con el NPSH:

Después de que se forman las burbujas de cavitación (Figura 2.3.2.a.), estas se transportan por la bomba hasta regiones donde la presión es mayor, lo cual ocasiona el colapso rápido de las mismas (implosión). Precisamente este colapso de las burbujas es lo indeseable porque ocasiona ruido, vibración, reduce la eficiencia, pero lo más importante es que daña los álabes del rotor, hablando particularmente de las bombas centrífugas. El colapso repetido de las burbujas cerca de la superficie de los álabes ocasiona en los mismos picaduras o erosión, y con el paso del tiempo, fallas catastróficas.

Capítulo 2. Generalidades sobre los equipos de bombeo

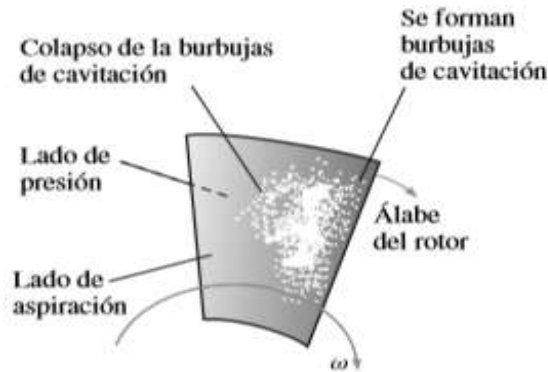


Figura 2.3.2.a. Burbujas de cavitación
Fuente: Extraído de [4]

Con el fin de evitar la cavitación, es necesario tener la certeza de que la presión local en cualquier punto de la bomba se mantiene por arriba de la presión de vapor. Ya que la presión es lo más fácil de medir (o estimar) en la entrada de la bomba, los criterios de la cavitación se especifican siempre en la entrada de la misma. Es adecuado utilizar el parámetro NPSH.

2.3.2.1 Carga de aspiración neta positiva (NPSH): los fabricantes de bombas prueban sus productos en instalaciones con el fin de verificar si se genera cavitación, haciendo variar de una manera controlada el gasto volumétrico y la presión de entrada.

Específicamente, a un caudal y a una temperatura del líquido determinados, la presión en la entrada de la bomba se reduce con lentitud hasta que la cavitación se presenta en algún lugar dentro de la bomba. El valor de NPSH se calcula por medio de la ecuación 2.3.2.1.1 y se registra a estas condiciones de operación.

$$\text{NPSH} = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} \right)_{\text{entrada de la bomba}} - \frac{p_v}{\rho g} \quad (2.3.2.1.1)$$

donde:

NPSH = carga de aspiración neta positiva [ft]

p = presión estática [psi]

ρ = densidad del fluido [lb/ft³]

g = gravedad [ft/s²]

V = velocidad del fluido [ft/s]

p_v = presión de vapor [psi]

Capítulo 2. Generalidades sobre los equipos de bombeo

Este proceso se repite a distintos caudales, después el fabricante publica un parámetro de rendimiento llamado carga de aspiración neta positiva necesaria o requerida ($NPSH_{necesaria}$) que se define como la carga mínima necesaria para evitar la cavitación en la bomba. El valor medido de $NPSH_{necesaria}$ varía con el gasto volumétrico y, por lo tanto, esta gráfica con frecuencia en la misma gráfica de curva de rendimiento de la bomba como carga neta (Figura 2.3.2.1.1.a.).

Cuando la $NPSH_{necesaria}$ se expresa en unidades adecuadas de carga hidrostática del líquido que se está bombeando, es independiente del tipo de líquido. Pero, si la misma se expresa para un líquido en particular en unidades de presión como Pascales o psi (libras fuerza por pulgadas cuadradas), se debe ser cuidadoso y convertir esta presión en una columna de altura equivalente del líquido real que se está bombeando. Obsérvese que, puesto que la $NPSH_{necesaria}$ es por lo regular mucho más pequeña que H en la mayor parte de la curva de rendimiento, con frecuencia se traza en un eje vertical ampliado y separado con el fin de que haya claridad en la información, o como curvas de contorno cuando se muestra para el caso de una familia de bombas. Generalmente, la $NPSH_{necesaria}$ aumenta con el gasto volumétrico, aunque para algunas bombas disminuye con \dot{V} a caudales bajos cuando la bomba no opera con suficiente eficiencia, como se ilustra en la Figura 2.3.2.1.1.a.

Capítulo 2. Generalidades sobre los equipos de bombeo

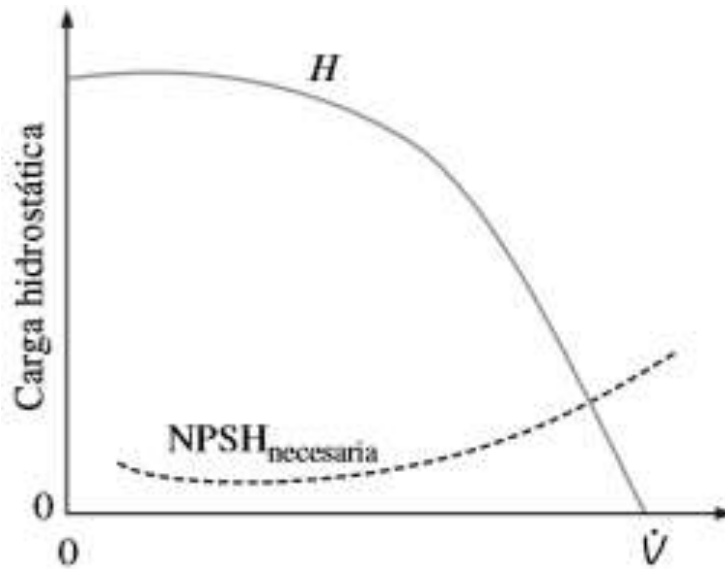


Figura 2.3.2.1.1.a. Gráfica de las curvas de rendimiento de una bomba
Fuente: Extraído de [4]

Para que una bomba no sufra cavitación, la NPSH real o disponible debe ser mayor que $NPSH_{necesaria}$. Es importante hacer notar que el valor de NPSH, aparte de variar con el caudal, también se modifica con la temperatura del líquido porque la P_v está en función de la temperatura.

La NPSH también depende del tipo de líquido que se bombea, ya que hay una curva única de P_v contra T para cada líquido. Debido a que las pérdidas irreversibles de carga hidrostática en el sistema de tuberías corriente arriba de la entrada se incrementan con el caudal, la presión de estancamiento (que es el resultado de la suma de la presión estática y la presión dinámica) en la entrada de la bomba disminuye con el caudal. Por lo tanto, el valor de NPSH disminuye con \dot{V} como se ilustra en la Figura 2.3.2.1.1.b. Si se identifica el gasto volumétrico en el cual las curvas de $NPSH_{real}$ y $NPSH_{necesaria}$ se cortan, entonces es posible estimar el gasto volumétrico máximo que la bomba puede entregar sin que se genere cavitación.

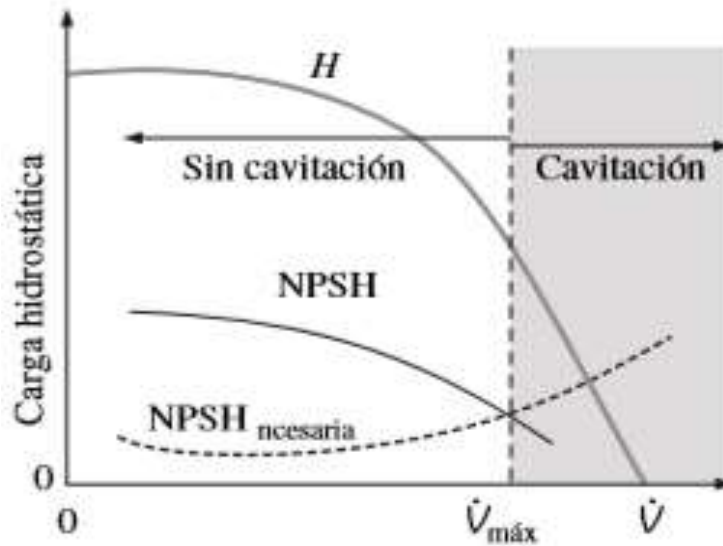


Figura 2.3.2.1.1.b. Gráfica NPSH real y NPSH necesaria
Fuente: Extraído de [4]

2.3.3. Curva (Q-H) característica:

El máximo flujo volumétrico en una bomba ocurre cuando la carga hidrostática neta es cero, $H = 0$; este flujo se llama descarga libre de la bomba. La condición de descarga libre se logra cuando es inexistente la restricción de flujo en la entrada o la salida de la bomba, en otras palabras, cuando no hay carga en la bomba. En este punto de operación, \dot{V} es grande, pero H es cero; la eficiencia de la bomba es cero porque la bomba no está haciendo trabajo útil.

En el otro extremo, la carga al cierre es la presión hidrostática neta que se presenta cuando el gasto volumétrico es cero, $\dot{V} = 0$, y se obtiene cuando la abertura de descarga de la bomba está bloqueada. En estas condiciones, H es grande pero \dot{V} es igual a cero; la eficiencia de la bomba es otra vez cero porque la bomba no realiza trabajo útil. Entre estos dos extremos, desde el cierre hasta la descarga libre, la carga hidrostática neta de la bomba, al incrementar el caudal, podría incrementarse un poco desde su valor al cierre, pero definitivamente H debe disminuir a cero a medida que el gasto volumétrico aumenta hasta su valor de descarga libre.

Capítulo 2. Generalidades sobre los equipos de bombeo

La eficiencia de la bomba alcanza su valor máximo en algún punto entre la condición de cierre y la condición de descarga libre; este punto de operación de eficiencia máxima se denomina punto de la mejor eficiencia (PME, BEP) o punto nominal o punto de diseño (H^* , \dot{V}^* , bhp^*).

La eficiencia de la bomba (η_{bomba}) se define como el grado de perfección del proceso de conversión entre el trabajo mecánico suministrado o extraído y la energía mecánica del fluido, se expresa como la relación del trabajo de la potencia útil entre el trabajo de la flecha (bhp), es decir:

$$\eta_{bomba} = \frac{W_{potencia\ útil}}{W_{flecha}} = \frac{W_{potencia\ útil}}{bhp} = \frac{\rho g \dot{V} H}{\omega T_{flecha}} \quad (2.3.3.1)$$

donde:

η_{bomba} = eficiencia de la bomba [adimensional]

$\dot{W}_{potencia\ útil}$ = potencia de la bomba [hp]

\dot{W}_{flecha} = potencia al freno [hp]

Las curvas de H , η_{bomba} y bhp como funciones de \dot{V} se denominan **curvas de rendimiento de la bomba** (o bien, curvas características); las curvas representativas a una velocidad rotacional. Las curvas del rendimiento de la bomba cambian con la velocidad rotacional.

Es importante tener en cuenta que para el caso de condiciones estacionarias, una bomba puede operar solo según su curva de rendimiento. Por tanto, el punto de operación de un sistema de tuberías se determina cuando se hacen corresponder la demanda del sistema (carga hidrostática neta necesaria) con el rendimiento de la bomba (carga hidrostática neta disponible) En una aplicación representativa, $H_{necesaria}$ y $H_{disponible}$ coinciden en un único valor de caudal, que es el **punto de operación** del sistema.

Capítulo 2. Generalidades sobre los equipos de bombeo

Hablando particularmente de las bombas centrífugas, es común en la industria de las bombas ofrecer varias opciones de diámetro del rotor, o rodete, para una misma carcasa de la bomba. Las razones son varias:

- Abatir costos de manufactura.
- Posibilitar un incremento de capacidad cuando se cambia solo el rotor.
- Estandarizar los montajes de instalación.
- Hacer posible la reutilización del equipo para aplicaciones distintas.

Cuando se grafica el rendimiento de tal “familia” de bombas, los fabricantes no trazan curvas separadas H , η_{bomba} y b_{hp} para cada diámetro de la rueda móvil. Prefieren combinar las curvas de rendimiento de toda la familia de bombas de distintos diámetros de rotor en una sola gráfica, como se observa en la Figura 2.3.3.a. De manera específica, se traza una curva de H en función de \dot{V} para cada diámetro de rotor en la misma forma, pero se crean curvas de contorno de eficiencia constante trazando curvas suaves que pasan por todos los puntos que tienen el mismo valor de η_{bomba} para las diferentes elecciones de diámetro del rotor. A menudo, las curvas de contorno de potencia al freno constante se trazan en la misma gráfica de manera similar.

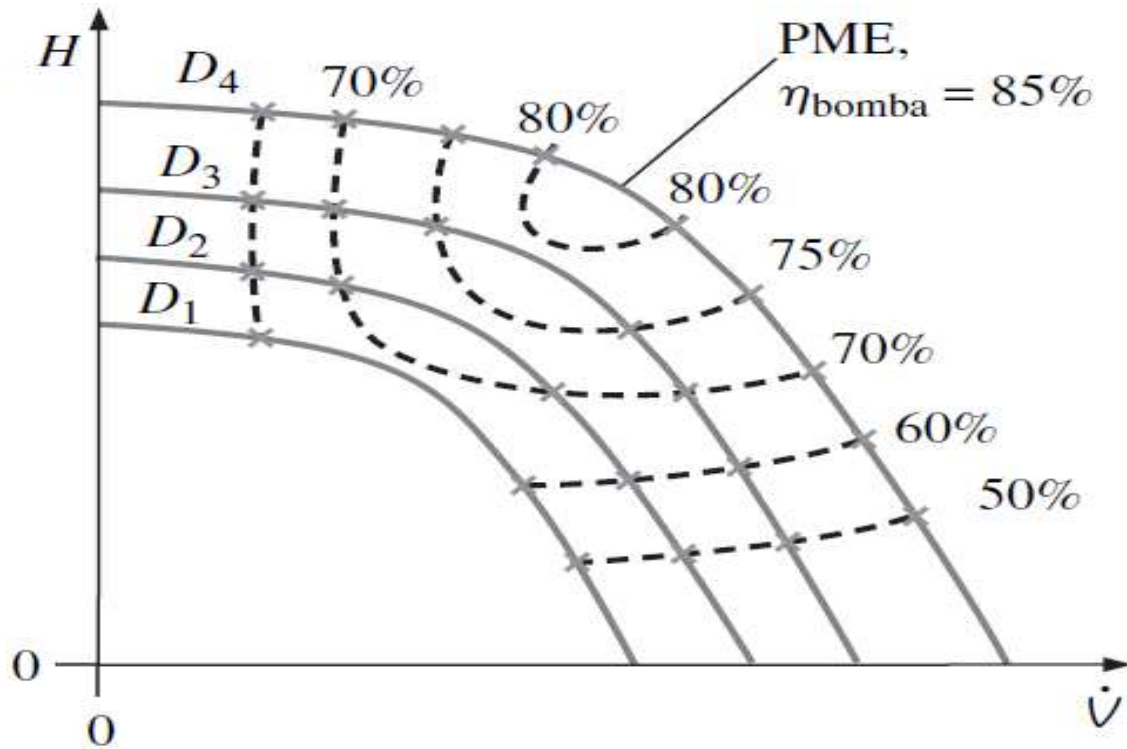


Figura 2.3.3.a. Curvas de rendimiento
Fuente: Extraído de [4]

2.4 LEYES DE SEMEJANZA:

Las relaciones que permiten el rendimiento de una bomba a una velocidad que no sea la de característica conocida de la bomba, se llaman leyes de afinidad. Es conveniente resumir las relaciones de similitud como proporciones. Algunos autores llaman a estas relaciones reglas de similitud, otros las llaman leyes de afinidad o leyes de semejanza.

