

Tesis de grado en opción al título de Ingeniero Mecánico

Título Propuesta de implementación de una bomba auxiliar de agua para el enfriamiento del aceite de los Motores Fuel- Oil.

Autor: Dayana Urgelles Columbie.

Tutor: Ms.C Rodney Martínez Rojas

Moa - 2018

“Año 60 de la Revolución”



DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

Yo: *Dayana Urgelles Columbie* autor de este trabajo de diploma titulado: *Propuesta de implementación de una bomba auxiliar de agua para el enfriamiento del aceite de los Motores Fuel- Oil*.

en la UEB Generación Motores Fuel Oil Moa y el tutor Ms.C. Ing. Rodney Martínez Rojas declaramos la propiedad intelectual del mismo al servicio del Instituto Superior Minero Metalúrgico y a la empresa UEB Generación Motores Fuel Oil Moa, para que dispongan de su uso cuando estimen conveniente.

Para que así conste firmamos la presente a los __ días del mes de _____ del _____.

Dayana Urgelles Columbie

Nombre completo del autor

Ms.C Rodney Martínez Rojas

Nombre completo del tutor

Hay una fuerza motriz más poderosa que el vapor, la electricidad y la energía atómica: la voluntad”.

“Es preciso hacer la inversión personal en el presente, para así prepararse para el futuro. Inversión personal en educación, inversión personal en disciplina, inversión personal en descubrimiento, inversión personal en ser buen padre de familia”

Albert Einstein

Agradecimientos

La posibilidad de concluir este trabajo de diploma estuvo sustentada en la ayuda y colaboración de varias personas, el trabajo fue arduo y largo el camino transitado. Es por ello que dejo constancia de mi especial agradecimiento:

A Dios quien me sostiene con su brazo poderoso, me guarda del mal camino, me sostiene en las dificultades y me dio la oportunidad de estudiar.

A la Revolución por darme esta oportunidad y muchas más.

A mi familia siendo el motor impulsor y el entusiasmo de este logro.

A mis tutores: Rodney Martínez Rojas y Anneuvís Guíllarte Sanamé, por su apoyo y cooperación para la realización de este trabajo, porque en el momento preciso dieron lo mejor de sí para que este día fuera posible, por su voluntad, orientación y dedicación absoluta durante el desarrollo de la investigación.

Mis profesores, que a lo largo de estos cinco años formaron en mí ese joven de conocimientos revolucionarios y técnicos. También agradezco A todos mis compañeros de aula y de beca la hora de darnos lo mejor de sí, y apoyarnos mutuamente.

A Murphy Pompa por estar siempre ahí en las buenas y malas.

A mi novio Luis Leandro Hernández.

A los nombrados y demás personas que verdaderamente consideran merecer este sincero agradecimiento, y no he nombrado. A todos. Muchas gracias.

Dedicatoria

*En virtud del modesto esfuerzo que esas personas realizan en aras del bienestar de uno mismo y en total conformidad con mis sentimientos dedico este logro personal de manera especial al **Díos** .También es extensiva la dedicatoria:*

A mis padres y hermano: Mirna, Rafael y Carlos por el amor que les profeso y por su apoyo en todo momento de mi vida; que ven en mí la posibilidad del triunfo.

A mi abuela Ana María Corbacho que tanto me quiso.

A mi padrastro Melquíades.

A mi gran familia , hermanos de la Iglesia, amistades y compañeros de aula quienes me ayudaron de una forma u otra a lograr este resultado. De todo corazón les dedico este éxito.

A los compañeros de la empresa UEB Motores Fuel CDE Moa quienes bridaron su apoyo a fin de que fuera posible el desarrollo de esta investigación.

A mis tutores incondicionales.

A todos les dedico este éxito.

El autor

Dayana Urgelles Columbie

Resumen

En el siguiente trabajo se realiza un cálculo verificativo de los parámetros de operación del sistema de recirculación de agua desmineralizada para el enfriamiento de los aceites de los motores MAN. Obteniéndose que el sistema trabaja a caudales alrededor de los $Q = 325 \text{ m}^3/\text{h}$ para mantener una presión de trabajo de 40 m, dado por la elevada resistencia que existe en el sistema. A partir de estos parámetros se realiza una propuesta de selección de una bomba auxiliar con condiciones de parámetros similares para sistema de enfriamiento que sea independiente del motor que garantice el enfriamiento del aceite, cuando dicho motor este apagado. La bomba auxiliar que se recomienda es un abomba centrifuga monobloc NK 100/200 tomada del catálogo BOMBAS GRUNDFOS.

Summary

In the following work a calculation of the operating parameters of the system of recirculation of demineralized water is made for the cooling of the oils of the MAN engines. Obtaining that the system works at flow rates around $Q = 325 \text{ m}^3/\text{h}$ to maintain a working pressure of 40 m, given by the high resistance that exists in the system. Based on these parameters, a proposal is made to select an auxiliary pump with similar parameter conditions for a cooling system that is independent of the engine that guarantees the cooling of the oil, when said engine is off. The recommended auxiliary pump is a NK 100/200 monobloc centrifugal pump taken from the GRUNDFOS PUMPS catalog.

Contenido	
Introducción.....	1
Capítulo 1. Marco teórico-conceptual.....	5
1.1. Introducción.....	5
1.2. Revisión bibliográfica.....	5
1.3. Descripción del flujo tecnológico de la Central Diésel Eléctrica de Moa.....	8
1.4. Descripción del sistema de enfriamiento de los motores MAN 18V48/60B.....	9
1.4.1. Sistema HT (agua a alta temperatura).....	9
1.4.2. Sistema LT (agua a baja temperatura).....	10
1.4.3. Sistema Torre de enfriamiento.....	12
1.4.4. Caracterización del agua de enfriamiento.....	12
1.4.5. Consecuencias de un sistema de enfriamiento deficiente.....	12
1.5. Caracterización del aceite lubricante de los motores MAN 18V48/60B.....	13
1.6. Generalidades sobre el transporte hidráulico.....	13
1.7. Factores a tener en cuenta en la selección de las bombas.....	14
1.8. Principio de funcionamiento de Bombas Centrifugas.....	14
1.8.1. Características de bombas centrifugas:.....	15
1.8.2. Clasificación de bombas centrifugas.....	16
1.8.3. Principales ventajas de las bombas centrifugas:.....	16
1.8.4. Curvas características de las bombas centrifugas.....	17
1.9. Bomba de circulación de agua para el enfriamiento de aceite de motores fuel – oil.....	17
1.10. Eficiencia en sistemas de bombeo.....	18
1.11. Conclusiones del capítulo.....	20
Capítulo 2: Materiales y métodos.....	21
2.1. Introducción.....	21
2.2. Materiales empleados para las mediciones de los parámetros en el sistema de bombeo.....	21
2.3. Metodología de cálculo para la evaluación del sistema de bombeo.....	22
2.4. Método para el análisis de los gastos energéticos.....	25
2.5. Cavitación en bombas centrifugas.....	26
2.6. Conclusiones.....	30
Capítulo 3. Valoración de resultados.....	31
3.1. Introducción.....	31
3.2. Propiedades físicas del agua desmineralizada empleadas en el sistema.....	31
3.3. Análisis del sistema de recirculación de agua para el enfriamiento del aceite de los motores MAN.....	32
3.3.1. Obtención de la curva de la red del sistema de bombeo.....	32

3.3.2. Obtención del punto de trabajo de la bomba para las condiciones dadas.....	34
3.3.3. Análisis del fenómeno de la cavitación del sistema para las condiciones dadas anteriormente.	37
3.4 Propuesta de implementación de un sistema auxiliar de recirculación agua para enfriamiento del aceite de los motores MAN.....	38
3.4.1. Selección de una bomba auxiliar para el enfriamiento del aceite del motor cuando se produce parada imprevista del mismo.....	38
3.5. Valoración económica.....	43
3.5.1. Costo energético para transportar un m ³ de agua desmineralizada.....	44
3.5.2. El costo por mantenimiento de la bomba.....	45
3.7. Impacto Ambiental.....	46
3.8. Conclusiones parciales del capítulo.....	49
Conclusiones generales.....	50
Recomendaciones	51
Bibliografía	52
Anexos	

Contenido

Introducción	¡Error! Marcador no definido.
Capítulo 1. Marco teórico-conceptual.....	¡Error! Marcador no definido.
1.1. Introducción	¡Error! Marcador no definido.
1.2. Revisión bibliográfica.	¡Error! Marcador no definido.
1.3. Descripción del flujo tecnológico de la Central Diésel Eléctrica de Moa. ¡Error! Marcador no definido.	
1.4. Descripción del sistema de enfriamiento de los motores MAN 18V48/60B.. ¡Error! Marcador no definido.	
1.4.1. Sistema HT (agua a alta temperatura)	¡Error! Marcador no definido.
1.4.2. Sistema LT (agua a baja temperatura).....	¡Error! Marcador no definido.
1.4.3. Sistema Torre de enfriamiento	¡Error! Marcador no definido.
1.4.4. Caracterización del agua de enfriamiento.....	¡Error! Marcador no definido.
1.4.5. Consecuencias de un sistema de enfriamiento deficiente.	¡Error! Marcador no definido.
1.5. Caracterización del aceite lubricante de los motores MAN 18V48/60B... ¡Error! Marcador no definido.	
1.6. Generalidades sobre el transporte hidráulico.	¡Error! Marcador no definido.
1.7. Factores a tener en cuenta en la selección de las bombas	¡Error! Marcador no definido.
1.8. Principio de funcionamiento de Bombas Centrifugas	¡Error! Marcador no definido.
1.8.1. Características de bombas centrífugas:.....	¡Error! Marcador no definido.
1.8.2. Clasificación de bombas centrífugas.....	¡Error! Marcador no definido.
1.8.3. Principales ventajas de las bombas centrífugas:	¡Error! Marcador no definido.
1.8.4. Curvas características de las bombas centrífugas	¡Error! Marcador no definido.
1.9. Bomba de circulación de agua para el enfriamiento de aceite de motores fuel – oíl. ... ¡Error! Marcador no definido.	
1.10. Eficiencia en sistemas de bombeo.....	¡Error! Marcador no definido.
1.11. Conclusiones del capítulo.....	¡Error! Marcador no definido.
Capítulo 2: Materiales y métodos	¡Error! Marcador no definido.
2.1. Introducción	¡Error! Marcador no definido.
2.2. Materiales empleados para las mediciones de los parámetros en el sistema de bombeo. ¡Error! Marcador no definido.	
2.3. Metodología de cálculo para la evaluación del sistema de bombeo	¡Error! Marcador no definido.
2.4. Método para el análisis de los gastos energéticos.....	¡Error! Marcador no definido.
2.5. Cavitación en bombas centrífugas	¡Error! Marcador no definido.
2.6. Conclusiones.....	¡Error! Marcador no definido.
Capítulo 3. Valoración de resultados.	¡Error! Marcador no definido.

3.1.	Introducción	¡Error! Marcador no definido.
3.2.	Propiedades físicas del agua desmineralizada empleadas en el sistema. ¡Error! Marcador no definido.	
3.3.	Análisis del sistema de recirculación de agua para el enfriamiento del aceite de los motores MAN. ¡Error! Marcador no definido.	
3.3.1.	Obtención de la curva de la red del sistema de bombeo.. ¡Error! Marcador no definido.	
3.3.2.	Obtención del punto de trabajo de la bomba para las condiciones dadas..... ¡Error! Marcador no definido.	
3.3.3.	Análisis del fenómeno de la cavitación del sistema para las condiciones dadas anteriormente. ¡Error! Marcador no definido.	
3.4	Propuesta de implementación de un sistema auxiliar de recirculación agua para enfriamiento del aceite de los motores MAN..... ¡Error! Marcador no definido.	
3.4.1.	Selección de una bomba auxiliar para el enfriamiento del aceite del motor cuando se produce parada imprevista del mismo ¡Error! Marcador no definido.	
3.5.	Valoración económica..... ¡Error! Marcador no definido.	
3.5.1.	Costo energético para transportar un m ³ de agua desmineralizada ¡Error! Marcador no definido.	
3.5.2.	El costo por mantenimiento de la bomba..... ¡Error! Marcador no definido.	
3.7.	Impacto Ambiental..... ¡Error! Marcador no definido.	
3.8.	Conclusiones parciales del capítulo. ¡Error! Marcador no definido.	
	Conclusiones generales..... ¡Error! Marcador no definido.	
	Recomendaciones ¡Error! Marcador no definido.	
	Bibliografía ¡Error! Marcador no definido.	
	Anexos	

Introducción

El papel de la industria cubana juega un rol importante dentro de la economía nacional; enfrascadas en un gran proyecto de eficiencia energética, con el objetivo de disminuir los costos de operación y producción. Es por ello que el incremento de la eficiencia de los diferentes equipos e instalaciones que las componen, incide considerablemente en la reducción del consumo de portadores energéticos y la utilización de los recursos disponibles.

Resulta indispensable en la situación actual de la economía cubana la reducción de la demanda del consumo de energía, de los costos asociados con ellos y con las inversiones capitales en los equipos eléctricos utilizados en las instalaciones industriales y de servicios. No existe duda alguna que la energía es la fuerza que mueve al mundo de la industria, y para hacer un uso más racional de la misma, en Cuba se han llevado a cabo vigentes esfuerzos encaminados a elevar la eficiencia de los procesos productivos de las diferentes ramas industriales, dada a la gran importancia que tiene el ahorro de la energía eléctrica expresándolo en la revolución energética que ha llevado a cabo por varios años nuestro país con vista a alcanzar los más altos rendimientos económicos.

Resulta imprescindible en la situación actual de la economía cubana la reducción de la demanda del consumo de energía, de los costos asociados con ellos y con las inversiones capitales en los equipos electromecánicos utilizados en las instalaciones industriales y de servicios. Esta necesidad está potenciada por el impacto medioambiental de las tecnologías energéticas.

No existe duda alguna que la energía es la fuerza que mueve al mundo de la industria, y para hacer un uso más racional de la misma, en Cuba se han llevado a cabo vigentes esfuerzos encaminados a elevar la eficiencia de los procesos productivos de las diferentes ramas industriales, dada la gran importancia que tiene el ahorro energético expresándolo en la revolución energética que ha llevado a cabo por varios años nuestro país con vista a alcanzar los más altos rendimientos económicos.

Actualmente en Cuba el 23,7 % de la generación eléctrica se obtiene mediante grupos electrógenos (GE) o centrales eléctricas (CE) de "fuel oil" (generación distribuida), dadas las ventajas que los mismos tienen sobre las termoeléctricas tradicionales en cuanto a: mayor disponibilidad, rapidez para entrar al servicio y menor consumo de combustible. Es importante considerar en la utilización de los grupos electrógenos no solo los beneficios que estos representan, sino también las desventajas ambientales que pueden tener los mismos si no son consideradas todas las medidas correspondientes.

Un ejemplo de esto es la Central Diésel Eléctrica de Moa, reciente inversión llevada a cabo en el municipio cuya capacidad es de 184 MW, se destaca como el mayor grupo electrógeno de fuel oil instalado en nuestro país con el objetivo de mejorar el voltaje en la región oriental y satisfacer la demanda energética de la Empresa Ferróniquel, ya que estará interconectada al Sistema Electro Energético Nacional (SEN) en forma sincronizada, siendo el control de frecuencia ajustado a 60 Hz, asegurando una confiabilidad de un 98,8 % de servicio ininterrumpido y con la posibilidad de generar por sí misma en isla para el municipio y/u otros.

Estas centrales eléctricas (CE) no son más que motores de combustión interna que obtienen energía mecánica directamente de la energía química producida por un combustible ("fuel oil"), que combustiona dentro de las cámaras de combustión.

El proceso productivo de la empresa es sumamente complejo y muy dinámico, en ello intervienen diferentes sistemas formados por máquinas destinadas para un trabajo específico que resultan indispensables para el flujo tecnológico, un ejemplo de esto es el sistema de circulación de agua desmineralizada, el cual es el encargado de enfriar el aceite lubricante de los motores MAN. Esta agua se enfría a través de una bomba centrífuga de voluta que permite la circulación por todo el sistema.

Esta bomba es parte dependiente de los motores MAN, ya que las mismas están acopladas a los mismos. Teniendo el inconveniente de que cuando el motor sufre alguna parada, debido a las altas temperaturas alcanzadas por el aceite. Esta bomba que es la encargada del enfriamiento de los aceites se detiene en conjunto con el motor provocando afectaciones en el sistema de enfriamiento. Lo que provoca

demoras significativas en la puesta en marcha de los motores, ya que es necesario bajarle la temperatura al aceite para el arranque de los motores, estas demoras están en el orden de las seis horas, tiempo en el que se deja de generar electricidad revirtiéndose esto en pérdidas, aumentando así los costos de producción de la energía eléctrica que se deja de generar.

A partir de lo antes planteado establecemos como **Problema** a investigar:

La no existencia de una bomba auxiliar independiente en el sistema de bombeo de agua desmineralizada para el enfriamiento del aceite de los motores MAN, que disminuya el tiempo excesivo en el que incurre el motor en ponerse en marcha por las altas temperaturas del aceite.

Como **Objeto de la investigación** se establece:

Sistema de recirculación de agua de enfriamiento del aceite de los Motores MAN.

Se define como **Objetivo del trabajo**:

Calcular el sistema de recirculación de agua para el enfriamiento del aceite de los motores MAN y la propuesta de implementación de una bomba auxiliar que garantice el enfriamiento del aceite cuando el motor está en parada.

Campo de acción:

Parámetros de operación de sistemas de bombeo de agua.

Sobre la base del problema a resolver se presenta la siguiente **Hipótesis**:

Con la propuesta de implementación de una bomba auxiliar en el sistema de recirculación de agua para el enfriamiento del aceite de los motores MAN, es posible disminuir el tiempo excesivo en el que incurre el motor por las altas temperaturas del aceite, al garantizar un trabajo continuo de dicho sistema.

A continuación se definen los **Objetivos específicos**:

1. Determinar los datos técnicos del sistema de recirculación de agua para el enfriamiento de aceite.
2. Calcular los parámetros de operación del sistema actual
3. Establecer el circuito del sistema q permita la adición de la bomba auxiliar

4. Proponer una bomba auxiliar para el enfriamiento del aceite de los motores MAN.
5. Determinar los costos de transportación y mantenimiento en el que incurre el sistema.

Para lograr el cumplimiento de los objetivos propuestos, se plantean las siguientes

Tareas del trabajo:

1. Búsqueda de información referente a:
 - ✓ Los sistemas de bombeo de agua para el enfriamiento de aceite.
 - ✓ Métodos o procedimientos de cálculo de estos sistemas de bombeo.
 - ✓ Información técnica del tipo de bombeo empleado actualmente y los empleados en estos sistemas (modelos, catálogos, curvas.)
 - ✓ Información técnica del trazado de tuberías de la red (diámetro, longitud, accesorios, material, esquema)
 - ✓ Información técnica de bombas para este tipo de aplicaciones.
2. Establecimiento de un procedimiento de cálculo para el análisis y evaluación de estos sistemas de bombeo.
3. Cálculo, análisis y valoración de los resultados
4. Valoración económica y medioambiental.

Capítulo 1. Marco teórico-conceptual

1.1. Introducción

Para el estudio de una instalación de bombeo es importante realizar una caracterización de los principales elementos que intervienen en el funcionamiento de la misma y del proceso tecnológico del cual forma parte. Teniendo como parte fundamental del trabajo la proposición de un nuevo diseño, basado en la recirculación de agua, es importante abordar los elementos a tener en cuenta para la evaluación de un diseño hidráulico determinado

Objetivo del capítulo:

Realizar un análisis partiendo de la revisión bibliográfica relacionada con el tema y ventajas del proceso en estudio, que conformen la base de la investigación de los sistemas de bombeo de agua, así como los factores que limitan el estado eficiente de los mismos en un proceso industrial.

1.2. Revisión bibliográfica.

Nekrasov (1968) La bomba es una máquina que realiza el trasiego de un líquido mediante la impulsión y a veces la aspiración. Desde el punto de vista físico, el trabajo de la bomba consiste en la transformación de la energía mecánica del motor (mando) en energía del líquido, es decir, la bomba comunica cierta potencia al líquido que fluye a través de ésta. La reserva de energía que adquiere el líquido en la bomba, permite superar las resistencias hidráulicas al flujo y elevarse en la altura geométrica. La energía la adquiere la bomba en cada unidad de peso de líquido, es decir, el incremento de su energía específica, tiene dimensión lineal y representa la altura que crea la bomba durante su funcionamiento. La energía recibida por ella del motor se transforma en energía potencial, cinética y, en un grado insignificante, calorífico del flujo del líquido.

El funcionamiento de la bomba, acoplada al sistema se encuentra en dependencia de las propiedades hidráulicas de este sistema, llamado red, por lo que el mismo debe mantenerse estable. La energía suministrada a la bomba durante su funcionamiento, sufre cambios de transformación de la energía, parte de la energía

mecánica se pierde inevitablemente a causa de las pérdidas hidráulicas, mecánicas y fugas.

La bomba de circulación se caracteriza por la llamada “curva característica”, que expresa el caudal que pueden suministrar en función de la altura de elevación.

La curva característica es una función decreciente que tiene dos puntos singulares: el punto de máxima altura de elevación (H_{max}), con caudal nulo, y el punto de máximo caudal (Q_{max}), con altura de elevación nula. Entre estos dos puntos la bomba puede proporcionar cualquier caudal comprendido entre 0 y Q_{max} , a cualquier altura de elevación comprendida entre 0 y H_{max} . Skelland (1970)

Steffe y Morgan (1986) plantean que generalmente, las bombas no deben funcionar en los valores extremos o cerca de ellos, aunque hay bombas que si pueden hacerlo. Por ello se deberá escoger el tipo de bomba adecuado.

Rabinovich (1987) La energía producida por la bomba debe vencer la resistencia que opone el fluido a su paso por la tubería y mantener la presión deseada en cualquier punto de la instalación. Por tanto, el calibre de la bomba dependerá del caudal de fluido a impulsar y de la pérdida de presión en el circuito hidráulico. Además, se tendrá presente en la selección del grupo el tipo de fluido circulante.

El coeficiente o factor de fricción es un parámetro de diseño importante al considerar las pérdidas de energía mecánica en el transporte de fluidos a través de tuberías, ya sea para evaluar la potencia necesaria, o para estimar el diámetro del conducto, entre otros aspectos (Ibarz et al., 2001), (Vélez, 2003). Este coeficiente de fricción puede obtenerse con la pérdida de presión que se da en un segmento de tubo y/o accesorio, o bien puede evaluarse por medio de modelos, o gráficas propuestas para tal propósito (Charm, 1971); (Macedo, 2001). La información que existe ha sido desarrollada principalmente para fluidos de tipo newtoniano.