1. La capacidad Q en cualquier punto dado en la característica de la bomba varía directamente con la velocidad v .

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{v_2}{v_1} \quad (2.4.1)$$

Capítulo 2. Generalidades sobre los equipos de bombeo

2. La carga H varía en razón directa al cuadrado de la velocidad.

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^2 \quad (2.4.2)$$

3. El caballaje P al freno varía en razón directa al cubo de la velocidad.

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^3 \quad (2.4.3)$$

En otras palabras, si se asigna el subíndice 1 a las condiciones en las cuales se conocen las características y el subíndice 2 denota las condiciones a alguna otra velocidad.

Estas relaciones se pueden utilizar sin peligro para cambios moderados en la velocidad.

Hay leyes de afinidad similares para los cambios en el diámetro del impulsor, dentro de límites razonables de reducción del impulsor.

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{D_2}{D_1}$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3$$

Ocurren ciertas desviaciones de estas leyes incluso con reducciones más o menos pequeñas.

Capítulo 2. Generalidades sobre los equipos de bombeo

2.5 BALANCE DE ENERGÍA EN UNA BOMBA:

El planteamiento de la ecuación de la energía entre la entrada y la salida de una máquina por la que se ha establecido un flujo másico de fluido, G , en régimen estacionario, se expresa:

$$G \left[\left(h + \frac{1}{2}v^2 + gz \right)_s - \left(h + \frac{1}{2}v^2 + gz \right)_e \right] = -\dot{W} + \dot{Q} \quad (2.5.1)$$

donde:

G = flujo másico de fluido

h = entalpía

v = velocidad del fluido

g = gravedad

z = carga de elevación

\dot{W} = potencia

\dot{Q} = transferencia de calor

Es decir: el producto del gasto másico y la variación entre la salida y la entrada de la suma de la entalpía, la energía cinética y la energía potencial gravitatoria es igual a la suma del trabajo más el calor comunicados al fluido en el interior de la turbomáquina y por unidad de tiempo.

1. De las Heras, S. (2011). *Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas*. Barcelona España, UPCGRAU.
2. Mataix C. (1986). *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas* (Segunda edición), España, Ediciones del Castillo.
3. Viejo Z. M. (2000). *Bombas teoría, diseño y aplicaciones* (Segunda edición), México, Limusa.
4. Cengel Y. A. (2006). *Mecánica de fluidos fundamentos y aplicaciones*, Ciudad de México, México, Mc Graw-Hill Interamericana.

Capítulo 3. Visualización del proyecto de una estación de bombeo de aceite pesado

En este capítulo se presentan las características generales del campo petrolero (BHS) en donde, teóricamente, se diseñará la estación de bombeo, motivo de este trabajo; describiendo a su vez la forma en la que se llevará a cabo el manejo de la producción.

3.1 DESCRIPCIÓN DEL CAMPO:

El campo BSH se encuentra aproximadamente a 12 kilómetros al Oeste de la ciudad de Poza Rica, Veracruz. Geológicamente se localiza en la Cuenca Terciaria Tampico-Misantla y es considerado como un campo productor de aceite negro, con una extensión de 125 [km²].

El campo fue descubierto en febrero de 1952 con la perforación y terminación del primer pozo productor de aceite en rocas de Chicontepec Canal, con un gasto inicial de 120 [bpd]. El segundo pozo se terminó en marzo de 1978, resultando también productor de aceite, con un gasto inicial de 151 [bpd].

En 1987 se terminaron otros dos pozos, con gastos iniciales de 50 y 10 [bpd], respectivamente, los cuales confirmaron la continuidad y extensión del yacimiento, dando origen al desarrollo del campo. Posteriormente, se terminaron tres pozos más, por lo que, para el año 1988, se tenían 10 pozos operando en el área.

Hoy en día, se cuenta con 21 pozos perforados en óptimas condiciones y una producción de aceite de 6,400 [bpd], misma que se detalla más adelante.

Dado que el presente trabajo se enfoca en el diseño de una estación de bombeo que permita manejar la producción de aceite del campo BSH, y considerando que para esta etapa del proceso ya se recibe un aceite estabilizado sin contenido de agua, a continuación, se describe lo relacionado con la producción de aceite, dejando de lado lo referente al gas y al agua.

Capítulo 3. Visualización del proyecto de una estación de bombeo de aceite pesado

3.1.1 Historial de producción:

De acuerdo con los históricos de producción de aceite (Figura 3.1.1.a.), el pico máximo de producción del campo BSH es de 7,850 [bpd], mismo que fue alcanzado en 2012 con 63 pozos operando. Actualmente el campo BSH reporta una producción de 6,400 [bpd] de aceite, con un total de 86 pozos.

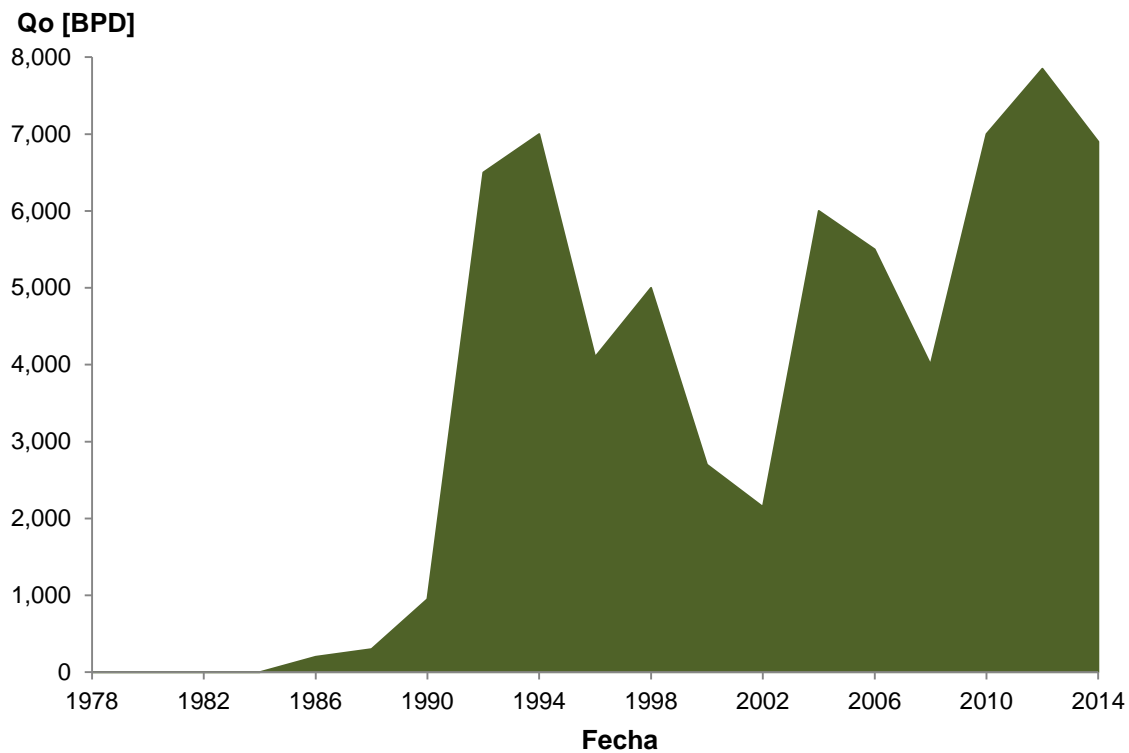


Figura 3.1.1.a. Histórico de producción del campo BSH
Fuente: Elaboración propia

3.1.2 Pronostico de producción de aceite:

El plan de desarrollo del campo contempla elevar el factor de recuperación, reducir la tasa de declinación y acelerar el desarrollo de nueva producción. Esto con la ejecución de estrategias de desarrollo que consideran la perforación de más pozos, la instalación de sistemas

Capítulo 3. Visualización del proyecto de una estación de bombeo de aceite pesado

artificiales de producción, reparaciones mayores y menores, así como la implementación de un método de recuperación mejorada.

Como consecuencia, se espera alcanzar una producción incremental máxima de 11,600 [bpd] en el año 2021 (Figura 3.1.2.a.),

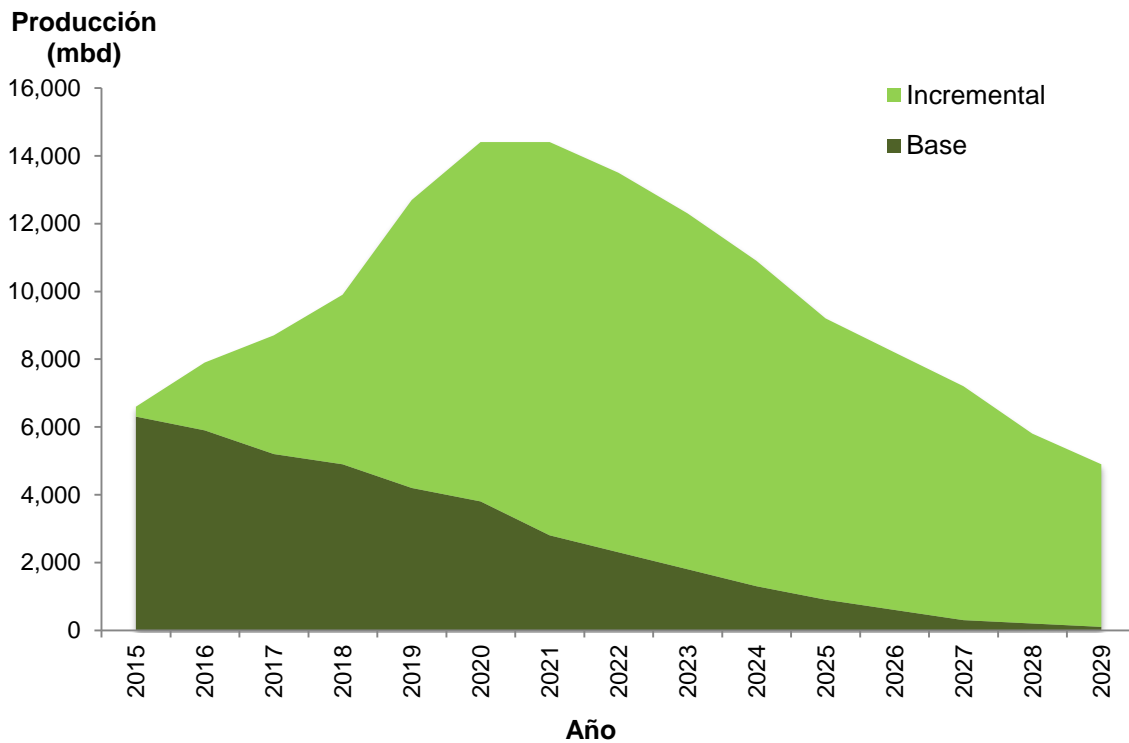


Figura 3.1.2.a. Pronóstico de la producción esperada en el campo BSH
Fuente: Elaboración propia

Durante el periodo 2015-2029, con la ejecución de las actividades descritas anteriormente, se espera alcanzar una producción máxima de 14,500 [bpd] de aceite, por lo que la estación de bombeo deberá tener la capacidad para dicho manejo.

Capítulo 3. Visualización del proyecto de una estación de bombeo de aceite pesado

Tabla 3.1.2.A. Producción de aceite esperada [mbd]
Fuente: Elaboración propia

Año	Base	Incremental	Total
2015	6,300	300	6,600
2016	5,900	2,000	7,900
2017	5,200	3,500	8,700
2018	4,900	5,000	9,900
2019	4,200	8,500	12,700
2020	3,800	10,600	14,400
2021	2,900	11,600	14,500
2022	2,300	11,200	13,500
2023	1,800	10,500	12,300
2024	1,300	9,600	10,900
2025	900	8,300	9,200
2026	600	7,600	8,200
2027	300	6,900	7,200
2028	200	5,600	5,800
2029	100	4,800	4,900
2030-2058	50	1,865	3,550

3.2 MANEJO DE LA PRODUCCIÓN:

La producción de aceite de las diferentes baterías de separación pertenecientes al campo BSH será recolectada en la estación de bombeo CHK, localizada en el municipio de Venustiano Carranza, en el estado de Puebla, para posteriormente ser enviada por medio de un oleoducto al centro de procesamiento Poza Rica UNAM, identificado con la nomenclatura CP PR-UNAM.

Dependiendo de la capacidad a manejar, se determinará el número de bombas, considerando tener disponible una bomba auxiliar en caso de requerir poner fuera de operación alguna de las bombas por programas de mantenimiento o cualquier tipo de falla.

Asimismo, se considera que los equipos de bombeo operarán a un 80% de su capacidad máxima y serán alimentados por motores eléctricos.

Capítulo 3. Visualización del proyecto de una estación de bombeo de aceite pesado

3.3 LOCALIZACIÓN DEL PROYECTO:

A continuación, se ilustra la localización de la estación de bombeo CHK y del centro de procesamiento CP PR-UNAM, así como la ruta del oleoducto que conectará ambas instalaciones y transportará la producción del campo BHS. Cabe mencionar, que dicha ruta no cuenta con interferencias de poblados o alguna problemática semejante.

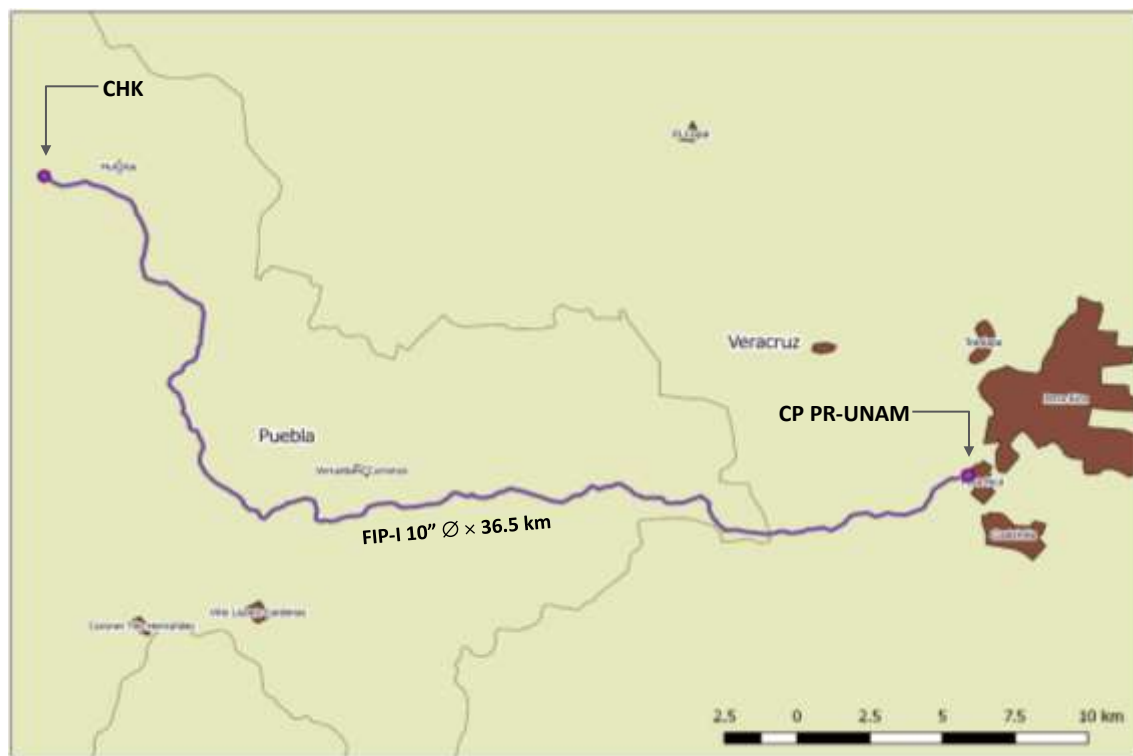


Figura 3.3.a Localización del proyecto
Fuente: Elaboración propia

3.3.1 Condiciones climatológicas del área:

El municipio de Venustiano Carranza, Puebla, en donde se ubica la estación de bombeo CHK, cuenta con una temperatura ambiente media de 28 [°C], y una altitud media de 136 [msnm]. Las condiciones promedio anuales son:

Capítulo 3. Visualización del proyecto de una estación de bombeo de aceite pesado

Tabla 3.2.1.A Condiciones climatológicas
Fuente: Elaboración propia

	Máxima	Normal	Mínima
Temperatura [°C]	30	28	26

3.3.2 Topografía del lugar:

A continuación, se presenta el perfil topográfico del oleoducto OLD FIP-I, de la estación CHK hacia el centro CP PR-UNAM (Figura 3.3.2.a).