Los trabajos realizados por Nekrasov (1986), son de considerables aportes, los mismos abordan la temática relacionada con la teoría general de la hidráulica, en esta publicación existe una amplia conceptualización de las leyes y principios físicos relacionados con el transporte hidráulico y constituyen un pilar fundamental para la comprensión de la misma en sus más diversas formas, en este trabajo se exponen

diferentes situaciones prácticas donde se vinculan los fenómenos de movimientos hidráulicos con los equipos e instalaciones existentes en las industrias metalúrgicas, así como, en otras empresas donde se aplica este método de transporte.

Karelin, B. (1975), plantea que en las bombas centrífugas se puede dividir el fenómeno de la cavitación en 2 regímenes críticos. El primer régimen corresponde con el momento de inicio de la cavitación; en las curvas de cavitación este régimen se caracteriza por el inicio de la disminución de la carga y la eficiencia. El segundo régimen crítico corresponde con el momento de caída abrupta de los parámetros de trabajo de la bomba; en las curvas de cavitación este segundo régimen está caracterizado por la caída precipitada de los parámetros de la bomba. Las curvas características para analizar los 2 regímenes de cavitación es una dependencia de los parámetros: carga, eficiencia y potencia en función de la reserva cavitacional, curvas no divulgadas en los pasaportes de la máquina. Este autor plantea además que el trabajo de las bombas en regímenes de cavitación no debe permitirse, porque afecta los parámetros de trabajo, daña el equipo y termina por destruirla, disminuye el rendimiento e incrementa el consumo energético y que en la succión de una bomba debe garantizarse una cantidad de energía crítica (carga efectiva Δh_s , por encima de la tensión de vapor), para vencer las del impulsor.

Pérez, R. (2000), analiza procedimientos que permiten valorar y consecuentemente elegir las bombas centrífugas a partir de los datos técnicos aportados por el fabricante. La cavitación es un fenómeno frecuente en el trabajo de estas máquinas, influye considerablemente en los indicadores técnicos - económicos y depende no sólo del sistema, sino también de la calidad del diseño y construcción del equipo. No menos importancia tiene los materiales con los que se construyen estos equipos. Además, en el año 2004 define que la reserva requerida de cavitación $NPSH_R$, es un parámetro que depende de las peculiaridades constructivas de la bomba y es mayor para bombas con el rodete en voladizo, que para las que tienen el rodete entre apoyos.

1.3. Descripción del flujo tecnológico de la Central Diésel Eléctrica de Moa.

La Central Diésel Eléctrica de Moa es una de las industrias encargadas de producir energía eléctrica para el Sistema Electro Energético Nacional (SEN), mediante la transformación de la energía calorífica del combustible en energía mecánica y luego en energía eléctrica usando diez motores de combustión interna (MAN 18V48/60B) acoplados a generadores de 18.4 MW. Trabajan con combustible pesado FUEL-OIL aunque, arrancan y paran con diésel para evitar incrustaciones en el sistema de inyección.

La materia de servicio se recibe en el descargadero donde comienza su proceso de recepción. En el caso del fuel-oíl se recibe mediante las bombas P081 A, B y C con destino hacia los tanques T059 A y B, que posteriormente las centrífugas A, B, C, D, y E purifican para los tanques T022 A y B donde las bombas P018 A o B y C o D succionan el combustible pasándolo por un módulo de filtro automático MOD-009 recirculando para el mismo tanque al pasar por un cabezal para cada nave de donde toman para su consumo los motores. El diésel es recibido por las bombas P082 A y B, y enviado para el tanque T003 de donde lo succionan las bombas P008 A o B y C o D las cuales lo impulsan pasándolo por un módulo de filtro MOD-003 A y B, y recirculando al mismo tanque mediante dos cabezales, uno para cada nave en los que de igual forma toman los motores para su consumo. En el caso del aceite lo reciben las bombas P083, lo envían para el tanque T012 hasta que se vaya a usar para el relleno de algún cárter de los motores usando las bombas P012 A o B.

Debido a la elevada viscosidad del combustible pesado fuel-oíl es necesario en la planta el uso del vapor para todo su proceso. Es por ello que existen diez Calderas Recuperativas que usan los gases de escape producto de la combustión de los motores para la producción de vapor de agua. Además de estas calderas recuperativas existe también una Caldera Auxiliar de dos etapas para el comienzo de la generación de vapor cuando no hay motores en servicio.

Para el trabajo tanto de las calderas como el enfriamiento de los motores en la instalación existe una planta de tratamiento químico del agua que consta de tres partes o procesos:

1. Actiflos 1 y 2 encargados de clarificar el agua.
2. Filtros de arena 1 y 2 encargados de filtrar el agua.
3. Osmosis inversa 1 y 2 encargadas de la desmineralización del agua.

El agua industrial proveniente de la potabilizadora situada en Pedro Soto Alba que llega al emplazamiento mediante 15 km de tubería de 200 mm de diámetro y se almacena en una cisterna de 100 000 m³ para de ahí iniciar su tratamiento en la planta.

Existen dos naves de generación que es donde se encuentran situados los motores con sus respectivos generadores y equipos auxiliares.

Como centro de mando de la instalación está la Sala de Control desde donde se realiza el trabajo coordinado de operación de la central y con el Despacho Nacional de Carga que es quien rige la política de operación en el país.

1.4. Descripción del sistema de enfriamiento de los motores MAN 18V48/60B

1.4.1. Sistema HT (agua a alta temperatura)

Se utiliza para refrigerar el aire de sobrealimentación en la primera etapa del turbo cargador mediante el enfriador HE010 y refrigerar los cilindros del motor.

En operación normal, la bomba P-002 (propia del motor) trasiega el medio refrigerante (agua desmineralizada con aditivo anticorrosivo) hacia el motor pasando primeramente por el enfriador del aire de sobrealimentación de admisión HE010 (fase 1) luego se dirige internamente hacia los cilindros y fluye fuera del motor. A continuación se dirige al enfriador del agua refrigerante del motor HE-053, donde vuelve a entrar en circulación a través de la válvula de regulación de temperatura MOV002 hacia la bomba P-002.

El sistema HT está compuesto por los siguientes equipos:

- ✓ Bomba P-002, Circula el agua refrigerante del motor durante la marcha a revoluciones completas. Bomba centrífuga accionada por eje acoplado al cigüeñal, con un flujo de 220 m³/h y una presión de 4,5 bar.

- ✓ Válvula de regulación de temperatura MOV002 (tipo mezcladora): Mantiene el agua de refrigeración hacia el motor a una temperatura constante de 90°C durante toda la carga.
- ✓ Recipiente de expansión T002 (500 L): Este recipiente forma parte de una unidad dividida interiormente de forma independiente, (T002 y T004) con la finalidad de retener el volumen creciente cuando el agua se calienta durante el funcionamiento. El depósito en ambas mitades tiene instaladas válvulas de seguridad para limitar la presión de los gases de expansión del agua.
- ✓ Enfriador del circuito de agua de refrigeración del motor: Se utiliza para retirar el calor acumulado en el sistema del agua refrigerante de los cilindros HE-053.
- ✓ Intercambiador de calor central (LT-torre de enfriamiento) HE-019.
- ✓ Bomba P-070: Bomba de enfriamiento centrífuga accionada por un motor eléctrico, circula el agua en el esquema de HT durante el arranque y parada del Motor, flujo de 36m³/h y presión 3,162 bar.
- ✓ T-081: Estación dosificadora / agua de refrigeración del sistema, capacidad 50L.

1.4.2. Sistema LT (agua a baja temperatura)

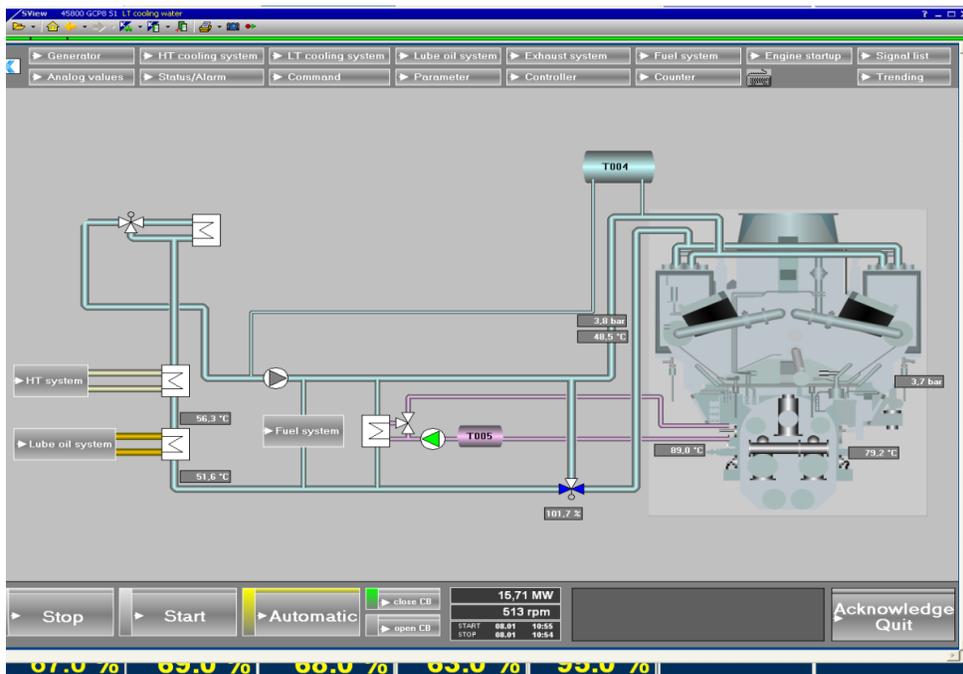


Figura 1.1. Sistema LT (agua a baja temperatura)

En operación normal, la bomba P-025 (propia del motor) trasiega el fluido (agua desmineralizada con aditivo anticorrosivo) a presión de 1.1 bar y caudal de 310 m³/h desde su medio de enfriamiento (intercambiador de placas HE-019) hasta la segunda etapa de enfriamiento del aire de sobrealimentación en el turbo cargador pasando por la válvula de tres vías MOV003 la cuál determina según su temperatura si recircula el agua nuevamente o no al turbo, luego interviene en el enfriamiento del módulo de toberas y en el enfriamiento del diésel en el MOD008 booster y es entonces cuando llega al intercambiador HE002 para enfriar el aceite de lubricación del motor, finalizando su recorrido en el intercambiador HE053 intercambiando temperatura con el agua HT (se repite el ciclo).