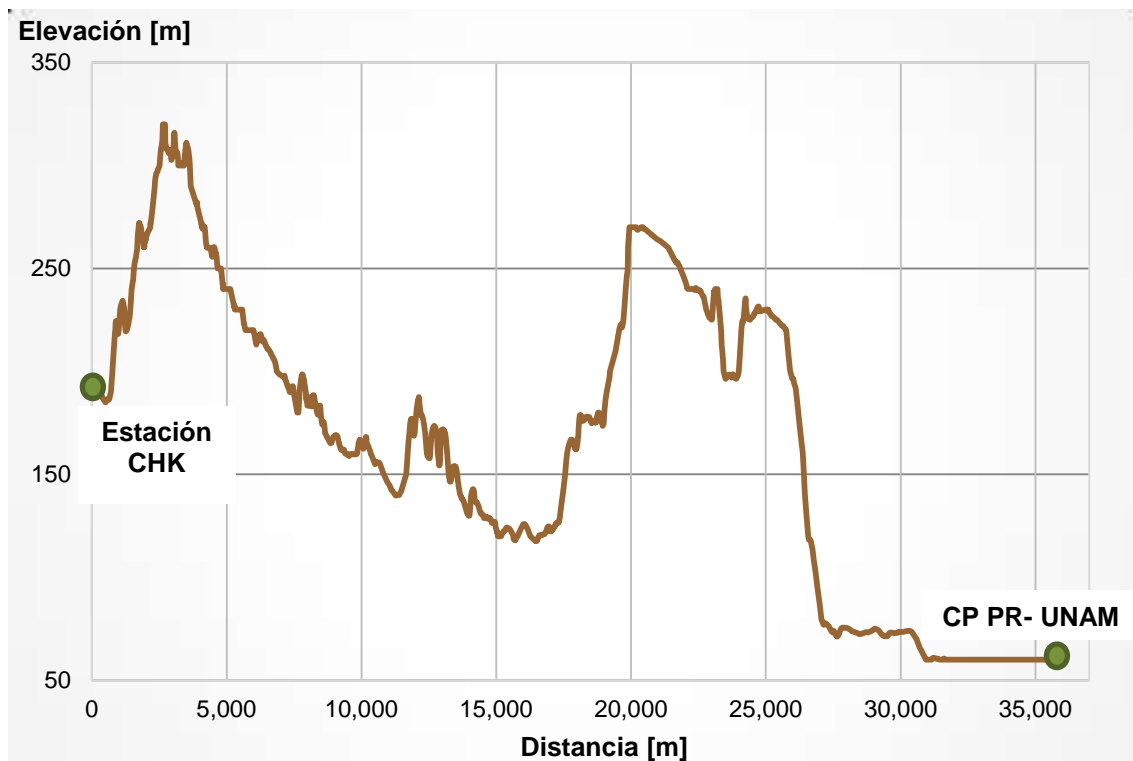


Figura 3.3.2.a Perfil topográfico OLD FIP-I, estación de bombeo CHK al centro CP PR-UNAM
Fuente: Elaboración propia

La estación de bombeo CHK se encuentra a 197 [msnm]. Se observa una elevación máxima de 320 [msnm], misma que se alcanza a una distancia aproximada de 2.5 [km] a la salida del oleoducto. El destino final del oleoducto, el centro PR-UNAM, se encuentra a 60 [msnm].

Capítulo 3. Visualización del proyecto de una estación de bombeo de aceite pesado

3.3.3 Suministro de energía para los equipos

Debido a las características del poblado de Venustiano Carranza, así como de la ubicación de la estación CHK, se cuenta con suministro de energía eléctrica en la zona para la instalación de una subestación eléctrica en la planta de bombeo, misma que alimentará a los motores y equipos auxiliares. Asimismo, se considera la instalación de una planta de emergencia alimentada con diésel, misma que entrará en operación en caso de alguna falla o contingencia.

En este capítulo se presenta el diseño de la estación de bombeo de interés, describiendo las características del fluido a manejar, así como la preselección de los equipos y accesorios mínimos requeridos para su correcto funcionamiento. Se presenta un croquis de la estación de bombeo con la distribución de los equipos y tendido de líneas, así como los diferentes escenarios analizados para el diseño de la misma, tomando en cuenta no solo las condiciones normales de operación, sino también las condiciones más extremas que se puedan llegar a presentar; asimismo, se resumen los cálculos llevados a cabo durante el diseño.

De manera adicional y sin ser objetivo principal de este trabajo, se presenta la selección del diámetro del oleoducto que transportará el aceite desde la estación de bombeo de interés al centro de proceso final. Esto con la finalidad de entender el origen de los datos utilizados en los diferentes escenarios analizados.

4.1 PROPIEDADES DEL ACEITE A MANEJAR

Las propiedades de los fluidos juegan un papel importante en el diseño de una estación de bombeo, ya que la correcta selección de los equipos, tuberías, accesorios, así como el suministro de energía requerida para su funcionamiento, depende tanto de las características de operación del sistema, como de las del fluido a manejar.

Como se mencionó en capítulos previos, el presente trabajo se enfoca en el diseño de una estación de bombeo que permita manejar la producción de aceite del campo BSH, razón por la cual se considera un aceite estabilizado sin contenido de agua. A continuación, se describen las propiedades del aceite del campo BSH.

De acuerdo con el análisis de la prueba de separador a una presión de $4 \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right]$ y una temperatura de $30 \text{ [}^\circ\text{C]}$, la calidad del aceite del campo BSH oscila

Conceptualización del proyecto y preselección del equipo de bombeo

los 18 °API, tratándose de un aceite pesado. El gas asociado al mismo no contiene ácido sulfhídrico ni cantidades de dióxido de carbono. Esto permite llevar a cabo el diseño de una estación de bombeo que manejará un aceite dulce.

En la Tabla 4.1.A. se resumen las propiedades del aceite utilizadas para el diseño de la estación de bombeo CHK:

Tabla 4.1.A. Propiedades del aceite muerto
Fuente: Elaboración propia

Propiedad	Unidades	Valor
API	°	17.73
Densidad del fluido	gr/cm ³	0.9482
Viscosidad @ 21.1 [° C]	cP	11,460.248
Viscosidad @ 25 [° C]	cP	1,608.663
Presión de vapor	kg/cm ²	0.226
Contenido de sólidos	%	N/A

Es posible identificar que se trata de un aceite altamente viscoso a ciertas temperaturas, por lo que la correcta estimación de esta propiedad resulta de suma importancia, dado que el manejo de aceite con altas viscosidades requiere, entre otras, mayores consumos de energía. Así, definir adecuadamente los rangos de viscosidad bajo los cuales se manejará el fluido, maximizará la vida útil de los equipos de bombeo, motores y sistema hidráulico en general.

4.1.1. Estimación de la viscosidad del aceite muerto con el Método de Andrade

La viscosidad de un líquido disminuye al aumentar la temperatura. Son pocos los modelos que permiten predecir la viscosidad de un líquido a partir de otra información conocida, por lo que, generalmente, se necesitan datos experimentales que suelen correlacionar el logaritmo de la viscosidad con el inverso de la temperatura. Una de las correlaciones frecuentemente empleadas es la ecuación de Andrade:

$$\ln\mu = A + \frac{B}{T} \tag{4.1.1.1}$$

Donde μ es la viscosidad del aceite muerto, los parámetros A y B deben estimarse a partir de los datos experimentales, y T es la temperatura a la cual se quiere conocer la viscosidad.

Teniendo identificado el manejo de un aceite con altas viscosidades, y tomando en cuenta el gran efecto que tienen los cambios de temperatura en el mismo, utilizando el Método de Andrade y los datos de viscosidad medidos a dos temperaturas (Tabla 4.1.A.), fue posible obtener la curva siguiente, donde se observa el comportamiento de la viscosidad del aceite muerto del campo BSH a diferentes temperaturas, valores que se utilizaron para los diferentes casos de estudio (escenarios). El detalle de los cálculos se presenta en el **Anexo 1**.

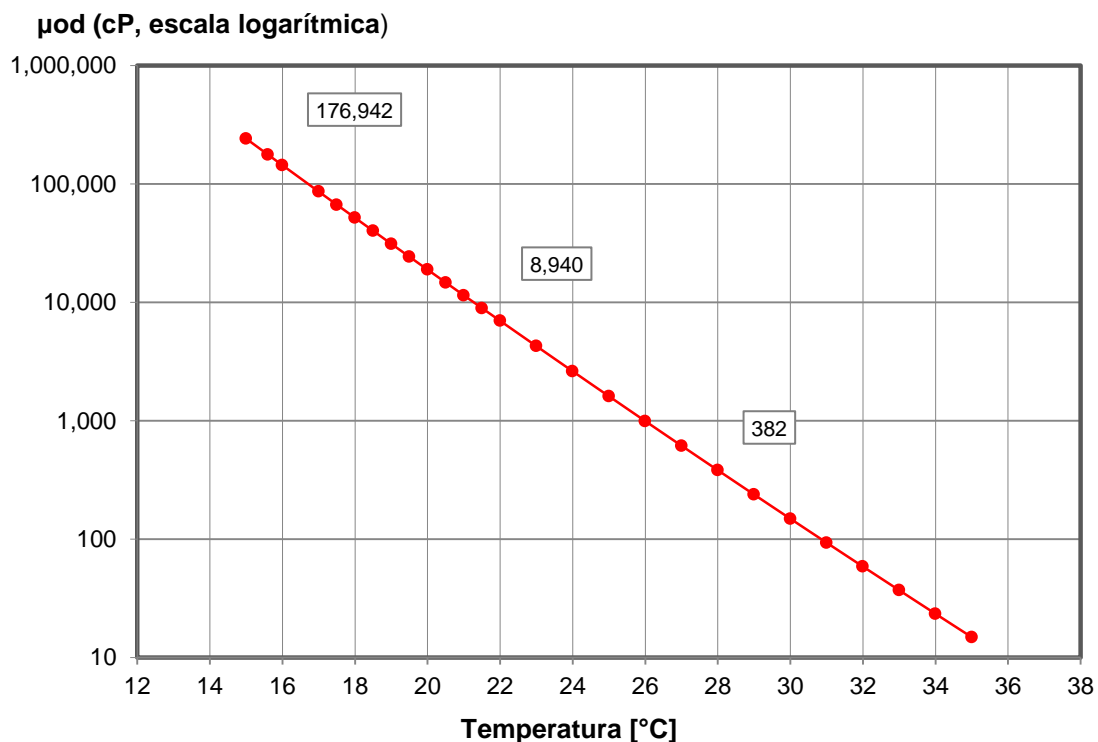


Figura 4.1.1.a. Viscosidad del aceite muerto del campo BSH vs temperatura

Fuente: Elaboración propia

4.2 PRESELECCIÓN DEL EQUIPO DE BOMBEO

La clave para hacer la mejor preselección de la bomba radica en el conocimiento del sistema en que trabajará la misma, es decir, conocer las condiciones a las cuales estará sometida como la presión, la carga total, temperatura, así como las propiedades del fluido como lo son la densidad, viscosidad, temperatura del fluido, contenido de sólidos, etcétera.

Al tener datos más detallados de las condiciones de bombeo, se podrá hacer una selección del equipo: los mecanismos, acoplamientos, engranes, sellos, entre otros; de esta manera se tendrá una mejor comunicación entre el usuario y el proveedor en cuanto a requisitos y disponibilidad.

Como Ingenieros Petroleros, el conocer las ventajas y desventajas de los tipos de bombas ayuda a tener un mejor criterio de preselección (Tabla 4.2.A.).

Tabla 4.2.A. Ventajas y desventajas de las diferentes bombas
Fuente: Elaboración propia

Tipo de bomba	Ventajas	Desventajas
Centrífuga	<ul style="list-style-type: none"> -Flujo continuo. -Operación silenciosa. -Fácil control de flujo. -Construcción simple (bajo costo de mantenimiento). -Manejo de sólidos suspendidos (suciedad). -Alta gama de materiales (manejo de líquidos corrosivos). 	<ul style="list-style-type: none"> -Limitaciones en la viscosidad del líquido manejado. -Requerimiento de cebado. -No maneja líquidos con más del 5% de gases en volumen. -NPSH alto.
Desplazamiento positivo (reciprocante)	<ul style="list-style-type: none"> -Altas presiones a flujos medianos y pequeños. -Se puede mover mediante aire o vapor. -Manejan líquidos con altos contenidos de gases. -Autocebantes. -Larga duración. 	<ul style="list-style-type: none"> -Requiere grandes espacios. -Alto nivel de ruido. -Flujo pulsante. -Requiere mayor frecuencia de mantenimiento. -Costo elevado.
Desplazamiento positivo (rotatoria)	<ul style="list-style-type: none"> -NPSH bajo. -Bajo costo. -Poco espacio requerido. -Amplio rango de presiones y viscosidades. -Autocebantes. -Pueden manejar líquidos con alto contenido de gases. 	<ul style="list-style-type: none"> -No maneja sólidos en suspensión. -Eficiencia volumétrica baja. -Los líquidos manejados deben tener buenas propiedades lubricantes.

Al saber que nuestras condiciones de fluido son altamente viscosas, se ha optado por elegir un equipo de bombeo de desplazamiento positivo (rotatoria), por lo que, a partir de ahora, el presente trabajo se enfoca en cálculos y especificaciones de este tipo de maquinarias.

4.3. DIMENSIONAMIENTO DEL OLEODUCTO

Como se mencionó previamente, aun cuando el objetivo de este trabajo es el diseño de una estación de bombeo, resulta importante entender el origen de los datos utilizados en los diferentes escenarios planteados.

Así, para el caso del oleoducto OLD FIP-I, fue necesario estimar un rango de presiones requeridas a la entrada, carga que en consecuencia deberán vencer los equipos de bombeo.

Se utilizó el software Pipesim® y se consideraron diferentes escenarios posibles de acuerdo a la temperatura ambiente y el número de horas que operarán los equipos de bombeo, variando el diámetro interno del oleoducto OLD FIP-I y utilizando el perfil topográfico plasmado en la Figura 3.3.2.a del Capítulo 3. (Tabla 4.2.A.).

Para conocer el diámetro óptimo, se sensibilizaron diámetros de 12 y 16 [pulg]; los tiempos de bombeo considerados fueron: 6, 12 y 24 $\left[\frac{\text{horas}}{\text{día}}\right]$ con temperatura ambiente de 26 [°C], 28 [°C] y 30 [°C]; por último, también se consideró la alternativa del calentamiento del fluido a 40 [°C] para reducir la viscosidad.

Dado que la producción máxima esperada en el campo BSH es de 14,500 [bpd] de aceite, se determinó que la estación de bombeo deberá tener la capacidad de manejar 29,000 [bpd], operando 12 $\left[\frac{\text{horas}}{\text{día}}\right]$, utilizando un oleoducto

Conceptualización del proyecto y preselección del equipo de bombeo

de 12 [plg] de \varnothing_{NOM} , todo esto por condiciones climatológicas y operaciones de los equipos.