El sistema LT está compuesto por los siguientes equipos:

- ✓ Bomba 01-P-025: Bomba centrífuga para la circulación del agua con protección antioxidante en todo el circuito con una capacidad de 340 m³/h y 4,5 bar en la descarga, accionada por un motor eléctrico de 440 V, 66 kW, 97,8 A y 1750 rpm.
- ✓ Válvula de regulación de temperatura MOV003 (tipo mezcladora): Ajusta flujo de agua de refrigeración al enfriador de aire de carga de la fase 2 mediante un controlador automático que toma como referencia la temperatura del aire del ambiente en la zona de aspiración y del aire comprimido en dicha etapa del turbo cargador, evitando así entrada de condensado al motor.
- ✓ Recipiente de expansión T004 (1000 L): Este recipiente forma parte de una unidad dividida interiormente de forma independiente, (T002 y T004) con la finalidad de retener el volumen creciente cuando el agua se calienta durante el funcionamiento. En ambas mitades tienen instaladas válvulas de seguridad para limitar la presión de los gases de expansión del agua.
- ✓ Enfriador de Aire de Carga Etapa 2 HE008: Refrigerar el aire de sobrealimentación antes de entrar a los cilindros del motor.
- ✓ T-082: Estación dosificadora / agua de refrigeración del sistema, capacidad 50L.
- ✓ HE003 (sección LT): Enfriador del agua del circuito de HT.

1.4.3. Sistema Torre de enfriamiento

Se utiliza para el enfriamiento del LT (agua a baja temperatura) mediante el Intercambiador HE-019 (anexo 1): El fluido (agua cruda clarificada con aditivo) de la torre de enfriamiento es succionada por las bombas P004 A y B pasando por una válvula auto neumática que permite la circulación del agua según la bomba seleccionada descargando a la entrada del Intercambiador HE-019 con una presión y caudal de 1 bar y 360 m³/h respectivamente, al salir cae por la torre de enfriamiento en forma de llovizna que es donde los ventiladores A y B extraen el calor adquirido anteriormente.

1.4.4. Caracterización del agua de enfriamiento

El agua de refrigeración del motor, al igual que el aceite lubricante, es un medio que debe ser cuidadosamente seleccionado, tratado y controlado. De lo contrario, en las superficies de contacto del sistema de refrigeración con el agua puede producirse corrosión, erosión y cavitación, y también pueden formarse depósitos. Los depósitos dificultan la transferencia de calor, pudiendo provocar una sobrecarga térmica en los elementos a refrigerar. Antes de la primera puesta en servicio del sistema se debe realizar un tratamiento con agentes anticorrosivos. Para el servicio posterior se deben mantener siempre las concentraciones prescritas por el fabricante del motor. Ello es especialmente relevante en lo relativo a la incorporación de aditivos químicos.

1.4.5. Consecuencias de un sistema de enfriamiento deficiente.

- ✓ Desgaste prematuro de partes por sobrecalentamiento en especial del pistón con la pared del cilindro.
- ✓ Pre ignición y detonación.
- ✓ Daños a componentes del motor o accesorios del mismo.
- ✓ Corrosión de partes internas del motor.
- ✓ Entrada de refrigerantes a la entrada del motor.
- ✓ Entrada de refrigerantes a la cámara de combustión.
- ✓ Fugas de refrigerantes contaminando el aceite lubricante.
- ✓ Evaporación del lubricante.

- ✓ Formación de películas lubricantes sobre elementos que transfieren calor.
- ✓ Sobreconsumo de combustible.
- ✓ Formación de lodos por baja o alta temperaturas en el aceite lubricante.

1.5. Caracterización del aceite lubricante de los motores MAN 18V48/60B

Para los aceites lubricantes de alcalinidad media no existen especificaciones internacionales. Por ello es necesario realizar un funcionamiento de prueba de duración correspondiente a las indicaciones del fabricante.

Para cumplir con los mayores requerimientos respecto del aceite lubricante en el servicio estacionario, MAN Diésel& Turbo ofrece un aceite lubricante con una tecnología de aditivos seleccionada que brinda una performance óptima aún bajo la mayor exigencia: Prime ServLube. Sólo deben emplearse aceites lubricantes autorizados por MAN Diésel & Turbo.

El aceite base SAE40 (aceite lubricante + aditivos) debe poseer un estrecho margen de destilación y ser refinado con procedimientos modernos. Si contiene parafinas, éstas no deben afectar a la estabilidad térmica ni a la estabilidad de oxidación.

1.6. Generalidades sobre el transporte hidráulico.

El transporte de fluidos por tubería consiste en el traslado de sustancias de trabajo mediante un conducto, en muchos casos cilíndrico, de un determinado material y espesor. Para que esto sea posible generalmente interviene la acción de una máquina hidráulica, que toma el nombre de bomba cuando transfiere energía mecánica al fluido; o turbina cuando adquiere energía hidráulica del mismo. Su aplicación en la industria del níquel está determinada en gran parte por las significativas ventajas que este presenta sobre los demás tipos de transporte como: los de canal o por medios motorizados. A continuación citamos las ventajas más importantes. .(Reyes, 2007).

1. Garantiza un proceso tecnológico continuo disminuyendo considerablemente el volumen de operaciones principales.
2. Eleva la productividad de trabajo.
3. Fácil mantenimiento mecánico.

4. Posibilita la automatización de todo el proceso de transportación.
5. Las instalaciones y equipos principales son relativamente pequeños y de poco peso.
6. Transporta por perfiles irregulares.

1.7. Factores a tener en cuenta en la selección de las bombas

(Kenneth 2008)

- ✓ Las propiedades físicas del líquido, como el peso específico, tensión de vapor, viscosidad, temperatura, sólidos en suspensión, etc;
- ✓ El NPSH d, presión de aspiración e impulsión de la máquina
- ✓ Disponibilidades de la planta (agua limpia a temperatura ambiente, agua caliente, vapor a baja presión, inyección de fuente externa, metanol, etc.)
- ✓ Tipo y dimensiones de la bomba, velocidad, diámetro del eje y/o camisa del eje, diámetro interior de la cámara del cierre, longitud de la cámara del cierre, distancia entre la cámara del cierre y el primer apoyo, cliente final, lugar de instalación de la planta, etc

1.8. Principio de funcionamiento de Bombas Centrifugas

Las bombas centrifugas o bomba roto dinámica es la máquina más utilizada para el bombeo de líquidos en general esta son rotatorias y transforma la energía mecánica de un impulsor en energía cinética o de presión de un fluido incompresible. El fluido entra por el centro del rodete, que dispone de más alabes para conducir el fluido, por efecto de la fuerza centrífuga es impulsado al exterior, donde es recogido por la carcasa o cuerpo de la bomba. Debido a la geometría del cuerpo, el fluido es conducido hacia las tuberías de salida o hacia el siguiente rodete. Estas máquinas están basadas en la ecuación de Euler. Se aplica energía procedente de una fuente exterior al eje que hace girar el rodete, dentro de la envoltura fija. Los álabes o paletas del rodete, al girar, producen un vacío parcial en la entrada o boca del rodete. Esto hace que el líquido entre en el rodete desde la tubería de aspiración. Este líquido es impulsado hacia afuera, a lo largo de las paletas, con una velocidad creciente. La carga de velocidad que ha adquirido cuando abandona los extremos de

las aletas se transforma en carga de presión cuando el líquido pasa dentro de la cámara en voluta y sale de ésta por la descarga.

1.8.1. Características de bombas centrífugas:

Las bombas centrífugas mueven un cierto volumen de líquido entre dos niveles; son pues, máquinas hidráulicas que transforman un trabajo mecánico en otro de tipo hidráulico. Los elementos constructivos de que constan son:

- a) Una tubería de aspiración: que concluye prácticamente en la brida de aspiración.
- b) El impulsor o rodete: formado por una serie de álabes de diversas formas que giran dentro de una carcasa circular. El rodete va unido solidariamente al eje y es la parte móvil de la bomba.

Los álabes del rodete someten a las partículas de líquido a un movimiento de rotación muy rápido, siendo proyectadas hacia el exterior por la fuerza centrífuga, de forma que abandonan el rodete hacia la voluta a gran velocidad, aumentando su presión en el impulsor según la distancia al eje. La elevación del líquido se produce por la reacción entre éste y el rodete sometido al movimiento de rotación; en la voluta se transforma parte de la energía dinámica adquirida en el rodete, en energía de presión, siendo lanzados los filetes líquidos contra las paredes del cuerpo de bomba y evacuados por la tubería de impulsión.

La carcasa, (voluta), está dispuesta en forma de caracol, de tal manera, que la separación entre ella y el rodete es mínima en la parte superior; la separación va aumentando hasta que las partículas líquidas se encuentran frente a la abertura de impulsión; en algunas bombas existe, a la salida del rodete, una directriz de álabes que guía el líquido a la salida del impulsor antes de introducirlo en la voluta.

c) Una tubería de impulsión: La finalidad de la voluta es la de recoger el líquido a gran velocidad, cambiar la dirección de su movimiento y encaminarlo hacia la brida de impulsión de la bomba. La voluta es también un transformador de energía, ya que disminuye la velocidad (transforma parte de la energía dinámica creada en el rodete en energía de presión), aumentando la presión del líquido a medida que el espacio entre el rodete y la carcasa aumenta. (Ramos (1994).

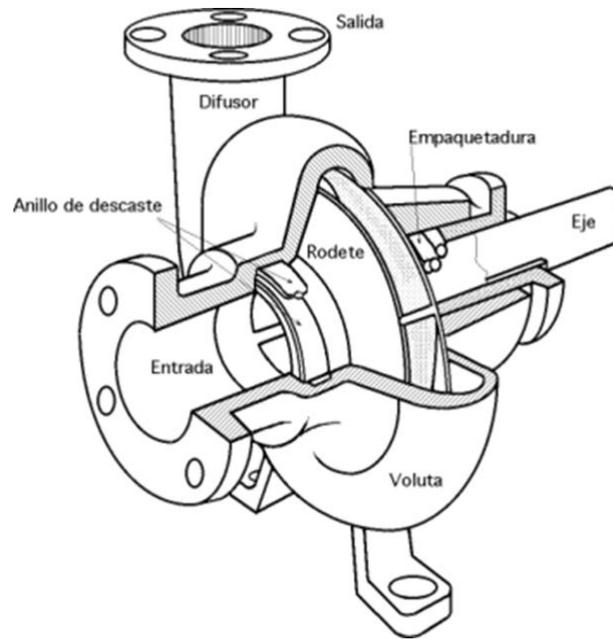


Figura 1.2 Bomba centrífuga, disposición, esquema y perspectiva.

1.8.2. Clasificación de bombas centrífugas

En las bombas centrífugas la energía se comunica al líquido por medio de álabes en movimiento de rotación, a diferencia de las de desplazamiento volumétrico o positivo, rotativas (de engranajes, tornillos, lóbulos, levas, etc. y alternativas de pistón, de vapor de acción directa o mecánicas. Estas se clasifican de acuerdo:

- Dirección del flujo: radial, axial y mixta.
- Posición del eje de rotación o flecha: horizontales, verticales e inclinadas.
- Diseño de la carcasa (forma): voluta y las turbinas.
- Diseño de la mecánica: axialmente bipartidas y las radialmente bipartidas.
- Forma de succión: sencillas y dobles.

(Ramos (1994).

1.8.3. Principales ventajas de las bombas centrífugas:

Las principales ventajas de la bomba centrífuga son su sencillez, su bajo costo inicial, su gasto uniforme (sin pulsaciones), el pequeño espacio que ocupa, su gasto de conservación bajo, su funcionamiento silencioso y la adaptabilidad para su acoplamiento a un motor eléctrico o una turbina. Caudal constante, presión uniforme,

intercambiador de aceite donde lo enfría hasta que adquiera una temperatura adecuada para ingresar al motor.

Plano de la bomba

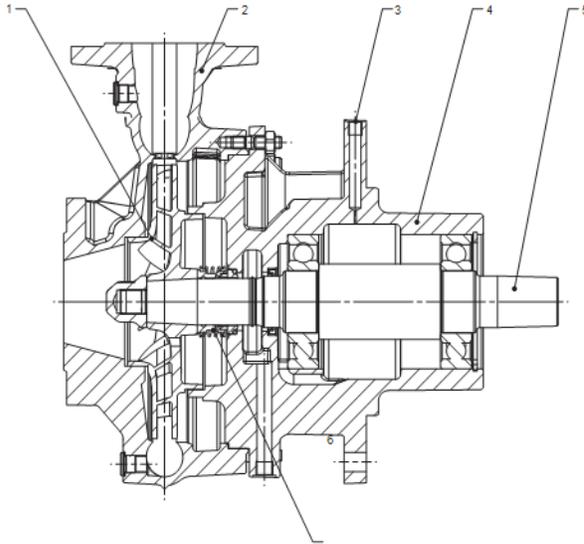


Figura 1.4. Estructura Bomba NSG100-250 U3.23.D-W0

1. Impulsor
2. Voluta
3. Alimentación de aceite
4. Soporte de cojinete
5. Eje
6. Sello del eje
7. Tope del aislamiento térmico

1.10. Eficiencia en sistemas de bombeo

Una forma de conocer las condiciones en que operan los equipos, es evaluando su eficiencia a través de la medición parámetros, tales como: gasto de operación, nivel estático, nivel dinámico, factor de potencia, potencia activa y aparente, corriente y tensión eléctrica, entre otros.

Conociendo la eficiencia electromecánica con la que trabaja el equipo, estamos en condiciones de determinar las causas que limitan su operación eficiente y en función de esto, proponer acciones para sustituir, dar mantenimiento o rehabilitar el equipo según sea el caso, con la finalidad de incrementar dicha eficiencia.

Las bombas de diafragma se diseñan para operar eficientemente a una carga, un gasto y una velocidad específica. A este punto de operación, se le conoce como: “punto de mejor eficiencia”. Considerando el costo de la energía, es más eficiente operar la bomba en este punto. Los equipos a menudo no operan en estas condiciones, debido a cambios en la operación del sistema y a la dificultad de igualar las condiciones de operación con el punto de mejor eficiencia de la bomba. Al operar el equipo fuera de este punto, se requiere de un esfuerzo adicional en algunas partes de la bomba y puede ocasionar daños en esta. Por otra parte, operar los equipos a una mayor capacidad respecto al punto de óptima eficiencia puede provocar mayores daños, ejemplo de ello es mayor la torsión, flexión o desviación de la flecha, la carga neta positiva de succión requerida puede ser mucho mayor que la disponible, ocasionando erosión, ruido, vibración debido a las altas velocidades del líquido, y sobre todo dando partida a la aparición del fenómeno de la cavitación.

Elementos que intervienen en la eficiencia de sistemas de bombeo

Existen factores que inciden directamente en la eficiencia de un equipo de bombeo, en general estos corresponden a la fabricación del diseño del equipo, entre los principales se tienen los siguientes:

- Pérdidas volumétricas: estas pérdidas son indicativas de una circulación de flujo del lado de alta presión al de baja presión del impulsor, aunque en general, estas pérdidas son pequeñas, pueden tomar importancia bajo condiciones de desgaste o desajuste de la bomba.
- Pérdidas hidráulicas: constituyen la diferencia entre la carga que podría obtenerse de la energía disponible en el impulsor y aquella que realmente se desarrolla, las más importantes son por choque de entrada, generadas por el cambio de dirección del líquido y por fricción del líquido, al fluir.
- Pérdidas mecánicas: se deben principalmente a la fricción de cojinetes, empaques o sellos y la fricción del disco generado entre los lados del impulsor y el líquido.
- Caracterización del líquido: las condiciones del fluido a manejar, tienen consecuencias sustantivas sobre la operación de las bombas centrífugas. Ya que pueden afectar la construcción del equipo, y, por lo tanto, el rendimiento y

la potencia. Entre las más importantes tenemos la corrosión, temperatura a manejar, tamaño de las partículas en el líquido y uso al que se destinará, entre otras. Mientras más desfavorables sean las condiciones, mayores serán las exigencias constructivas en cuanto a materiales, metalurgia, tipo de impulsores, accesorios propios de la bomba, entre otros.

en marcha la bomba. Una bomba nueva se debe operar con los impulsores ajustados a la mitad del juego lateral de acuerdo con las recomendaciones del fabricante, esto es con el objetivo de que las gravillas o arena presentes en el agua, no provoquen un desgaste excesivo en la bomba lo cual afectaría la bomba, especialmente a los impulsores. Una vez que el agua deje de salir con gravillas o arena, los impulsores se podrán ajustar a su posición de trabajo más eficiente. Por otra parte, las bombas que poseen un impulsor de acero inoxidable resultan ser menos eficientes que las de bronce.

1.11. Conclusiones del capítulo

- Se exponen aspectos generales sobre el transporte hidráulico. Así como conceptos y teorías referentes a la investigación.
- Se expusieron los parámetros que afectan la eficiencia de un sistema hidráulico.
- Se exponen las características más importantes de la bomba de centrifugas.

Capítulo 2: Materiales y métodos

2.1. Introducción

El proceso de enfriamiento de fluidos en los motores de combustión interna depende de diversos parámetros los cuales deben ser considerados en el procedimiento de cálculo. El conocimiento del proceso y el desarrollo de expresiones matemáticas que representen el fenómeno físico permiten la interpretación de las múltiples situaciones que se presentan durante su análisis.

El objetivo de este capítulo es establecer el procedimiento de cálculo de los parámetros de trabajo del sistema de enfriamiento del aceite de los motores MAN18V48/60B pertenecientes a la Central Diesel Eléctrica de Moa.

2.2. Materiales empleados para las mediciones de los parámetros en el sistema de bombeo.

Para efectuar la medición de las diferentes variables presentes en el sistema hidráulico fue necesario el uso de algunos instrumentos de medición. El empleo de los mismos fue posible gracias a la disposición por parte del personal encargado de la empresa de proveer el instrumento específico para cada evaluación y supervisar el proceso de medición.

- ✓ Cinta métrica de 10 metros.
- ✓ Fluxómetro
- ✓ Manómetro.

Cinta métrica: Esta tiene gran utilización en la industria, en específico en el departamento de diseño, la cual se utiliza para la medición de tramos rectos y muy largos; en el trabajo se utilizó para los tramos largos de tubería con fácil acceso.

Fluxómetro: instrumento para medir el flujo de agua que pasas por una tubería.

Manómetro: Instrumento para medir presión manométrica.

2.3. Metodología de cálculo para la evaluación del sistema de bombeo

La siguiente metodología de cálculo brinda las expresiones necesarias para el análisis del sistema de bombeo, a partir de la obtención de la curva que caracteriza el comportamiento del fluido a lo largo de la línea; teniendo en cuenta el caudal en función de la altura de carga de la red. El procedimiento presentado se ha tomado según Nekrasov, (1968).

Velocidad del fluido

Para determinar la velocidad del lodo en el interior de la línea o tubería primeramente se tiene en cuenta la ecuación de continuidad, que expresa lo siguiente:

$$Q = v \cdot A \quad 2.1$$

Al despejarse la velocidad se obtiene:

$$v = \frac{Q}{A} \quad 2.2$$

Dónde:

v: velocidad del fluido (lodo), m/s.

Q: caudal del fluido, m³/s.

A: área de la sección transversal de la tubería, m².

Sustituyéndose la fórmula del área en la ecuación 1.2 se puede calcular la velocidad de la siguiente forma:

$$v = \frac{4Q}{\pi \cdot D^2} \quad 2.3$$

Número de Reynolds

El número de Reynolds está definido por la siguiente expresión:

$$Re = \frac{v \cdot D \cdot \rho}{\mu} \quad 2.4$$

Dónde:

Re: Número de Reynolds del fluido, (adimensional).

D: Diámetro de la tubería, m.

ρ : Densidad de del lodo, kg/m³.

μ : Viscosidad dinámica del lodo, Pa s.

Coefficiente de pérdidas por rozamiento

El coeficiente de pérdidas de carga por el rozamiento del fluido en el interior del sistema de tubería varía según el tipo de régimen, y está determinado como sigue.

➤ Para régimen laminar, con número de Reynolds menor que 2300:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad 2.5$$

Dónde:

λ : Coeficiente de pérdida de carga por rozamiento.

➤ Para régimen turbulento, con número de Reynolds mayor que 2300:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad 2.6$$

Resistencia mecánica de la línea

Mediante la fórmula siguiente es posible calcular la resistencia mecánica que ofrece la tubería por la cual es transportado el fluido:

$$R = \left(\sum \xi + \lambda \frac{L}{D} \right) \frac{8}{\pi^2 \cdot g \cdot D^4} \quad 2.7$$

Dónde:

R: Coeficiente de resistencia mecánica de la línea, s²/m⁵.

ξ : Coeficiente de pérdidas locales de la línea.

L: Longitud de la línea, m.

g: Constante de la gravedad, m/s².

Altura de carga de la red

Mediante la ecuación 2.8, proveniente del despeje de la ecuación de D. Bernoulli para la corriente de líquido real, es posible obtener la altura de carga de la red. Aparecen los coeficientes de resistencia mecánica para cada variación de diámetro.

$$H_{red} = \Delta Z + R \cdot Q^2 \quad 2.8$$

Donde:

ΔZ - altura geométrica; (m),

R - coeficiente de resistencia.

El coeficiente de resistencia R se calcula empleando las siguientes fórmulas:

$$R = \left(\sum \zeta + \lambda \cdot \frac{l}{d} \right) \cdot \frac{8}{g \cdot \pi^2 \cdot d^4} \quad \text{y} \quad m = 2 \quad 2.9$$

El coeficiente de resistencia total está dado por la suma de los coeficientes en la succión y en la descarga.

$$R_t = R_s + R_d \quad 2.10$$

Donde:

$\sum \zeta$ -pérdidas locales en la tubería,

λ - coeficiente de fricción de Darcy.

Los valores de este coeficiente dependen del tipo de accesorio que se encuentra en la tabla 2.1.

Tabla 2.1 Valores de los coeficientes de resistencias locales presentes en el sistema.

Accesorio	ζ
Cheques	
Codo de 45°	
Válvula Mariposa	

Fuente: Kasatkin, (1985).

Para el cálculo de pérdida de carga en accesorios, se utiliza la siguiente ecuación.

$$h_{loc} = \sum \xi \cdot \frac{8 \cdot Q^2}{D^4 \cdot \pi^2 \cdot g} \quad 2.11$$

Donde:

g - aceleración de la gravedad (m/s^2).

Balance energético de una bomba

El balance energético de una bomba se sustenta en el cálculo del rendimiento total de la bomba y en la potencia real que consume el motor, porque estos aspectos caracterizan energéticamente la instalación. La metodología a utilizar se establece a continuación según (Nekrasov, 1968).

✓ Potencia total del sistema

La potencia total del sistema es la suma de la potencia del motor y la potencia útil de la bomba y se determina por la expresión siguiente:

$$N_t = N_b + N_m \quad 2.13$$

✓ Rendimiento mecánico

El rendimiento mecánico nos permite conocer el tiempo de vida útil que posee la bomba, los tiempos de intervenciones para su adecuado mantenimiento, se puede determinar por la siguiente expresión:

$$\eta_m = 1 - \frac{N_m}{N_t} \quad 2.14$$

2.4. Método para el análisis de los gastos energéticos

Para obtener una estimación de la energía que se puede ahorrar con un sistema determinado (caudal variable o constante, el primer paso será conocer la energía consumida por las bombas de producción.