Tabla 4.3.A. Presiones requeridas a diferente Q y T_{AMB} , con un \varnothing_{NOM} de 12 [plg]
Fuente: Elaboración propia

Q [bpd]	t_{BOMBEO} [hrs]	Temperatura [°C]				Presión requerida a la entrada OLD-FIP-I, $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}\right]$
		26	28	30	40	
14,500	24	21	17	12	12	
29,000	12	35	26	16	12	
58,000	6	76	44	36	44	

Las presiones requeridas a la entrada del OLD FIP-I, así como el comportamiento de las mismas hasta la llegada del fluido al centro CP PR-UNAM, a diferentes temperaturas, se muestran en el Figura 4.3.a.

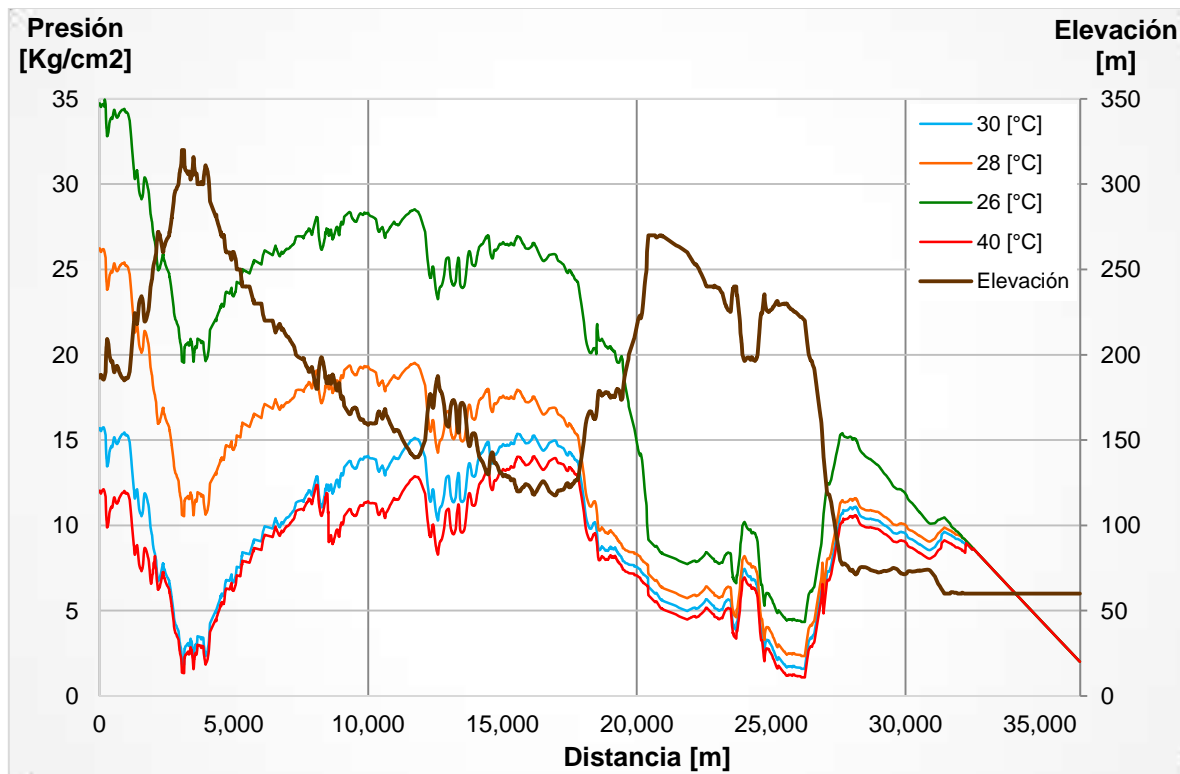


Figura 4.3.a. Presión vs distancia, \varnothing 12 [plg], Q 29,000 [bpd] a diferente temperatura ambiente
Fuente: Elaboración propia

El detalle de las sensibilidades con el diámetro del oleoducto de 16 [plg], se presenta en el **Anexo 2**.

Conceptualización del proyecto y preselección del equipo de bombeo

Gracias a este análisis fue posible identificar que el rango de presiones en los que deberá operar el equipo de bombeo seleccionado, oscila entre los $16 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right]$ y los $35 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right]$, como mínimo.

Con base en esta información, así como las características del fluido, se llevó a cabo una preselección, consultando algunos catálogos de proveedores, de los que se obtuvieron dimensiones y principales características de los equipos de bombeo disponibles, pudiendo identificar, a manera de ejemplo y preliminarmente, el modelo de bomba siguiente, con el cual se procedió a la ubicación de los equipos en el terreno donde se diseñará la estación de bombeo:

Tabla 4.3.B. Propiedades de la bomba seleccionada
Fuente: Elaboración propia

Propiedad	Unidades	Valor
Presión a la salida	$\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$	40
Presión a la entrada	Kg	3.4
Capacidad	Bpd	de 5,800 a 12,500
Viscosidad	cP	de 21.1 a 5,700
Temperatura	°C	de -18 a 204
∅	plg	$19 \frac{3}{8}$
Largo	m	0.152

4.4. UBICACIÓN DE EQUIPOS Y TENDIDO DE LÍNEAS

De acuerdo a la producción esperada del campo BSH, se seleccionaron dos tanques atmosféricos con capacidades para almacenar 15,000 barriles cada uno; un tanque atmosférico se puede definir como un tanque diseñado para operar a presiones de vapor que no sean mayores a 2.5 [psi]; las medidas de dichos tanques son: $\varnothing = 58''$ (17.68 [m]) y $h = 32''$ (9.75 [m]).

En el diseño se planea utilizar tres bombas, las cuales estarán operando a un 80% de su capacidad, por lo que el gasto de cada una de ellas será de 9,600 [bpd], manejando en conjunto 28,800 [bpd]. También se contará con una

bomba de relevo de las mismas características, para satisfacer las necesidades operativas en caso de algún paro.

En cuanto a la configuración del diseño, las bombas se instalarán en paralelo para adicionar el gasto de las dos y poder manejar el total de la producción esperada.

4.4.1. Croquis inicial (sin accesorios ni diámetros de tubería)

Para el diseño de la estación de bombeo, se consideró la norma NRF-010-PEMEX-2014, en la que se especifican las distancias mínimas que debe haber entre cada tanque de almacenamiento, la cual se calcula con la siguiente ecuación:

$$\frac{D_1 + D_2}{6} \quad (4.4.1.1)$$

donde D_1 y D_2 son los diámetros de los tanques de almacenamiento.

La distancia entre tanques-bombas, la distancia entre todas las bombas y la distancia entre las bombas-motogenerador eléctrico se determinó mediante tablas de la norma referenciada con anterioridad.

El esquema con las medidas requeridas se presenta en la Figura 4.4.1.a. y en la Figura 4.4.1.b.

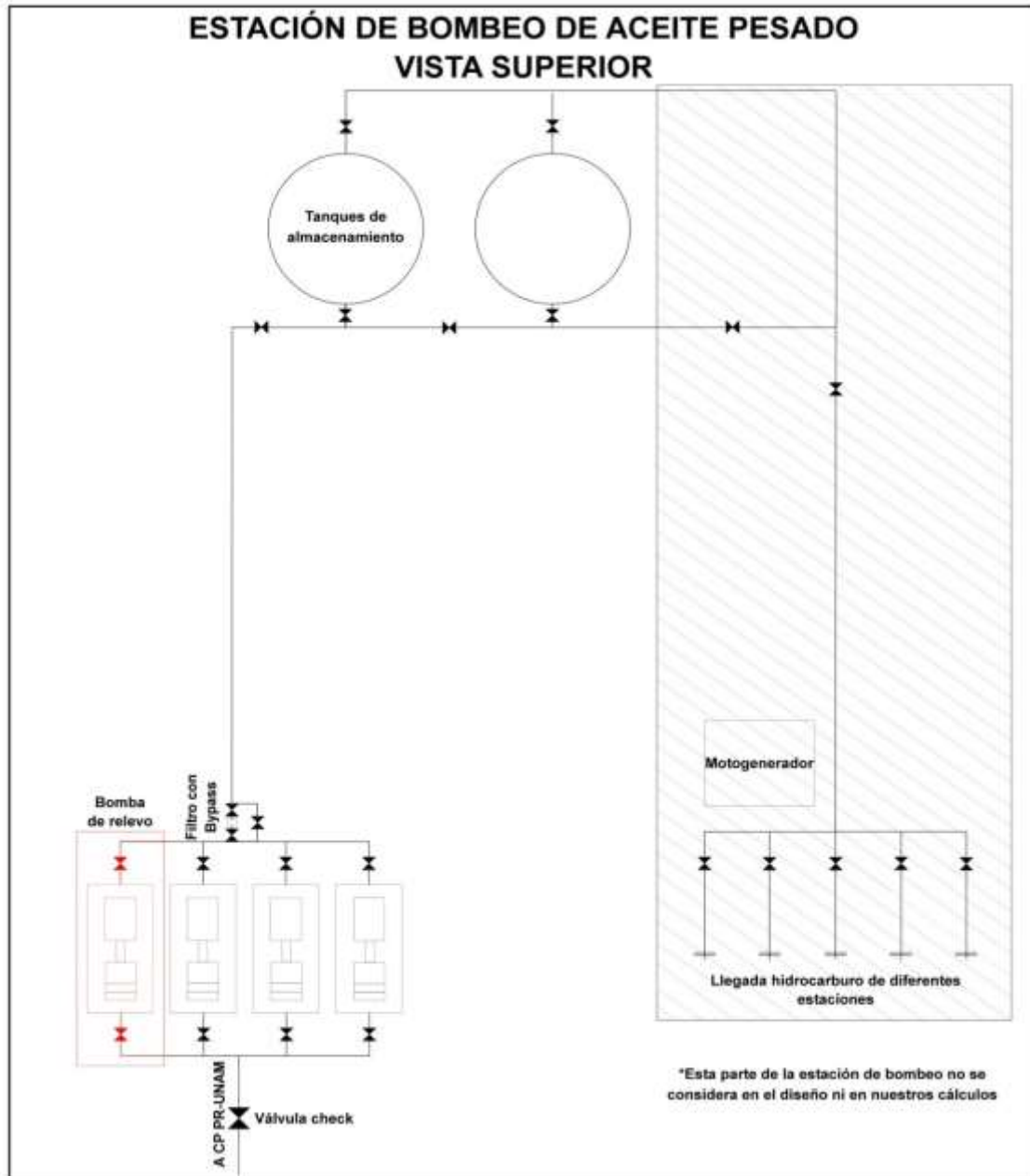


Figura 4.4.1.a. Vista superior del esquema de los equipos en la estación de bombeo
Fuente: Elaboración propia

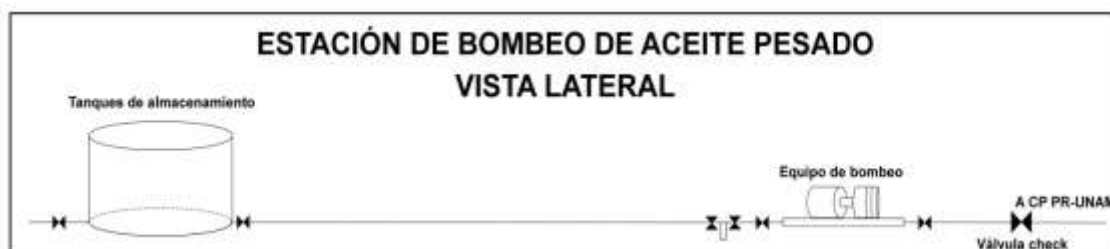


Figura 4.4.1.b. Vista lateral del esquema de los equipos en la estación de bombeo
Fuente: elaboración propia

4.5 ESCENARIOS DE BOMBEO

Como se mencionó con anterioridad, para identificar el escenario óptimo de bombeo, se analizaron diferentes situaciones y condiciones:

- Variando tiempos de bombeo: 6, 12 y 24 $\left[\frac{\text{horas}}{\text{día}}\right]$,
- Variando diámetros del oleoducto: 12 y 16 [plg],
- Variando la temperatura del fluido:
 - 26 [°C], 28 [°C] y 30 [°C] temperatura ambiente (almacenamiento)
 - calentando el fluido a 40 [°C],
- variando los niveles de almacenamiento de los tanques.

4.5.1. Niveles de operación de los tanques de almacenamiento

Los niveles de operación en los tanques de almacenamiento juegan un rol muy importante en el diseño de la estación de bombeo, ya que la columna de líquido aporta carga al sistema; por esta razón se debe tener en cuenta el escenario crítico, a fin de garantizar el correcto funcionamiento de los equipos de bombeo, evitando condiciones que den pie a fallas por cavitación, fenómeno descrito en el Capítulo 1.

Tabla 4.5.1.A. Niveles de operación de los tanques de almacenamiento
Fuente: Elaboración propia

Nivel	Altura del líquido [m]	Descripción
Máximo	9.754	Inicio de operación de los equipos
Normal	4.877	Punto intermedio
Mínimo	2.439	Paro de operación de los equipos

La Tabla 4.5.1.A. presenta los escenarios considerados en función del nivel de líquido en los tanques de almacenamiento, fijando como mínimo, $\frac{1}{4}$ del nivel máximo (2.439 [m]).

4.6. SELECCIÓN DE TUBERÍAS DE SUCCIÓN, DESCARGA Y ACCESORIOS

Un aspecto muy importante a considerar para el diseño del sistema hidráulico es la velocidad que alcanza el fluido en el interior de las tuberías; dicha velocidad, en el caso del flujo de fluidos incompresibles a temperatura constante, se determina con el caudal y el diámetro interno de la tubería. Ahora bien, dependiendo del tipo de flujo y de fluido, existen velocidades máximas que no debe ser sobrepasadas, ya que de lo contrario, puede producirse erosión en las tuberías.

Los valores de la Tabla 4.6.A. son las velocidades permisibles más comunes en la práctica, sin embargo, en condiciones especiales, pueden requerirse velocidades que están fuera de los intervalos indicados. Las velocidades menores son las más utilizadas, especialmente cuando el flujo es por gravedad desde tanques elevados.

Tabla 4.6.A. Velocidades en el interior de las conducciones dependiendo el fluido
Fuente: Extraído de McCabe et al., Operaciones Unitarias en Ingeniería Química, 4ª Ed., McGraw-Hill, 1991

Fluido	Tipo de Flujo	Velocidad permisible	
		$\frac{\text{ft}}{\text{s}}$	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
Líquidos viscosos	Entrada de bomba	1 – 3	0.3 – 0.9
	Salida de bomba	4 – 10	1.2– 3
	Línea de conducción	4 – 8	1.2 – 2.4
Líquidos muy viscosos	Entrada de bomba	0.2 – 0.5	0.06 – 0.15
	Salida de bomba	0.5 – 2	0.15 – 0.6

4.6.1. Selección de las tuberías de succión

Tomando en cuenta los escenarios de bombeo y el rango de velocidades permisibles, se determina el diámetro óptimo de las tuberías de succión, proponiendo antes la velocidad con los valores de referencia (Tabla 4.6.1.A.).