Potencia de bombeo consumida

Deberá calcularse la potencia absorbida por el motor eléctrico para el caudal transportado determinándose por la siguiente ecuación.

$$P_C = \frac{P_{abs}}{\eta_h \cdot \eta_m} \quad (2.15)$$

Donde:

P_c - consumo de bombeo.

P_{abs} - potencia absorbida por la bomba.

η_h - rendimiento hidráulico.

η_m - rendimiento mecánico.

Costes de bombeo

Para determinar el coste de bombeo se tendrá en cuenta el tiempo de funcionamiento de la bomba y el precio de la tarifa eléctrica por (kW/h).

$$C_c = \frac{P_c \cdot t \cdot C_w}{1000} \quad (2.16)$$

t - tiempo de funcionamiento (h).

C_w - precio de la electricidad por (kwh).

Consumo eléctrico

Para el consumo eléctrico se tiene en cuenta la potencia entregada y el tiempo de trabajo y se determina por la siguiente ecuación.

$$C_e = N \cdot T_w \quad (2.17)$$

N – potencia entregada.

T_w – tiempo de trabajo.

2.5. Cavitación en bombas centrífugas

Con la siguiente metodología de cálculo se determinará si la bomba objeto de estudio está trabajando bajo un régimen cavitacional.

El parámetro $(NPSH)_d$ debe ser comparado contra el $(NPSH)_r$, el cual está determinado por las características del tramo de succión del sistema y se puede mejorar aumentando el diámetro de la tubería de succión, mejorando la calidad de la

tubería, reduciendo la distancia de la tubería de succión y la cantidad de accesorios. Todo lo anterior con el fin de garantizar que $(NPSH)_d \geq (NPSH)_r$.

Altura neta positiva en la succión disponible

Se denomina $NPSH_d$ (altura neta positiva en la succión) a la diferencia entre la presión del líquido a bombear referida al eje del impulsor y la tensión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo (es la presión del líquido que a esa temperatura, se halla en equilibrio con su presión de vapor en un depósito cerrado). Se deben conocer y combinar en cada caso el $NPSH$ disponible $(NPSH)_d$ de la instalación y el $NPSH$ requerido $(NPSH)_r$ por la bomba.

El $(NPSH)_d$ es en función de la instalación independiente del tipo de bomba.

$$(NPSH)_d = \frac{P_{atm}}{\gamma} + H_{succ} - \Sigma h - H_t; [m] \quad (2.18)$$

Donde:

P_{atm} - presión atmosférica; (Pa),

H_t - presión de vapor del agua; (m),

γ - peso específico; (N/m³),

Σh - pérdidas en la succión; (m).

Altura neta positiva en la succión requerida

El $(NPSH)_r$: es un dato básico y característico de la bomba, varía según el modelo, tamaño y condiciones de servicio, recomendada en los datos que facilita el fabricante.

Para la evaluación de la calidad del diseño, de la fabricación o de la confiabilidad de los datos técnicos referentes a la aspiración, es importante la determinación del $(NPSH)_r$, el cual es de 7 m, este dato lo brinda el catálogo de la bomba.

$$(NPSH)_R = 10 \cdot \left(\frac{n\sqrt{Q}}{C} \right)^{3/4}; [m] \quad (2.19)$$

Donde:

C - coeficiente de velocidad específica en la succión; (rev/min).

En el diseño de nuevas máquinas el valor del coeficiente de velocidad específica en la succión se determina mediante cálculo y posteriormente se comprueba con los ensayos correspondientes. En la práctica el coeficiente puede ser afectado por deficiencias del proyecto o de su ejecución. Para la realización de un análisis que permita una evaluación práctica y rápida de una bomba, el coeficiente de velocidad específica en la succión se obtuvo en función de la velocidad específica, ($C = f(n_s)$).

Su valor corresponde a las siguientes correlaciones empíricas:

✓ Bombas con el rodete en voladizo:

$$C = 880 \log n_s^{3/4} \quad (2.20)$$

✓ Bombas con el rodete entre apoyos:

$$C = 800 \log n_s^{3/4}$$

(2.23)

Coefficiente C, r/min

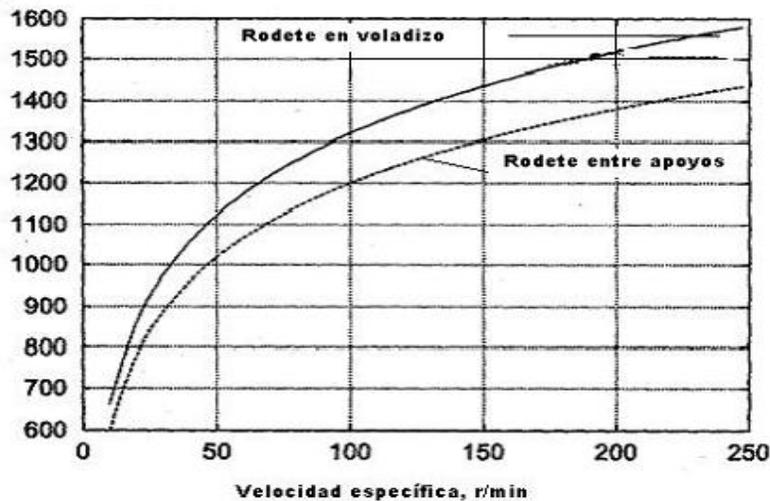


Figura 2.2 Coeficiente de velocidad específica de aspiración en función de la velocidad específica.

- Bombas con el rotor en voladizo.
- Bombas con el rotor entre apoyos.

Fuente: Pérez, (1986).

Presión mínima de entrada - NPSH

Se recomienda calcular la presión de entrada "H" cuando:

- ✓ la temperatura del líquido es alta
- ✓ • el caudal es considerablemente superior al caudal nominal
- ✓ • el agua se extrae de niveles bajos
- ✓ • el agua se extrae a través de tuberías largas
- ✓ • las condiciones de entrada son deficientes.

Para evitar cavitación, comprobar que haya una presión mínima en la aspiración de la bomba. La altura máxima de aspiración "H" en m.c.a. puede calcularse de la siguiente forma:

$$H = P_b \times 10,2 - \text{NPSH} - H_f - H_v - H_s$$

P_b = Presión barométrica en bar.

(La presión barométrica puede ajustarse a 1 bar). En sistemas cerrados, P_b indica la presión del sistema en bar.

NPSH = Net Positive Suction Head (altura positive neta de aspiración) en m.c.a. (Leída de la curva NPSH al caudal más alto que dará la bomba.)

H_f = Pérdida por fricción en la tubería de aspiración en m.c.a. (Al caudal más alto que dará la bomba.)

H_v = Presión de vapor en m.c.a. (Leída de la escala de presión de vapor. " H_v " depende de la temperatura del líquido " T_m ".)

H_s = Margen de seguridad = mínimo 0,5 m.c.a.

Si el valor de "H" calculado es positivo, la bomba puede trabajar con una altura de aspiración de "H" m.c.a. como máximo.

Si el valor calculado de "H" es negativo, se necesita una presión de entrada de "H" m.c.a. como mínimo.

Selección de bombas NK

La selección del tamaño de bomba debe basarse en:

- ✓ El caudal y presión necesarios en el punto de extracción.
- ✓ Pérdida de carga debido a diferencias de altura.
- ✓ Pérdida por fricción en las tuberías. Puede ser necesario compensar la pérdida de carga cuando hay tuberías largas, codos o válvulas, etc.

- ✓ Rendimiento óptimo en el punto de trabajo estimado.

Rendimiento

Si la bomba supuestamente va a funcionar siempre en el mismo punto de trabajo, seleccionar una bomba cuyo punto de trabajo corresponda al rendimiento óptimo de la misma.

En el caso de funcionamiento controlado o consumo variable, seleccionar una bomba cuyo rendimiento óptimo esté dentro de la gama de trabajo que represente el mayor consumo de potencia, es decir típicamente la gama de trabajo que cubra la mayor parte del tiempo de trabajo.

Material

La versión de material debe seleccionarse en base al líquido de bombeo.

2.6. Conclusiones

- ✓ Se estableció la metodología de cálculo para la evaluación del sistema actual objeto de estudio.
- ✓ Se establece la base para la selección de la bombas auxiliar

Capítulo 3. Valoración de resultados.

3.1. Introducción

En este capítulo se muestran los resultados obtenidos de las ecuaciones desarrolladas que han permitido comprobar el diseño del sistema de bombeo de agua de los motores MAN. En el cálculo verificativo de la bomba de los motores fuel es necesaria la evaluación técnica, económica y ambiental de los resultados que se obtienen, es por ello que el **objetivo** del capítulo es:

- ✓ Analizar los resultados del cálculo del sistema de enfriamiento del aceite, así como los impactos económicos y ambientales asociados a la instalación estudiada.
- ✓ Proponer un sistema auxiliar de recirculación del agua del sistema de enfriamiento de aceite de los motores MAN.

3.2. Propiedades físicas del agua desmineralizada empleadas en el sistema.

EL agua desmineralizada empleadas en el sistema de enfriamiento de los aceites de los motores MAN, Son obtenidas desde la Empresa Pedro Soto Alba. La cual es enviada hasta LA UEB Generación Fuel – OIL Moa. Allí es almacenada en grandes tanques, para alimentación de la empresa. Esta agua desmineralizada presenta algunas propiedades como lo muestra la tabla 3.1.

Tabla 3.1. Propiedades del agua desmineralizada

Parámetros	Unidades	Agua Desmineralizada
Conductividad	US/cm	< 2
pH		8-9
Cloruro	ppm	<0.1
Sodio	ppm	<0.1
Silica	ppm	<0.1
Dureza Total	ppm como CaCO ₃	<0.1
Turbidez	NTU	<1
Sólidos Suspendidos	ppm	<1

Además se hace uso de la tabla 3.2 propiedades física y físico-química del agua de enfriamiento a diferentes temperaturas, como se muestra a continuación.

Tabla 3.2. Propiedades del agua.

Temperatura T (°C)	Densidad ρ (kg/m ³)	Viscosidad μ (N · s/m ²)	Viscosidad cinemática ν (m ² /s)	Tensión superficial σ (N/m)	Presión de vapor p_v (kPa)	Módulo de masa B (Pa)
0	999.9	1.792×10^{-3}	1.792×10^{-6}	0.0762	0.610	204×10^7
5	1000.0	1.519	1.519	0.0754	0.872	206
10	999.7	1.308	1.308	0.0748	1.13	211
15	999.1	1.140	1.141	0.0741	1.60	214
20	998.2	1.005	1.007	0.0736	2.34	220
30	995.7	0.801	0.804	0.0718	4.24	223
40	992.2	0.656	0.661	0.0701	3.38	227
50	988.1	0.549	0.556	0.0682	12.3	230
60	983.2	0.469	0.477	0.0668	19.9	228
70	977.8	0.406	0.415	0.0650	31.2	225
80	971.8	0.357	0.367	0.0630	47.3	221
90	965.3	0.317	0.328	0.0612	70.1	216
100	958.4	0.284×10^{-3}	0.296×10^{-6}	0.0594	101.3	207×10^7

3.3. Análisis del sistema de recirculación de agua para el enfriamiento del aceite de los motores MAN.

Esta instalación se caracteriza por ser un sistema de bombeo cerrado, que consta de la bomba centrífuga modelo NSG 150 - 200 acoplada a los motores MAN, de los cuales obtiene su potencia de transmisión. En el circuito se encuentran secciones de tuberías de diámetros diferentes (0,154 y 0,203 m), gran cantidad de accesorios y tres intercambiadores de calor, lo que somete a sistema a grandes resistencias hidráulicas que condicionarían el punto de operación de la bomba.