Tabla 4.6.1.A. Cálculos para seleccionar la tubería de succión
Fuente: Elaboración propia

Q [bpd]	Vel _{MAX} [$\frac{m}{s}$]	Ø _{INT} calculado [plg]	Vel _{calculada} [$\frac{m}{s}$]	Ø _{NOM} [plg]
57,600	0.9	15.407	0.835	16
28,800		10.895	0.742	12
14,400		7.704	0.835	8

Donde:

Q es el gasto,

Vel_{MAX} es la velocidad permisible,

Ø_{INT} calculado = $\sqrt{\frac{4Q_0}{\pi V}}$, diámetro interno de la tubería,

Ø_{NOM} es el diámetro nominal de la tubería,

Vel_{calculada} = $\frac{4Q_0}{\pi d^2}$, velocidad calculada

4.6.2. Selección de las tuberías de descarga

Se aplica el mismo método que en la sección anterior.

Tabla 4.6.2.A. Cálculos para seleccionar la tubería de descarga
Fuente: Elaboración propia

Q [bpd]	Vel _{PROP} [$\frac{m}{s}$]	Ø calculado [pulg]	Vel _{calculada} [$\frac{m}{s}$]	Ø _{DET} [plg]
57,600	3	8.439	2.136	10
28,800	3	5.967	2.967	6
14,400	3	4.219	1.484	6

Donde:

Q es el gasto,

Vel_{PROP} es la velocidad propuesta,

Ø calculado es el diámetro de la tubería calculada,

Vel_{calculada} es la velocidad calculada,

Ø_{DET} es el diámetro de la tubería determinada.

4.6.3. Selección de accesorios a la succión

La selección de los accesorios se lleva a cabo dependiendo de la estación de bombeo y la configuración, también dependiendo de los cambios de diámetro y demás aditamentos necesarios para tener un bombeo óptimo.

Conceptualización del proyecto y preselección del equipo de bombeo

Las válvulas mariposas son válvulas que poseen un disco circular, el cual es girado sobre un eje cerrando la sección de paso del conducto cuando está perpendicular al eje de este y dejando libre flujo cuando está paralelo; estas nos ayudarán a regular el flujo en puntos estratégicos. Los codos de 90° nos ayudarán a cambiar la dirección de las tuberías y el filtro canasta dúplex nos ayudará a mantener el fluido bombeado en condiciones a las cuales no se tenga mayor problema con las bombas.

Tabla 4.6.3.A. Accesorios empleados a la succión de la estación de bombeo
Fuente: Elaboración propia

Accesorio	Diámetro nominal	Cantidad
Válvula mariposa	12	3
Válvula mariposa	8	6
Codo 90	12	8
Filtro canasta duplex	12	1

4.6.4. Selección de accesorios a la descarga

Los accesorios a la descarga nos ayudarán a conocer las condiciones del fluido como lo son: el gasto, la temperatura y la presión. Hoy en día se cuentan con accesorios para determinar estos parámetros que no afectan al flujo en la tubería, ya que se determinan de manera ultrasónica.

4.7. CARGA DINÁMICA TOTAL

Teniendo los diámetros propuestos a la succión como a la descarga, los cálculos se desarrollaron basándonos en ellos para poder determinar el comportamiento y seleccionar el diámetro óptimo de las tuberías.

En la succión, los cálculos se hicieron con los diámetros de 12 y 16 pulgadas; mientras que en la descarga con los diámetros 8, 10 y 12 pulgadas, para decidir el diseño óptimo de bombeo.

Conceptualización del proyecto y preselección del equipo de bombeo

En la succión, se determinaron las distancias por normatividad; algunas de ellas fueron: distancias entre bombas y la distancia del equipo de bombeo con los tanques de almacenamiento.

En la descarga, la distancia del oleoducto se determinará con el perfil topográfico de la zona, desde la estación de bombeo CHK hasta el centro de almacenamiento CP PR-UNAM.

Comenzamos con el diseño de las líneas a la succión, se determinó la distancia de las líneas con los accesorios necesarios para poder conocer la presión que tendremos, tanto positiva como negativa, y con el fin de cumplir con el NPSH requerido del equipo de bombeo.

Tomando en cuenta lo antes mencionado, los resultados de los escenarios en ambos diámetros también se hicieron dependiendo de la altura del tanque, y si era necesario el calentamiento del fluido para disminuir la viscosidad.

La presión positiva la determinamos a partir de la presión generada por el fluido en el tanque y de la altura del líquido debido a la profundidad de la casa de bombas.

La presión a la succión es el resultado de la presión negativa, positiva, de la caída debida a los accesorios y por el filtro.

La presión a la descarga es aquella que se obtiene en la salida del oleoducto hasta el centro de almacenamiento.

El NPSH disponible lo obtenemos con la presión a la succión y la presión de vapor.

De todos los casos se muestra el escenario que resultó la mejor opción Tabla 4.7.A., los demás se muestran en el **Anexo 3**.

Tabla 4.7.A. Resultados del escenario óptimo de bombeo

Fuente: Elaboración propia

Propiedad	Unidad	Valor
Tiempo de bombeo	horas	12
Gasto	[bpd]	28,800
Diámetro de la tubería en la succión	[pulg]	12
Diámetro de la tubería en la descarga	[pulg]	12
Temperatura del fluido	[°C]	28
Altura del líquido	[m]	4.877
Presión positiva	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right]$	0.72527
Caída de presión por fricción	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right]$	0.05960
Presión a la succión	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right]$	0.44001
Presión a la salida del ducto	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right]$	26
NPSH disponible	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right]$	1.28216

4.7.1. Croquis final

El esquema con las medidas requeridas se presenta en la Figura 4.7.1.a. y en la Figura 4.7.1.b.

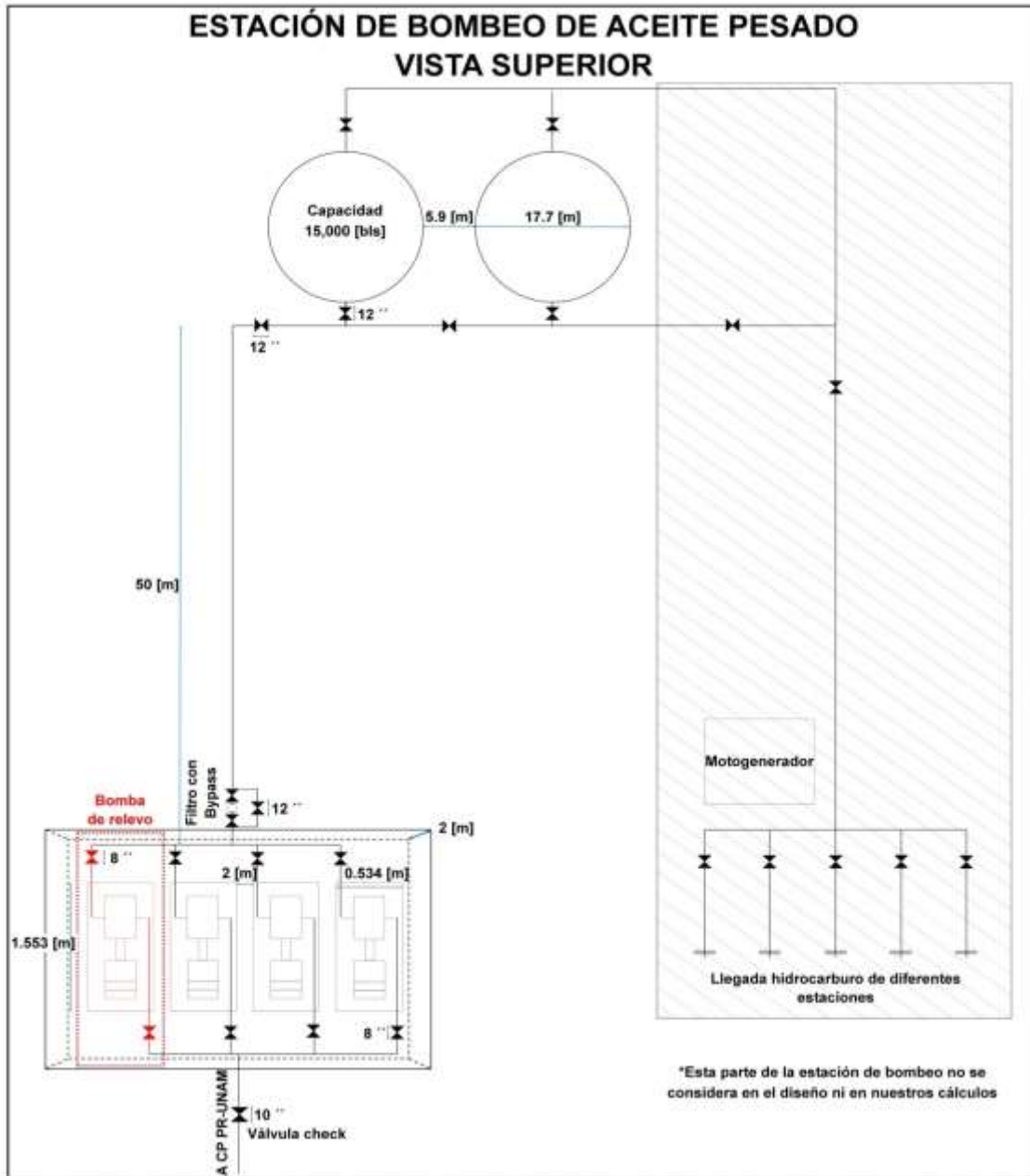


Figura 4.7.1.a. Vista superior del esquema de los equipos en la estación de bombeo
Fuente: Elaboración propia

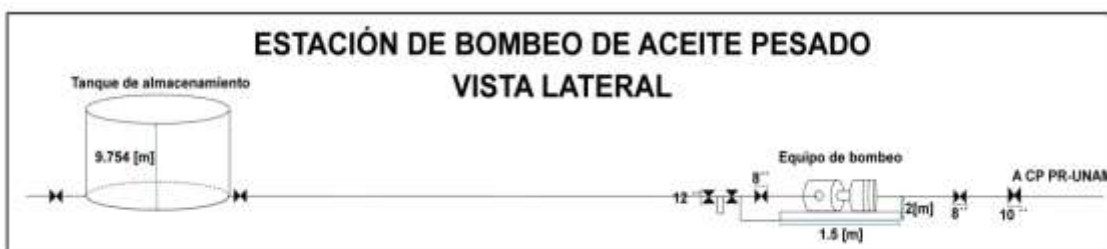


Figura 4.7.1.b. Vista lateral del esquema de los equipos en la estación de bombeo
Fuente: Elaboración propia

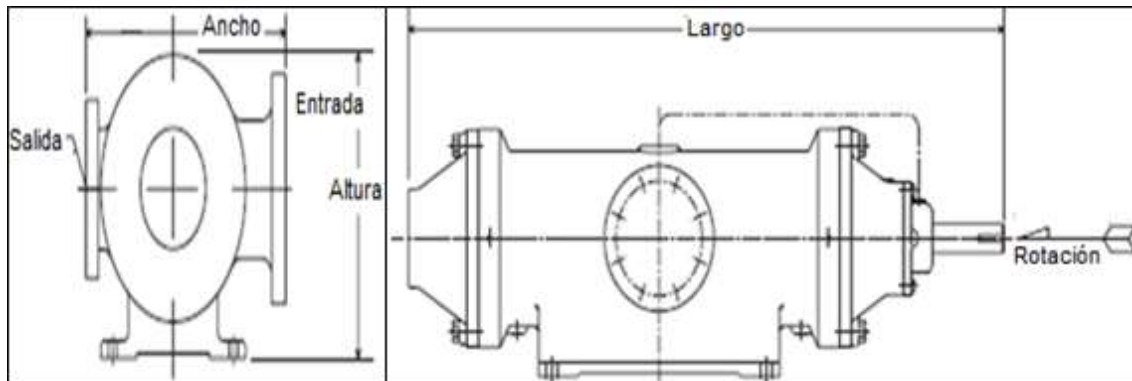


Figura 4.7.1.c. Vista lateral y frontal de nuestra bomba seleccionada
 Fuente: Extraído de manual IMO PUMP *pump product catalog*

4.8. NPSH DISPONIBLE

Después de los cálculos en el sistema, se determinó que el NPSH disponible será de $1.28216 \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right]$.

4.9. CURVA CARGA DEL SISTEMA

La curva carga del sistema nos ayuda a reconocer los valores en los cuales el gasto llega al NPSH y podemos iniciar el bombeo.

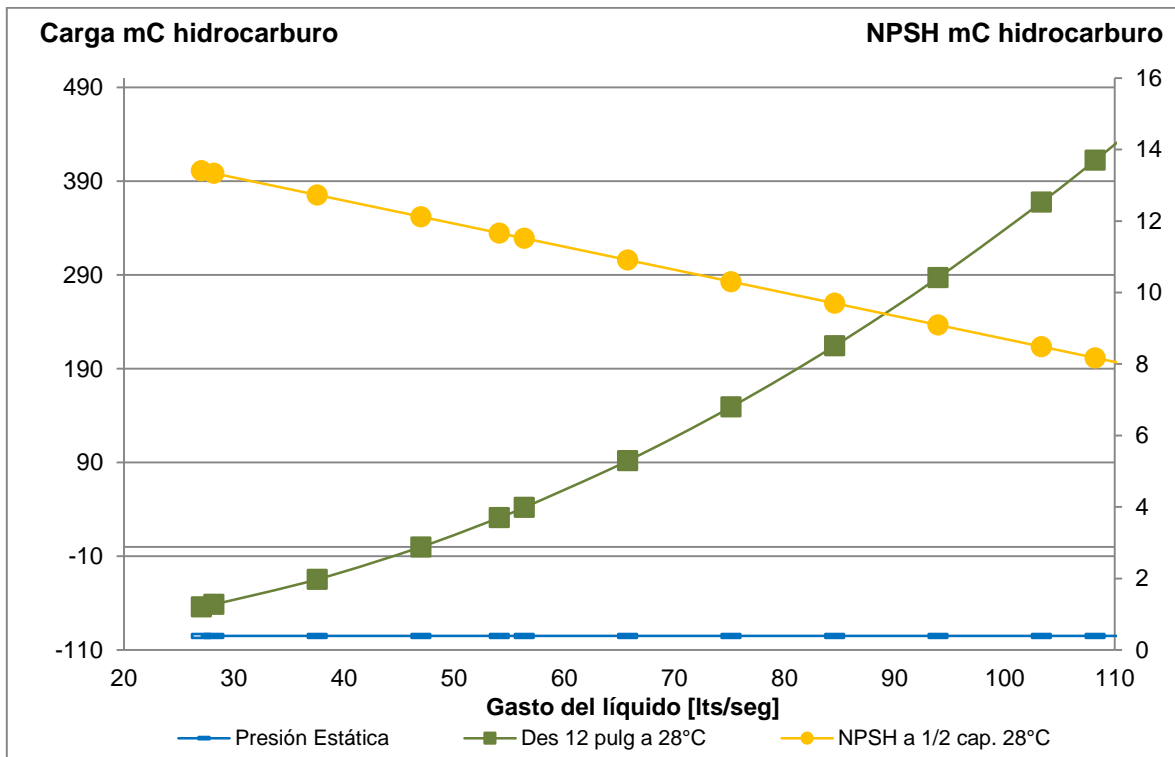


Figura 4.9.a. Curva carga del sistema Ø 12 [pulg], Q 29,000 [bpd] a temperatura ambiente
Fuente: Elaboración propia

4.10. POTENCIA DE LA BOMBA.

La potencia de cada bomba se determina de la siguiente manera:

$$BHP = \frac{Q\Delta P}{1714E_p} \quad (4.10.1)$$

donde:

BHP: potencia entregada en el eje o árbol propulsor de la bomba [hp]

Q: capacidad [gpm]

ΔP : presión diferencial [psi].