3.3.1. Obtención de la curva de la red del sistema de bombeo

Para obtener las curvas del comportamiento de la resistencia en el sistema se emplea la metodología establecida en el capítulo 2. Para ello se establecen los datos técnicos del sistema de recirculación de agua objeto de estudio.

Tabla 3.3. Datos técnicos de la línea de tuberías del sistema de bombeo

Parámetros	Dimensiones
Longitud de la tubería de $\varnothing 0,152 \text{ m}$ (6")	52 m
Longitud de la tubería de $\varnothing 0,2032 \text{ m}$ (8")	12 m

Tabla 3.4 Coeficiente de Pérdidas de los elementos que se encuentran en el sistema.

Tramo 1: Bomba – Intercambiador.1 línea \varnothing 0,152 m			
Accesorios en la línea \varnothing 0,152 m	Cantidad	Coeficiente de pérdida k	valor
Válvulas reg.(comp)	2	1,56	3,12
Codos 90º	11	0,75	8,25
codos 45º	2	0,4	0,8
Salida bomba	1	0,3	0,3
entrada interc1	1	1	1
			13,47
Tramo 2: Intercambiador.1 – Intercambiador 2 línea \varnothing 0,152 m			
Válvula reg. (comp)	3	1,56	4,68
codos 90	6	0,75	4,5
codo 45	1	0,4	0,4
Salida interc1.	1	0,3	0,3
Entrada inter2.	1	1	1
Total			10,88
Tramo 3: Intercambiador.2 – Intercambiador 3 línea \varnothing 0,152 m			
Válvulas (comp)	2	1,56	3,12
Codos 90	11	0,75	8,25
codos 45	4	0,4	1,6
Salida interc2.	1	0,3	0,3
entrada Inter3	1	1	1
			14,27
Tramo 3: Intercambiador.2 – Intercambiador 3 línea \varnothing 0,2032 m			
Válvulas (comp)	1	1,56	1,56
Codos 90	4	0,75	3
codos 45	1	0,4	0,4
Salida interc3.	1	0,3	0,3
Entrada bomba	1	1	1
Ensanchamiento	1	1,3	1,3
			7,56
Pérdidas total por accesorios (Pacc)			46,18
Pérdida hidráulicas en los intercambiadores (Pint)(20% de la perdidas en las tuberías)			
Intercambiadores	3	8,976	26,928
Perdidas total en el sistema (Pacc+Pint)			73,102

Se puede comprobar que en el sistema se obtienen altos valores de pérdidas hidráulicas en una longitud relativamente corta, Por lo que la bomba debe ser capaz

de generar suficiente energía necesaria para vencer dichas resistencias. Estas estarían representadas por la curva característica de la red del sistema, para estas circunstancias, que condicionarían el punto de operación del sistema. Los valores obtenidos para el cálculo del sistema se muestran en la tabla 3.5.

Tabla 3.5. Parámetros hidráulicos para determinar la curva de la red

Q (m ³ /h)	V(m/s) 6"	V (m/s) 8"	Re 6"	Re 8"	λ 6"	λ 8"	R (s ² /m ⁵) 6"	R (s ² /m ⁵) 8"	Rtotal	H (m)
0	0,000	0,000	0,0	0,0	0,000	0,000	3376,66	150,23	3526,89	0,00
100	0,885	0,548	542394,8	336252,6	0,012	0,013	3533,37	162,56	3695,93	2,85
200	1,769	1,097	1084789,5	672505,2	0,010	0,011	3508,43	160,60	3669,03	11,32
300	2,654	1,645	1627184,3	1008757,9	0,009	0,010	3495,73	159,60	3655,33	25,38
400	3,539	2,194	2169579,0	1345010,5	0,008	0,009	3487,47	158,95	3646,42	45,02
500	4,423	2,742	2711973,8	1681263,1	0,008	0,009	3481,46	158,48	3639,93	70,21
600	5,308	3,291	3254368,5	2017515,7	0,007	0,008	3476,79	158,11	3634,90	100,97
700	6,192	3,839	3796763,3	2353768,3	0,007	0,008	3473,00	157,81	3630,81	137,28

Se hace necesario mencionar que el cálculo tiene en cuenta la dos secciones de tuberías en la línea principal de DN1 = 0,152 mm (6") y DN2 = 0,2032 mm (8"). El agua desmineralizada es transportada en un inicio a una temperatura de 60 °C. y su curva característica de la red es representada en la figura3.1.

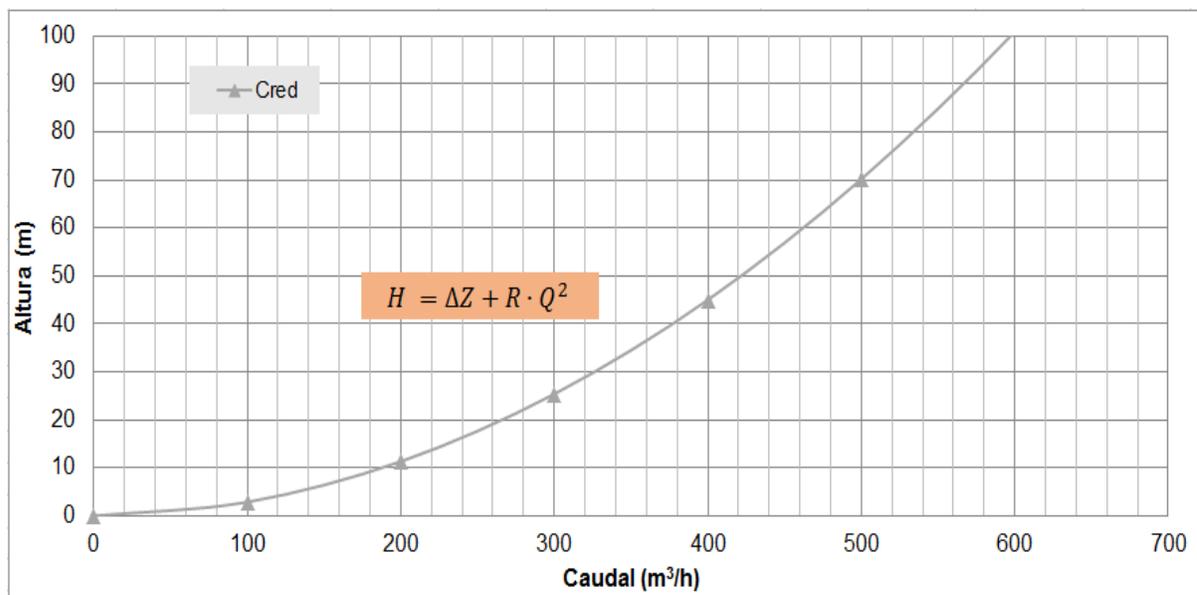


Figura 3.1. Curvas características de la red

3.3.2. Obtención del punto de trabajo de la bomba para las condiciones dadas.

Una vez determinada la curva característica de red, se obtiene el punto de operación de la bomba para las condiciones de resistencias expresadas anteriormente. Esto se

logra al intersectar la curva red mencionada, con la curva de la bomba centrífuga de voluta modelo NSG 150 – 200, dicha curva se puede observar en el anexo 1 para diferentes números de revoluciones de la misma, la curva de potencia, de rendimiento y NPSH, establecidos por el fabricante.

La curva de la bomba tomada para realizar el análisis de las condiciones de operación de sistema es la dada para un número de revolución $n = 2300 \text{ rev/min}$ con diámetro del impelente igual a $D_{imp} = 230 \text{ mm}$, y va estar dado por los valores que se muestran en la tabla 3.6.

Tabla 3.6. Valores de la curva de la bomba

Q (m ³ /h)	0	100	200	300	400	500	600	700
H (m)	40	40,1	40,2	39,8	39	37	34	28

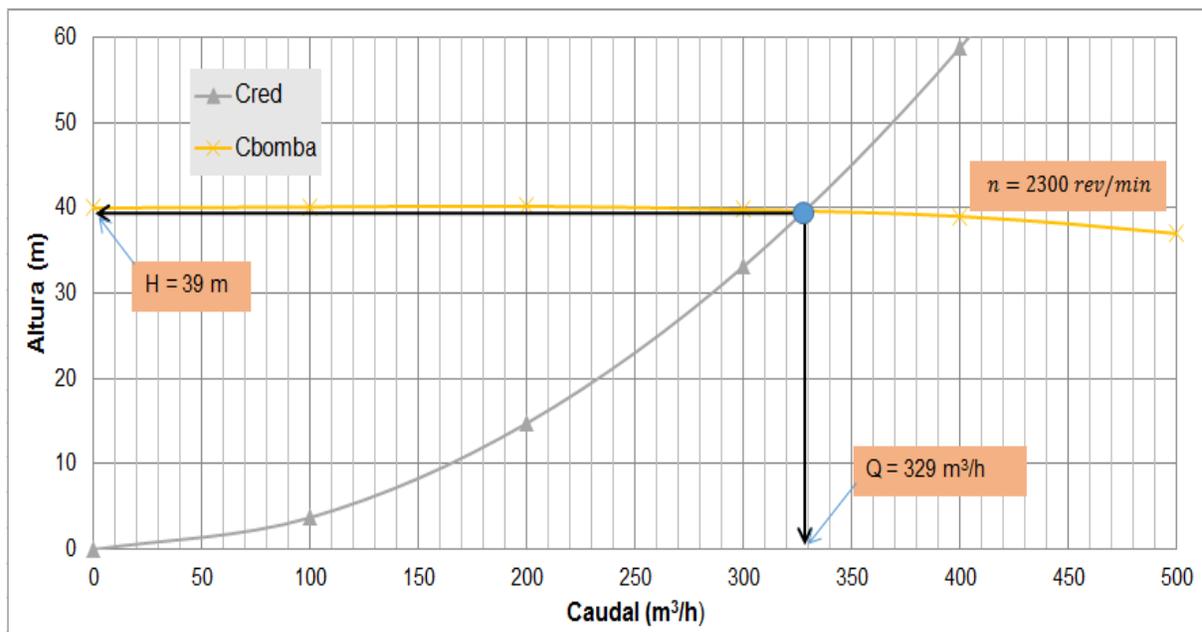


Figura 3.2. Punto de operación del sistema a $n = 2300 \text{ rev/min}$

Se comprueba que para estas condiciones el sistema de agua de enfriamiento para el aceite de los motores MAN trabaja para valores de operación de caudal de $Q = 329 \text{ m}^3/\text{min}$ y altura de trabajo de 39 m. mencionar que los resultados obtenidos están acorde a lo planteado por el departamento técnico de la empresa, ya que de acuerdo a esto la bomba debe generar $Q = 310 \text{ m}^3/\text{min}$. Aunque trabaje en parámetros correctos, esto no soluciona el problema de cómo hacer recircular el

agua para el enfriamiento del aceite del motor, cuando el mismo se encuentra en parada, lo que justifica la implementación de un sistema auxiliar.