E_p : eficiencia de la bomba en decimales

Por lo que, BHP es 4.315 [hp]

Con la realización de este trabajo podemos concluir:

- La importancia que tiene la caracterización del comportamiento de un aceite pesado con el que se realizarán los cálculos, ya que de esto dependerá la selección de los equipos necesarios para el correcto transporte de este.
- La selección del equipo de bombeo dependerá en mayor parte de las propiedades del fluido con el que se trabaja, porque con base en esto se determina el tipo de bomba ideal para disminuir las probabilidades de tener un mayor desgaste en ellas.
- El diseño de una estación de bombeo tiene que considerar la normatividad aplicable que los órganos reguladores del país establecen, tales como: SENER; CNH, CRE, entre otros; así como los riesgos que por su naturaleza se pueden tener, para disminuir los peligros y problemas con los diferentes órganos reguladores.
- La selección de las tuberías así como de ciertos accesorios para estas, dependen de la disponibilidad que se tenga con los fabricantes y proveedores.
- El suministro de energía dependerá de la ubicación del campo debido a que en ocasiones es más sencillo que se suministre la energía mediante diésel porque no se cuenta con energía eléctrica debido a la lejanía del campo con las estaciones que proporcionan la electricidad.
- Es importante considerar todos los escenarios posibles para evitar que la estación deje de funcionar en escenarios críticos.
- Es de suma importancia tener presente que ningún equipo de bombeo tiene una eficiencia del 100%, por lo cual debemos considerar la degradación que pueden presentar para el correcto transporte de nuestro fluido sin presentar inconvenientes.

- Considerar siempre en los diseños, la instalación de equipos de emergencia o de relevo, ya que en la práctica resulta necesario llevar a cabo programas de mantenimiento o incluso, reemplazar equipos, y en caso de no contar con suficientes bombas que manejen los fluidos, así como un sistema hidráulico adecuado para el desvío del flujo, se tendrían que realizar paro en las operaciones, generando pérdidas económicas.
- Se recomienda analizar, a mayor detalle, el comportamiento del sistema con el calentamiento del fluido a la succión de las bombas.
- Es importante tener la mayor cantidad de datos sobre fluido a manejar para garantizar un mejor diseño; así como información relativa a las condiciones climatológicas y topográficas del lugar.
- Una práctica común en la industria petrolera es la constante optimización de las instalaciones, actividad que en ocasiones considera el traslado de equipo dinámico usado, de una instalación a otra. En caso de no tener presente la importancia de las características del fluido y las condiciones de operación en la correcta selección de los equipos de bombeo, se podrían generar daños en los mismos si estos se ponen en operación indiscriminadamente.
- Actualizarse con la normatividad aplicable que los órganos reguladores establezcan, debido a que esta se encuentra en constante revisión y cambio.
- Utilizar programas de cómputo para facilitar y tener una mayor certeza de los cálculos realizados.
- Se recomienda complementar el presente trabajo con una evaluación económica de los mejores escenarios obtenidos, dado que el criterio económico juega un papel importante en el diseño de una estación de bombeo.
- Este trabajo no consideró ni describió elementos para la medición de los fluidos. Se recomienda complementar el mismo con la selección e incorporación de un medidor, mismo que podría ser instalado en el cabezal de descarga de las bombas.

Anexo 1. Determinación de la viscosidad del Aceite muerto.

A continuación se muestran los resultados obtenidos por el método de Andrade de la viscosidad, partiendo desde los datos medidos, variando la temperatura y en diferentes unidades.

Tabla ANE.1.1. Viscosidad del fluido a diferentes temperaturas
Fuente: Elaboración propia

	cP	° C	° F	°R	°K	1/K
	3,375,562	10	50	510	283	0.00353
	1,976,893	11	51.8	511.8	284	0.00352
	1,162,115	12	53.6	513.6	285	0.00351
	685,688	13	55.4	515.4	286	0.00350
	406,068	14	57.2	517.2	287	0.00348
	241,351	15	59	519	288	0.00347
Dato medido	176,942	15.6	60.08	520.08	288.6	0.00347
	143,967	16	60.8	520.8	289	0.00346
	86,183	17	62.6	522.6	290	0.00345
	66,769	17.5	63.5	523.5	290.5	0.00344
	51,773	18	64.4	524.4	291	0.00344
	40,181	18.5	65.3	525.3	291.5	0.00343
	31,211	19	66.2	526.2	292	0.00342
	24,265	19.5	67.1	527.1	292.5	0.00342
	18,880	20	68	528	293	0.00341
	14,703	20.5	68.9	528.9	293.5	0.00341
	11,460	21	69.8	529.8	294	0.00340
Dato medido	8,940	21.5	70.7	530.7	294.5	0.00340
	6,980	22	71.6	531.6	295	0.00339
	4,265	23	73.4	533.4	296	0.00338
	2,615	24	75.2	535.2	297	0.00337
	1,609	25	77	537	298	0.00336
	993	26	78.8	538.8	299	0.00334
	615	27	80.6	540.6	300	0.00333
	382	28	82.4	542.4	301	0.00332
	238	29	84.2	544.2	302	0.00331
	149	30	86	546	303	0.00330
	93	31	87.8	547.8	304	0.00329
	59	32	89.6	549.6	305	0.00328
	37	33	91.4	551.4	306	0.00327
	23	34	93.2	553.2	307	0.00326
	15	35	95	555	308	0.00325
	2	40	104	564	313	0.00319

ANEXO 2. RESULTADOS DE LA SENSIBILIDAD DE LA LÍNEA

En este anexo se muestran los gráficos resultados de la sensibilidad de la línea, variando el diámetro del oleoducto bombeando 29,000 [bpd], a diferentes temperaturas.

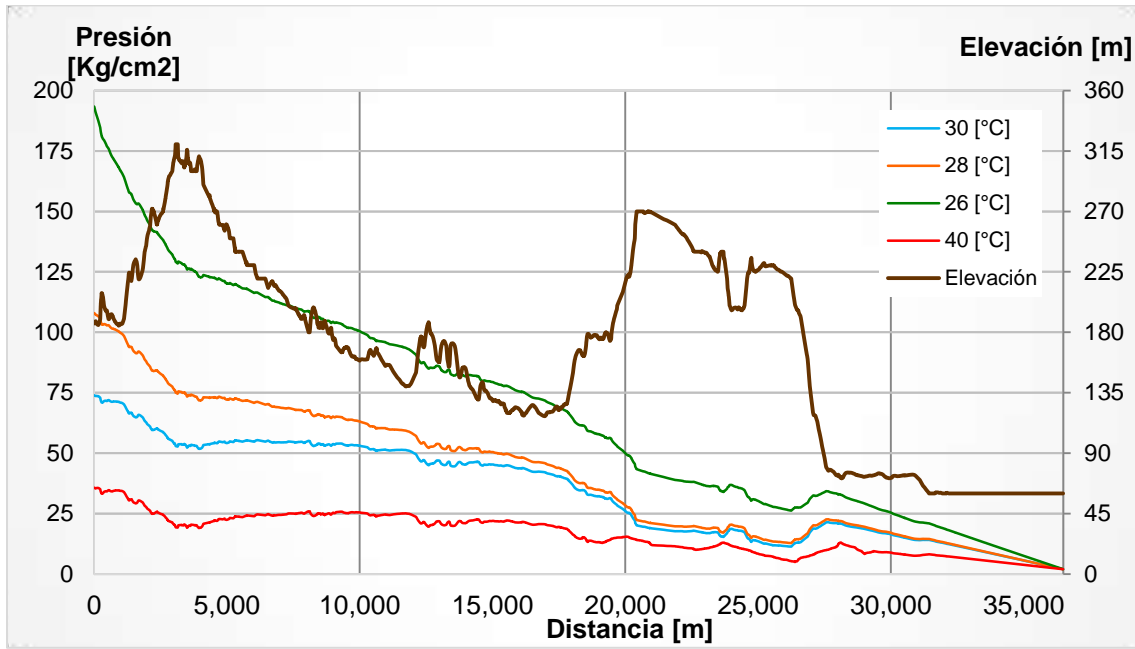


Figura ANE 2.1. Presión vs distancia, Ø 8 [pulg] Q 29,000 [bpd] a diferente temperatura ambiente
Fuente: Elaboración propia

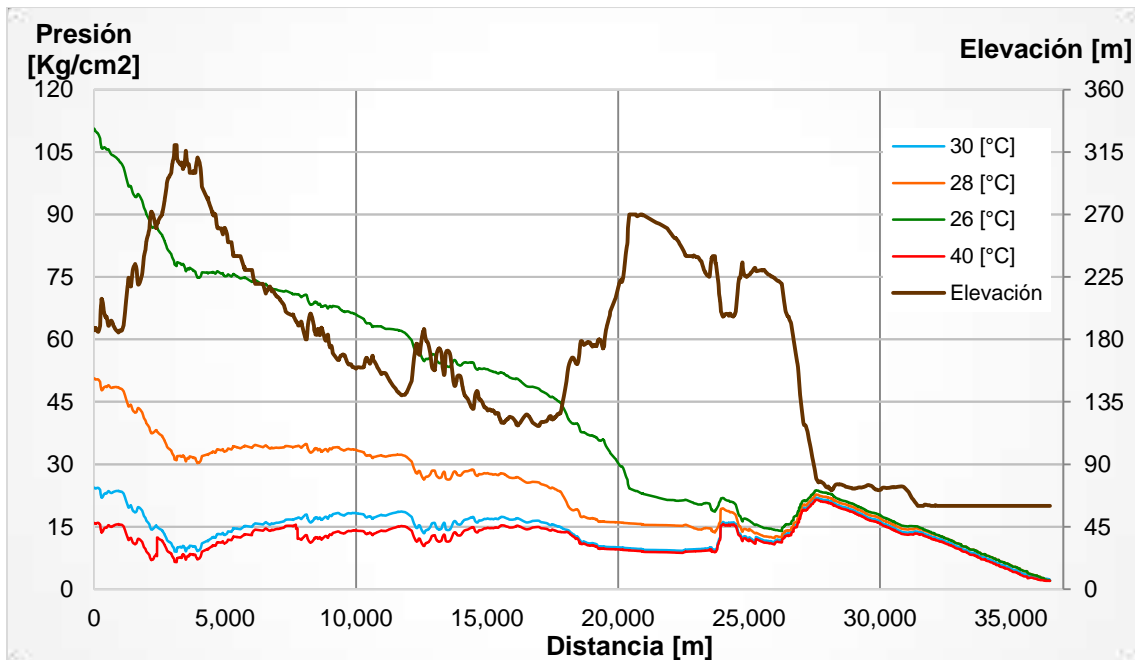


Figura ANE 2.2. Presión vs distancia, Ø 10 [pulg] Q 29,000 [bpd] a diferente temperatura ambiente
Fuente: Elaboración propia

ANEXO 2. RESULTADOS DE LA SENSIBILIDAD DE LA LÍNEA

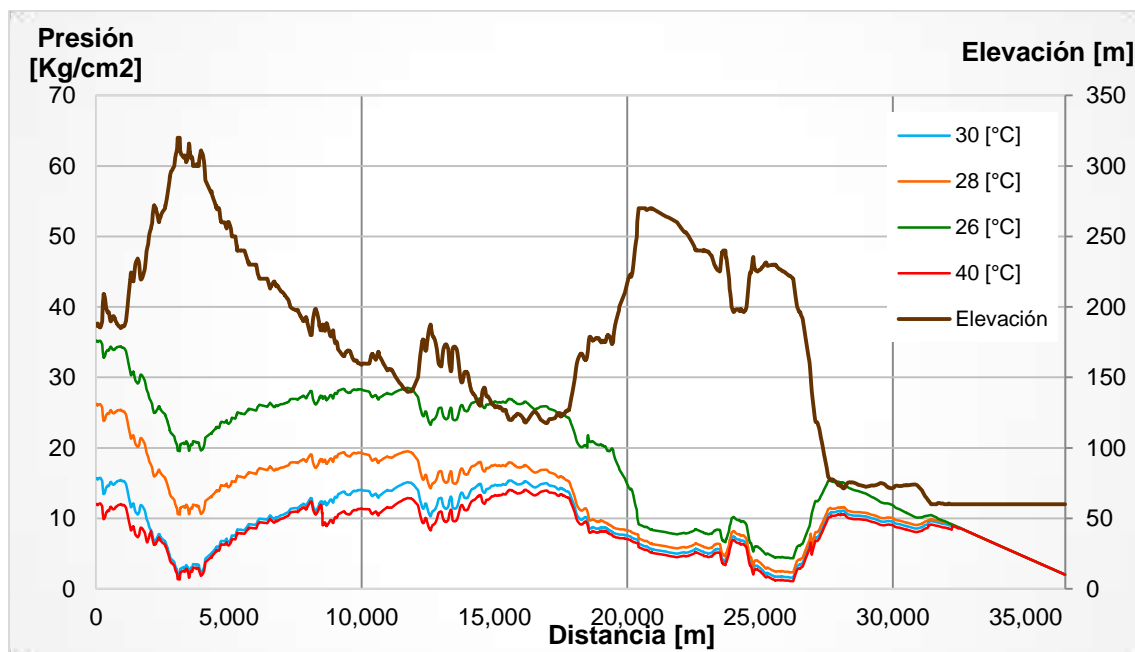


Figura ANE2.3. Presión vs distancia, Ø 12 [pulg] Q 29,000 [bpd] a diferente temperatura ambiente
Fuente: Elaboración propia

A continuación, se presentan los resultados obtenidos para los diferentes escenarios analizados en el diseño de la estación de bombeo, considerando las horas de bombeo, los niveles de líquido en los tanques de almacenamiento, así como los diámetros de las tuberías.

CASOS ANALIZADOS POR HORAS DE BOMBEO

Tabla ANE.3.1. Gasto requerido con base en las horas de bombeo^[1]

Gasto [bpd]	Horas de bombeo [hr]
14,500	24
29,000	12
58,000	6

NIVELES DE OPERACIÓN DE LOS TANQUES

Tabla ANE.3.2. Niveles de líquido en el tanque medido en metros^[1]

Nivel	Altura del líquido [m]
Máximo	9.754
Normal	4.887
Mínimo	2.436

SELECCIÓN DE LA TUBERÍA DE SUCCIÓN

Tabla ANE.3.3. Factores que influyen en la selección de la tubería de succión con base en la capacidad de bombeo^[1]

Q [bpd]	Vel _{PROP} [$\frac{m}{s}$]	Ø calculado [pulg]	Vel _{calculada} [$\frac{m}{s}$]	Ø _{DET} [plg]
57,600	0.9	15.407	0.835	16
28,800	0.9	10.895	0.742	12
14,400	0.9	7.704	0.835	8

SELECCIÓN DE LA TUBERÍA DE DESCARGA

Tabla ANE.3.4. Factores que influyen en la selección de la tubería de descarga con base en la capacidad de bombeo^[1]

Q [bpd]	Vel _{PROP} [$\frac{m}{s}$]	Ø calculado [pulg]	Vel _{calculada} [$\frac{m}{s}$]	Ø _{DET} [plg]
57,600	3	8.439	2.136	10
28,800	3	5.967	2.967	6
14,400	3	4.219	1.484	6

La presión a la descarga, al variar el diámetro no se tienen grandes cambios en la presión, entonces se tomó como parámetro para seleccionar la tubería Tabla 4.6.A.

1. Diámetro en la tubería en la succión 12 pulgadas a 28°C.

Caso 1.a.1. Variando nivel del tanque ¼
Tabla ANE 3.5. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 28 [°C], bombeo 6 [hrs], nivel ¼ [1]

tiempo_{bombeo}	6 horas
Q	57,600 bpd
Ø_{tubería succión}	12 pulg
Ø_{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	28 °C
Capacidad_{tanque}	1/4
P_{positiva}	0.46815 kg/cm ²
ΔP_{fricción}	0.1192 kg/cm ²
P_{succión}	-0.2537 kg/cm ²
P_{saliducto}	26 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	0.58846 kg/cm ²

Caso 1.a.2: Variando nivel del tanque ½
Tabla ANE 3.6. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 28 [°C], bombeo 6 [hrs], nivel ½ [1]

tiempo_{bombeo}	6 horas
Q	57,600 bpd
Ø_{tubería succión}	12 pulg
Ø_{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	28 °C
Capacidad_{tanque}	1/2
P_{positiva}	0.72527 kg/cm ²
ΔP_{fricción}	0.1192 kg/cm ²
P_{succión}	0.23342 kg/cm ²
P_{saliducto}	26 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	0.84558 kg/cm ²

Caso 1.a.3: Nivel del tanque lleno
Tabla ANE 3.7. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 28 [°C], bombeo 6 [hrs], nivel lleno [1]

tiempo_{bombeo}	6 horas
Q	57,600 bpd
Ø_{tubería succión}	12 pulg
Ø_{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	28 °C
Capacidad_{tanque}	Lleno
P_{positiva}	1.2396 kg/cm ²
ΔP_{fricción}	0.1192 kg/cm ²
P_{succión}	0.5178 kg/cm ²
P_{saliducto}	26 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.3599 kg/cm ²

Caso 1.b.1: Nivel del tanque ¼
Tabla ANE 3.8. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 28 [°C], bombeo 12 [hrs], nivel ¼ [1]

tiempo_{bombeo}	12 horas
Q	28,800 bpd
Ø_{tubería succión}	12 pulg
Ø_{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	28 °C
Capacidad_{tanque}	1/4
P_{positiva}	0.4682 kg/cm ²
ΔP_{fricción}	0.0596 kg/cm ²
P_{succión}	0.1829 kg/cm ²
P_{saliducto}	26 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.0250 kg/cm ²

Caso 1.b.2: Nivel del tanque ½
Tabla ANE 3.9. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 28 [°C], bombeo 12 [hrs], nivel ½ [1]

tiempo_{bombeo}	12 horas
Q	28,800 bpd
Ø_{tubería succión}	12 pulg
Ø_{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	28 °C
Capacidad_{tanque}	1/2
P_{positiva}	0.7253 kg/cm ²
ΔP_{fricción}	0.0596 kg/cm ²
P_{succión}	0.4400 kg/cm ²
P_{saliducto}	26 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.2822 kg/cm ²

Caso 1.b.3: Nivel del tanque lleno
Tabla ANE 3.10. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 28 [°C], bombeo 12 [hrs], nivel lleno [1]

tiempo_{bombeo}	12 horas
Q	28,800 bpd
Ø_{tubería succión}	12 pulg
Ø_{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	28 °C
Capacidad_{tanque}	Lleno
P_{positiva}	1.2396 kg/cm ²
ΔP_{fricción}	0.0596 kg/cm ²
P_{succión}	0.9544 kg/cm ²
P_{saliducto}	26 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.7965 kg/cm ²

Caso 1.c.1: Nivel del tanque ¼

Tabla ANE 3.11. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 28 [°C], bombeo 24 [hrs], nivel ¼ [1]

tiempo_{bombeo}	24 horas
Q	14,400 bpd
\emptyset _{tubería succión}	12 pulg
\emptyset _{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	28 °C
Capacidad_{tanque}	1/4
P_{positiva}	0.45483 kg/cm ²
Δ p_{fricción}	0.02980 kg/cm ²
P_{succión}	0.29361 kg/cm ²
P_{saliducto}	26 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.13576 kg/cm ²

Caso 1.c.2: Nivel del tanque ½

Tabla ANE 3.12. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 28 [°C], bombeo 24 [hrs], nivel ½ [1]

tiempo_{bombeo}	24 horas
Q	14,400 bpd
\emptyset _{tubería succión}	12 pulg
\emptyset _{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	28 °C
Capacidad_{tanque}	1/2
P_{positiva}	0.6986 kg/cm ²
Δ p_{fricción}	0.0298 kg/cm ²
P_{succión}	0.5374 kg/cm ²
P_{saliducto}	26 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.3796 kg/cm ²

Caso 1.c.3: Nivel del tanque lleno

Tabla ANE 3.13. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 28 [°C], bombeo 24 [hrs], nivel lleno [1]

tiempo_{bombeo}	24 horas
Q	14,40000 bpd
\emptyset _{tubería succión}	12 pulg
\emptyset _{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	28 °C
Capacidad_{tanque}	Lleno
P_{positiva}	1.18633 kg/cm ²
Δ p_{fricción}	0.0298 kg/cm ²
P_{succión}	1.0251 kg/cm ²
P_{saliducto}	26 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.86726 kg/cm ²

2. Diámetro en la tubería en la succión 12 pulgadas a 40°C.

Caso 2.a.1: Nivel del tanque ¼

Tabla ANE 3.14. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 40 [°C], bombeo 6 [hrs], nivel ¼ [1]

tiempo_{bombeo}	6 horas
Q	57,600 bpd
\emptyset _{tubería succión}	12 pulg
\emptyset _{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	40 °C
Capacidad_{tanque}	1/4
P_{positiva}	0.46815 kg/cm ²
Δ p_{fricción}	0.0333 kg/cm ²
P_{succión}	-0.1677 kg/cm ²
P_{saliducto}	12 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	0.67441 kg/cm ²

Caso 2.a.2: Nivel del tanque ½

Tabla ANE 3.15. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 40 [°C], bombeo 6 [hrs], nivel ½ [1]

tiempo_{bombeo}	6 horas
Q	57,600 bpd
\emptyset _{tubería succión}	12 pulg
\emptyset _{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	40 °C
Capacidad_{tanque}	1/2
P_{positiva}	0.7253 kg/cm ²
Δ p_{fricción}	0.0333 kg/cm ²
P_{succión}	0.0894 kg/cm ²
P_{saliducto}	12 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	0.9315 kg/cm ²

Caso 2.a.3: Nivel del tanque lleno

Tabla ANE 3.16. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 40 [°C], bombeo 6 [hrs], nivel lleno ^[1]

tiempo_{bombeo}	6 horas
Q	57,600 bpd
\emptyset _{tubería succión}	12 pulg
\emptyset _{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	40 °C
Capacidad_{tanque}	Lleno
P_{positiva}	1.2396 kg/cm ²
Δ p_{fricción}	0.0333 kg/cm ²
P_{succión}	0.6037 kg/cm ²
P_{saliducto}	12 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.4459 kg/cm ²

Caso 2.b.1: Nivel del tanque ¼

Tabla ANE 3.17. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 40 [°C], bombeo 12 [hrs], nivel ¼ ^[1]

tiempo_{bombeo}	12 horas
Q	28,800 bpd
\emptyset _{tubería succión}	12 pulg
\emptyset _{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	40 °C
Capacidad_{tanque}	1/4
P_{positiva}	0.4682 kg/cm ²
Δ p_{fricción}	0.0092 kg/cm ²
P_{succión}	0.2333 kg/cm ²
P_{saliducto}	12 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.0755 kg/cm ²

Caso 2.b.2: Nivel del tanque ½

Tabla ANE 3.18. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 40 [°C], bombeo 12 [hrs], nivel ½ ^[1]

tiempo_{bombeo}	12 horas
Q	28,800 bpd
\emptyset _{tubería succión}	12 pulg
\emptyset _{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	40 °C
Capacidad_{tanque}	1/2
P_{positiva}	0.72527 kg/cm ²
Δ p_{fricción}	0.00916 kg/cm ²
P_{succión}	0.49045 kg/cm ²
P_{saliducto}	12 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.3326 kg/cm ²

Caso 2.b.3: Nivel del tanque lleno

Tabla ANE 3.19. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 40 [°C], bombeo 12 [hrs], nivel lleno ^[1]

tiempo_{bombeo}	12 horas
Q	28,800 bpd
\emptyset _{tubería succión}	12 pulg
\emptyset _{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	40 °C
Capacidad_{tanque}	Lleno
P_{positiva}	1.2396 kg/cm ²
Δ p_{fricción}	0.0092 kg/cm ²
P_{succión}	1.0048 kg/cm ²
P_{saliducto}	12 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.8469 kg/cm ²

Caso 2.c.1: Nivel del tanque ¼

Tabla ANE 3.20. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 40 [°C], bombeo 24 [hrs], nivel ¼ ^[1]

tiempo_{bombeo}	24 horas
Q	14,400 bpd
\emptyset _{tubería succión}	12 pulg
\emptyset _{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	40 °C
Capacidad_{tanque}	1/4
P_{positiva}	0.4682 kg/cm ²
Δ p_{fricción}	0.0026 kg/cm ²
P_{succión}	0.3342 kg/cm ²
P_{saliducto}	12 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.1763 kg/cm ²

Caso 2.c.2: Nivel del tanque ½

Tabla ANE 3.21. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 40 [°C], bombeo 24 [hrs], nivel ½ ^[1]

tiempo_{bombeo}	24 horas
Q	14,400 bpd
\emptyset _{tubería succión}	12 pulg
\emptyset _{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	40 °C
Capacidad_{tanque}	1/2
P_{positiva}	0.46815 kg/cm ²
Δ p_{fricción}	0.00258 kg/cm ²
P_{succión}	0.59127 kg/cm ²
P_{saliducto}	12 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.43342 kg/cm ²

Caso 2.c.3: Nivel del tanque lleno

Tabla ANE 3.22. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 40 [°C], bombeo 24 [hrs], nivel lleno ^[1]

tiempo_{bombeo}	24 horas
Q	14,400 bpd
\emptyset _{tubería succión}	12 pulg
\emptyset _{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	40 °C
Capacidad_{tanque}	Lleno
P_{positiva}	1.2396 kg/cm ²
Δ p_{fricción}	0.0026 kg/cm ²
P_{succión}	1.1056 kg/cm ²
P_{saliducto}	12 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.4459 kg/cm ²

3. Diámetro en la tubería en la succión 16 pulgadas a 28°C.

Caso 3.a.1: Nivel del tanque ¼

Tabla ANE 3.23. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 28 [°C], bombeo 6 [hrs], nivel ¼ ^[1]

tiempo_{bombeo}	6 horas
Q	57,600 bpd
\emptyset _{tubería succión}	16 pulg
\emptyset _{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	40 °C
Capacidad_{tanque}	1/4
P_{positiva}	0.4682 kg/cm ²
Δ p_{fricción}	0.0403 kg/cm ²
P_{succión}	0.1688 kg/cm ²
P_{saliducto}	26 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.011 kg/cm ²

Caso 3.a.2: Nivel del tanque ½

Tabla ANE 3.24. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 28 [°C], bombeo 6 [hrs], nivel ½ ^[1]

tiempo_{bombeo}	6 horas
Q	57,600 bpd
\emptyset _{tubería succión}	16 pulg
\emptyset _{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	28 °C
Capacidad_{tanque}	1/2
P_{positiva}	0.7253 kg/cm ²
Δ p_{fricción}	0.0403 kg/cm ²
P_{succión}	0.426 kg/cm ²
P_{saliducto}	26 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.2681 kg/cm ²

Caso 3.a.3: Nivel del tanque lleno

Tabla ANE 3.25. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 28 [°C], bombeo 6 [hrs], nivel lleno ^[1]

tiempo_{bombeo}	6 horas
Q	57,600 bpd
\emptyset _{tubería succión}	16 pulg
\emptyset _{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	28 °C
Capacidad_{tanque}	Lleno
P_{positiva}	1.2396 kg/cm ²
Δ p_{fricción}	0.0403 kg/cm ²
P_{succión}	0.9403 kg/cm ²
P_{saliducto}	26 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.7825 kg/cm ²

Caso 3.b.1: Nivel del tanque ¼

Tabla ANE 3.26. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 28 [°C], bombeo 12 [hrs], nivel ¼ ^[1]

tiempo_{bombeo}	12 horas
Q	28,800 bpd
\emptyset _{tubería succión}	16 pulg
\emptyset _{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	28 °C
Capacidad_{tanque}	1/4
P_{positiva}	0.4682 kg/cm ²
Δ p_{fricción}	0.0201 kg/cm ²
P_{succión}	0.3083 kg/cm ²
P_{saliducto}	26 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.1504 kg/cm ²

Caso 3.b.2: Nivel del tanque ½

Tabla ANE 3.27. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 28 [°C], bombeo 12 [hrs], nivel ½ [1]

tiempo_{bombeo}	12 horas
Q	28,800 bpd
Ø_{tubería succión}	16 pulg
Ø_{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	28 °C
Capacidad_{tanque}	1/2
P_{positiva}	0.7253 kg/cm ²
ΔP_{fricción}	0.0201 kg/cm ²
P_{succión}	0.5654 kg/cm ²
P_{saliducto}	26 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.4075 kg/cm ²

Caso 3.b.3: Nivel del tanque lleno

Tabla ANE 3.28. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 28 [°C], bombeo 12 [hrs], nivel lleno [1]

tiempo_{bombeo}	12 horas
Q	28,800 bpd
Ø_{tubería succión}	16 pulg
Ø_{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	28 °C
Capacidad_{tanque}	Lleno
P_{positiva}	1.2396 kg/cm ²
ΔP_{fricción}	0.0201 kg/cm ²
P_{succión}	1.0797 kg/cm ²
P_{saliducto}	26 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.9219 kg/cm ²

Caso 3.c.1: Nivel del tanque ¼

Tabla ANE 3.29. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 28 [°C], bombeo 24 [hrs], nivel ¼ [1]

tiempo_{bombeo}	24 horas
Q	14,400 bpd
Ø_{tubería succión}	16 pulg
Ø_{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	28 °C
Capacidad_{tanque}	1/4
P_{positiva}	0.4682 kg/cm ²
ΔP_{fricción}	0.0101 kg/cm ²
P_{succión}	0.3481 kg/cm ²
P_{saliducto}	26 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.1903 kg/cm ²

Caso 3.c.2: Nivel del tanque ½

Tabla ANE 3.19. Datos obtenidos con tubería de 12 [“], 40 [°C], bombeo 12 [hrs], nivel lleno [1]

tiempo_{bombeo}	24 horas
Q	14,400 bpd
Ø_{tubería succión}	16 pulg
Ø_{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	28 °C
Capacidad_{tanque}	1/2
P_{positiva}	0.7253 kg/cm ²
ΔP_{fricción}	0.0101 kg/cm ²
P_{succión}	0.6053 kg/cm ²
P_{saliducto}	26 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.4474 kg/cm ²

Caso 3.c.3: Nivel del tanque lleno

Tabla ANE 3.31. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 28 [°C], bombeo 24 [hrs], nivel lleno [1]

tiempo_{bombeo}	24 horas
Q	14,400 bpd
Ø_{tubería succión}	16 pulg
Ø_{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	28 °C
Capacidad_{tanque}	Lleno
P_{positiva}	1.2396 kg/cm ²
ΔP_{fricción}	0.0101 kg/cm ²
P_{succión}	1.1196 kg/cm ²
P_{saliducto}	26 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.9618 kg/cm ²

4. Diámetro en la tubería en la succión 16 pulgadas a 40°C.

Caso 4.a.1: Nivel del tanque ¼

Tabla ANE 3.32. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 40 [°C], bombeo 6 [hrs], nivel ¼ [1]

tiempo_{bombeo}	6 horas
Q	57,600 bpd
Ø_{tubería succión}	16 pulg
Ø_{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	40 °C
Capacidad_{tanque}	1/4
P_{positiva}	0.4686 kg/cm ²
ΔP_{fricción}	0.0085 kg/cm ²
P_{succión}	0.2441 kg/cm ²
P_{saliducto}	12 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.0862 kg/cm ²

Caso 4.a.2: Nivel del tanque ½

Tabla ANE 3.33. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 40 [°C], bombeo 6 [hrs], nivel ½ [1]

tiempo_{bombeo}	6 horas
Q	57,600 bpd
Ø_{tubería succión}	16 pulg
Ø_{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	40 °C
Capacidad_{tanque}	1/2
P_{positiva}	0.7253 kg/cm ²
ΔP_{fricción}	0.0085 kg/cm ²
P_{succión}	0.5012 kg/cm ²
P_{saliducto}	12 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.3433 kg/cm ²

Caso 4.a.3: Nivel del tanque lleno

Tabla ANE 3.34. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 40 [°C], bombeo 6 [hrs], nivel lleno [1]

tiempo_{bombeo}	6 horas
Q	57,600 bpd
Ø_{tubería succión}	16 pulg
Ø_{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	40 °C
Capacidad_{tanque}	Lleno
P_{positiva}	1.2396 kg/cm ²
ΔP_{fricción}	0.0085 kg/cm ²
P_{succión}	1.0155 kg/cm ²
P_{saliducto}	12 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.8577 kg/cm ²

Caso 4.b.1: Nivel del tanque ¼

Tabla ANE 3.35. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 40 [°C], bombeo 12 [hrs], nivel ¼ [1]

tiempo_{bombeo}	12 horas
Q	28,800 bpd
Ø_{tubería succión}	16 pulg
Ø_{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	40 °C
Capacidad_{tanque}	1/4
P_{positiva}	0.46815 kg/cm ²
ΔP_{fricción}	0.00238 kg/cm ²
P_{succión}	0.33768 kg/cm ²
P_{saliducto}	12 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.17983 kg/cm ²

Caso 4.b.2: Nivel del tanque ½

Tabla ANE 3.36. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 40 [°C], bombeo 12 [hrs], nivel ½ [1]

tiempo_{bombeo}	12 horas
Q	28,800 bpd
Ø_{tubería succión}	16 pulg
Ø_{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	40 °C
Capacidad_{tanque}	1/2
P_{positiva}	0.7253 kg/cm ²
ΔP_{fricción}	0.0024 kg/cm ²
P_{succión}	0.5948 kg/cm ²
P_{saliducto}	12 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.437 kg/cm ²

Caso 4.b.3: Nivel del tanque lleno

Tabla ANE 3.37. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 40 [°C], bombeo 12 [hrs], nivel lleno [1]

tiempo_{bombeo}	12 horas
Q	28,800 bpd
Ø_{tubería succión}	16 pulg
Ø_{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	40 °C
Capacidad_{tanque}	Lleno
P_{positiva}	1.23961 kg/cm ²
ΔP_{fricción}	0.00238 kg/cm ²
P_{succión}	1.10914 kg/cm ²
P_{saliducto}	12 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.95129 kg/cm ²

Caso 4.c.1: Nivel del tanque ¼

Tabla ANE 3.38. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 40 [°C], bombeo 24 [hrs], nivel ¼ [1]

tiempo_{bombeo}	24 horas
Q	14,400 bpd
\emptyset _{tubería succión}	16 pulg
\emptyset _{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	40 °C
Capacidad_{tanque}	1/4
P_{positiva}	0.4682 kg/cm ²
Δ p_{fricción}	0.0007 kg/cm ²
P_{succión}	0.3605 kg/cm ²
P_{saliducto}	12 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.2026 kg/cm ²

Caso 4.c.2: Nivel del tanque ½

Tabla ANE 3.39. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 40 [°C], bombeo 24 [hrs], nivel ½ [1]

tiempo_{bombeo}	24 horas
Q	14,400 bpd
\emptyset _{tubería succión}	16 pulg
\emptyset _{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	40 °C
Capacidad_{tanque}	1/2
P_{positiva}	0.7253 kg/cm ²
Δ p_{fricción}	0.0007 kg/cm ²
P_{succión}	0.6176 kg/cm ²
P_{saliducto}	12 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.4598 kg/cm ²

Caso 4.c.3: Nivel del tanque lleno

Tabla ANE 3.40. Datos obtenidos con tubería de 16 [“], 40 [°C], bombeo 24 [hrs], nivel lleno [1]

tiempo_{bombeo}	24 horas
Q	14,400 bpd
\emptyset _{tubería succión}	16 pulg
\emptyset _{tubería descarga}	12 pulg
Temperatura_{fluido}	40 °C
Capacidad_{tanque}	Lleno
P_{positiva}	1.2396 kg/cm ²
Δ p_{fricción}	0.0007 kg/cm ²
P_{succión}	1.1319 kg/cm ²
P_{saliducto}	12 kg/cm ²
NPSH_{disponible}	1.9741 kg/cm ²

[1] Fuente: Elaboración propia

ANEXO 4. CURVA CARGA DEL SISTEMA Y POTENCIA DE BOMBEO

En este anexo se muestran los cálculos realizados para los escenarios analizados para obtener la curva carga del sistema y potencia de bombeo.

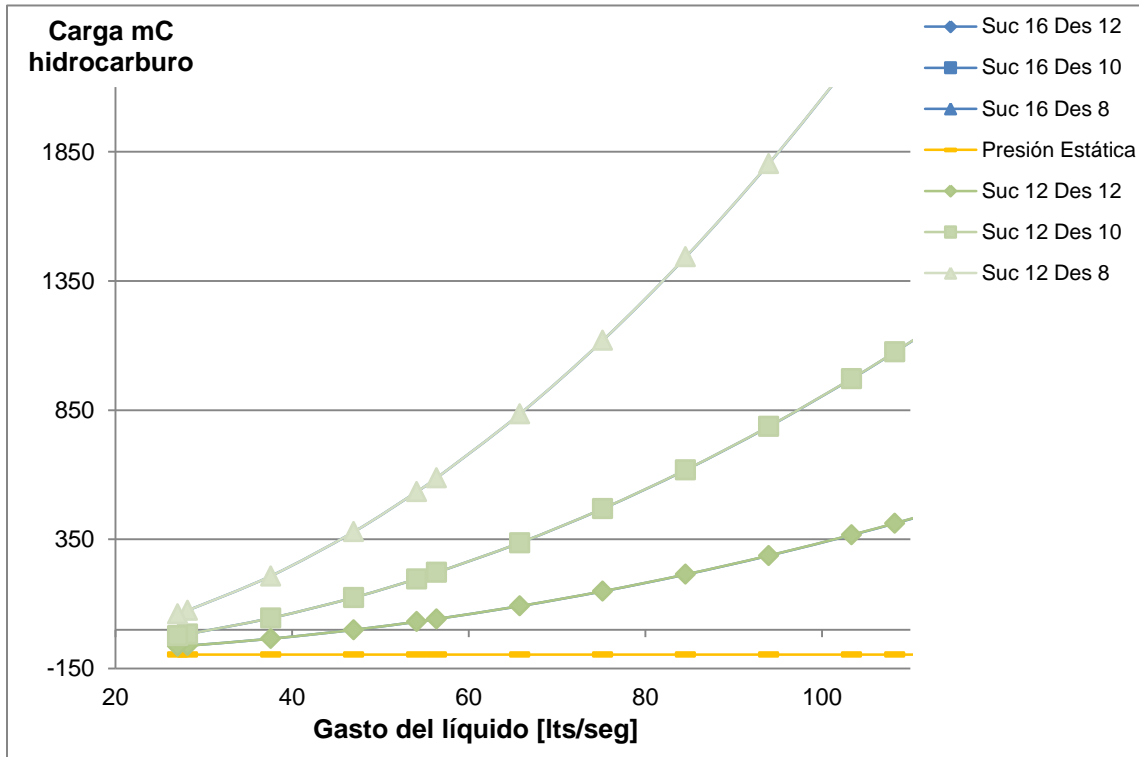


Figura ANE 4.1. Carga del hidrocarburo respecto al gasto del líquido variando los diámetros de succión y descarga a una temperatura fija de 28°C
Fuente: Elaboración propia

ANEXO 4. CURVA CARGA DEL SISTEMA Y POTENCIA DE BOMBEO

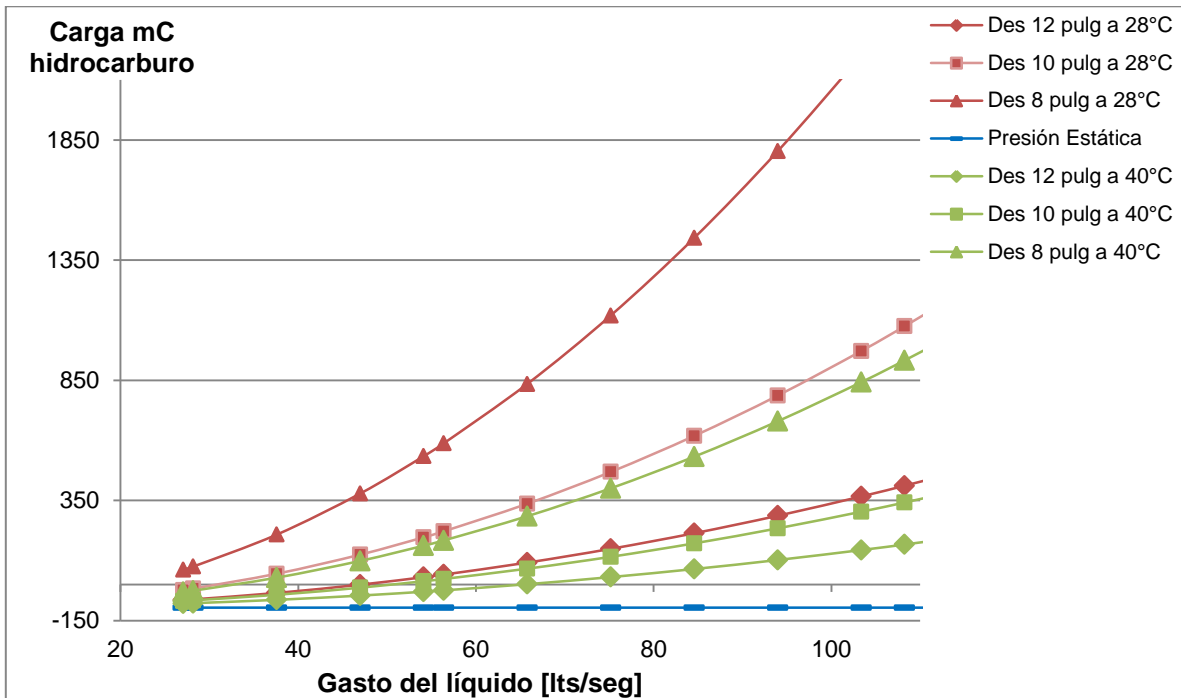


Figura ANE 4.2. Carga del hidrocarburo respecto al gasto del líquido variando el diámetro de descarga y la temperatura, con un diámetro de succión de 12 plg.
Fuente: Elaboración propia

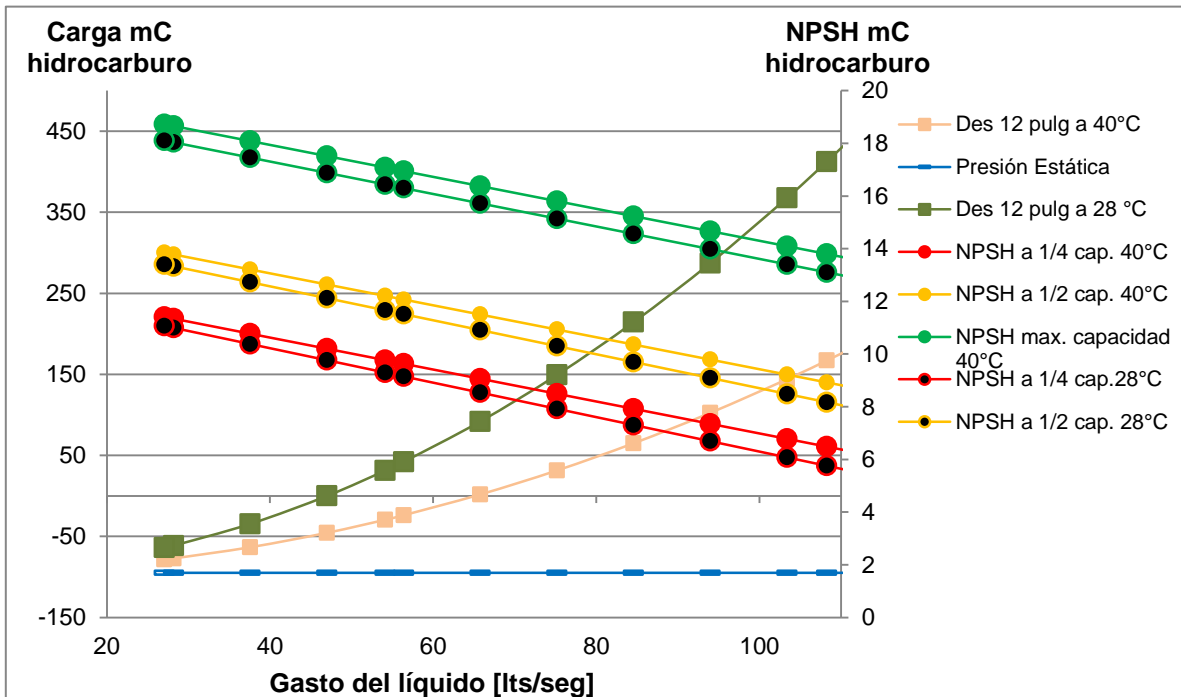


Figura ANE 4.3. Carga del hidrocarburo respecto al gasto del líquido considerando un diámetro fijo de descarga de 12 plg y con un diámetro a la succión de 12 plg variando la temperatura. NPSH del hidrocarburo respecto al gasto variando la capacidad del tanque de almacenamiento y temperatura
Fuente: Elaboración propia

Adame, B. (2013). *Selección del equipamiento mecánico para una planta de bombeo de aguas combinadas en la Delegación Iztacalco* (Tesis licenciatura). FES Aragón, México.

Campos, B. (2013). *Selección de equipo de bombeo centrífugo impulsado por motor eléctrico para manejo de hidrocarburos* (Tesis licenciatura). FES Cuautitlán, México.

Cengel Y. A. (2006). *Mecánica de fluidos fundamentos y aplicaciones*, Ciudad de México, México, Mc Graw-Hill Interamericana.

Cengel Y. A. (2012). *Termodinámica* (Séptima edición), Ciudad de México, México, Mc Graw-Hill Interamericana.

De las Heras, S. (2011). *Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas*. Barcelona España, UPCGRAU.

González, M. (2015). *Diseño y optimización de equipo superficial para el manejo de aceite* (Tesis licenciatura). Facultad de Ingeniería UNAM, México.

Juárez, D. (1988). *Bombas y compresoras en los campos de recolección de hidrocarburos* (Tesis licenciatura). Facultad de Ingeniería UNAM, México.

Lorenzo, E. (2012). *Proyecto mecánico de la estación de bombeo pb1 del acueducto Zapotillo– altos de Jalisco–León, México* (Tesis de licenciatura). Facultad de Ingeniería UNAM, México.

Mataix C. (1986). *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas* (Segunda edición), España, Ediciones del Castillo.

Meherwan P. (2008). *Perry's Chemical Engineers' Handbook* (Octava edición), Estados Unidos, Mc Graw-Hill.

Streeter, V. (1970). *Mecánica de los fluidos* (Cuarta edición), México, Mc Graw-Hill.

Viejo Z. M. (2000). *Bombas teoría, diseño y aplicaciones* (Segunda edición), México, Limusa.