A partir de las curvas de catálogo de la bomba (anexo 1), se logra obtener también los valores de **potencia** generada por la bomba para trasegar el caudal obtenido, así como el **rendimiento** con que trabaja la bomba. Resultado que se muestra en la figura 3.3 y 3.4.

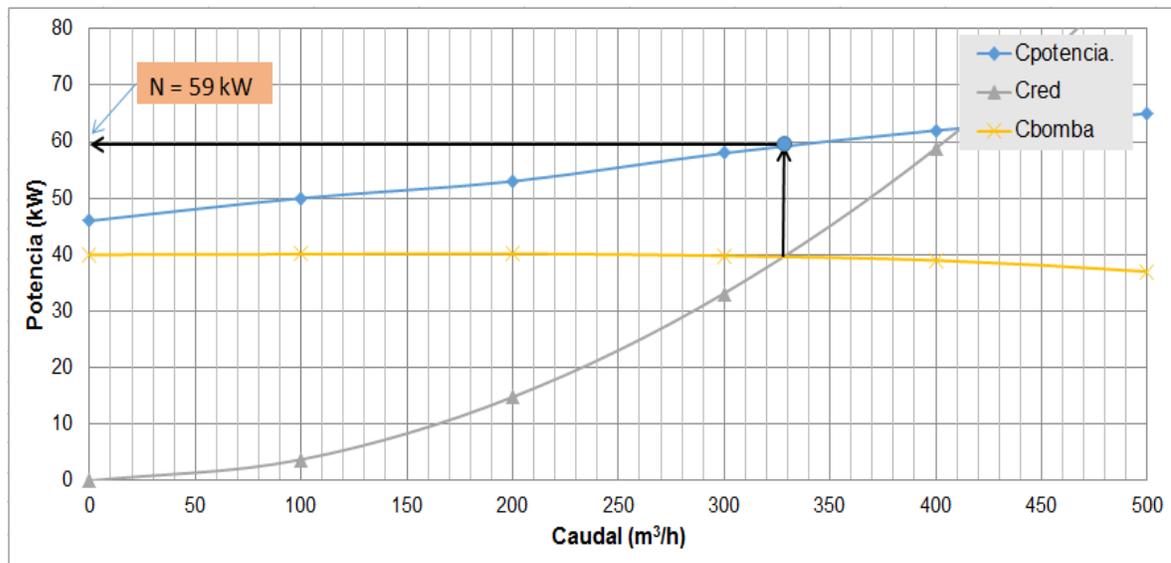


Figura 3.3. Potencia para el punto de operación de la bomba obtenido.

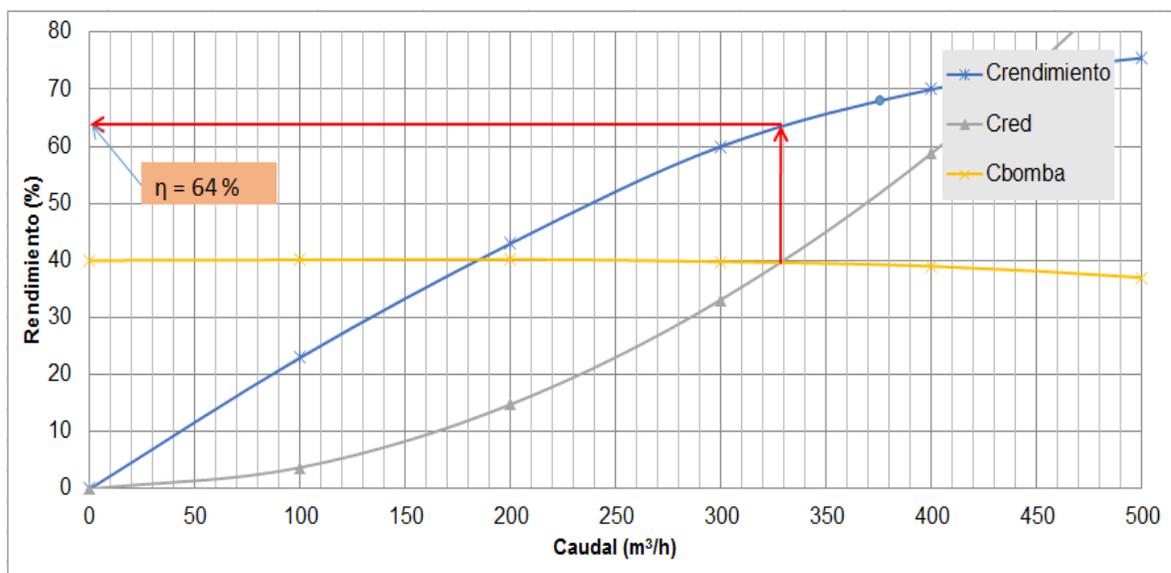


Figura 3.4. Rendimiento de la bomba para el punto de operación obtenido

A partir de las figuras antes relacionadas se comprueba que la bomba está trabajando en el punto de operación obtenido con una potencia de 59 kW para un rendimiento de la misma de 64%.

3.3.3. Análisis del fenómeno de la cavitación del sistema para las condiciones dadas anteriormente.

Para el análisis de cavitación en el sistema se realiza una evaluación de la condición de cavitación en las condiciones dadas, para ello se obtienen los valores de $NPSH_{req}$ y de $NPSH_{dis}$, y se comparan bajo la condición de ausencia de cavitación como se muestra a continuación $(NPSH)_d \geq (NPSH)_r$.

En el caso del sistema de bombeo de agua para el enfriamiento del aceite del motor de la UEB Generación Motores Fuel Oil Moa. El $NPSH_{req}$ de la bomba según catalogo (anexo 1) para las condiciones dadas es de 4 metros y El $NPSH_{dis}$, se calcula mediante la ecuación 2.18, teniendo en cuenta parámetros como P_{atm} - presión atmosférica; (Pa); H_t - presión de vapor; (m); γ - peso específico; (N/m³) y Σh - pérdidas en la succión; (m) y presión de succión. El resultado obtenido se muestra en la figura 3.5.

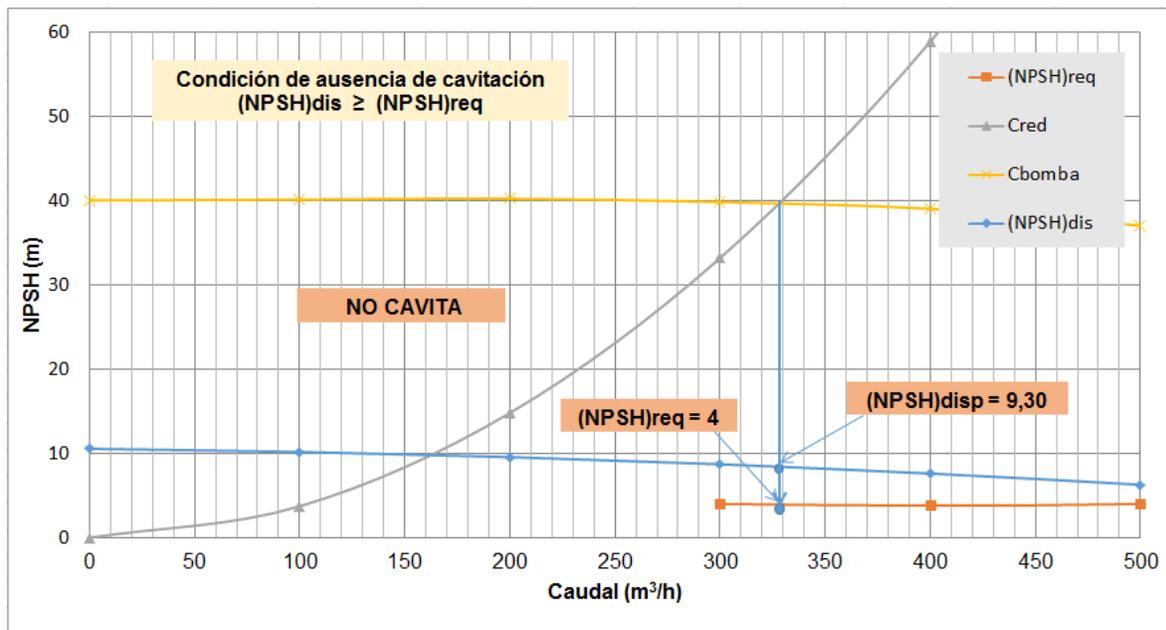


Figura 3.5. Condición de cavitación en el sistema.

Se observa que en el sistema se cumple con la condición de ausencia de cavitación $(NPSH)_d \geq (NPSH)_r$. Ya que se obtiene que $(NPSH)_{dis} = 9,30$ superior a $(NPSH)_{req} = 4$ por lo que se concluye que el sistema **NO CAVITA**. Esto puede estar dado por la condición de que el sistema es un sistema cerrado de recirculación de agua donde las presiones en la entrada de la bomba son relativamente altas.

3.4 Propuesta de implementación de un sistema auxiliar de recirculación agua para enfriamiento del aceite de los motores MAN.

Esta propuesta está dada a partir de la problemática planteada por el departamento técnico, de que los Motores MAN para la generación de electricidad, durante su funcionamiento sufren paradas imprevistas frecuentemente (entre dos y tres veces en la semana), provocando la parada de la bomba de circulación de agua el enfriamiento del aceite, trayendo como consecuencia que el aceite mantenga una temperatura elevada que impide la puesta en marcha del motor hasta alrededor de 8 – 10 horas después de haberse detenido, en que el aceite disminuye su temperatura. Tiempo que se pierde en la generación de electricidad.

3.4.1. Selección de una bomba auxiliar para el enfriamiento del aceite del motor cuando se produce parada imprevista del mismo

A partir del cálculo y evaluación realizado al sistema de bombeo de agua para el enfriamiento del aceite se realiza una propuesta de selección de una bomba centrífuga para el sistema auxiliar, para ellos se tomó en cuenta las condiciones de operación y la red del sistema a las que estará sometido el equipo de bombeo seleccionado como muestra la tabla 3.6

Tabla 3.7. Parámetros para la selección de la bomba para el sistema auxiliar

Líquido a transportar	Agua desmineralizada
Altura de impulsión	40 m
Caudal de bombeo deseado	0 – 500 m ³ /h
NPSHr	4

Para la selección de la bomba se tuvo en cuenta los principales proveedores de bombas a nuestro país, entre las que se encuentran las bombas centrífugas del CATÁLOGO GRUNDFOS, modelos NK Bombas monobloc de aspiración axial según EN 733 cuya marca es comercializada en Cuba. Como muestra la figura 3.6.



Figura 3.6. Modelos NK Bombas monobloc de aspiración axial

La serie NK es una gama de bombas para múltiples usos, adecuada para una variedad de distintas aplicaciones que requieren un suministro seguro y económico. A continuación se mencionan algunos ejemplos generales de aplicaciones:

Suministro de agua

- ✓ Distribución de instalaciones de suministro de agua
- ✓ Aumento de presión en tuberías
- ✓ Aumento de presión en edificios altos, hoteles, etc.
- ✓ Aumento de presión para suministro de agua en la industria

Trasiego de líquidos en.

- ✓ Sistemas de enfriamiento y aire acondicionado.
- ✓ Plantas de calefacción de distritos.

Una muestra de la gama de trabajo de las bombas NK se muestra en la figura 3.7.

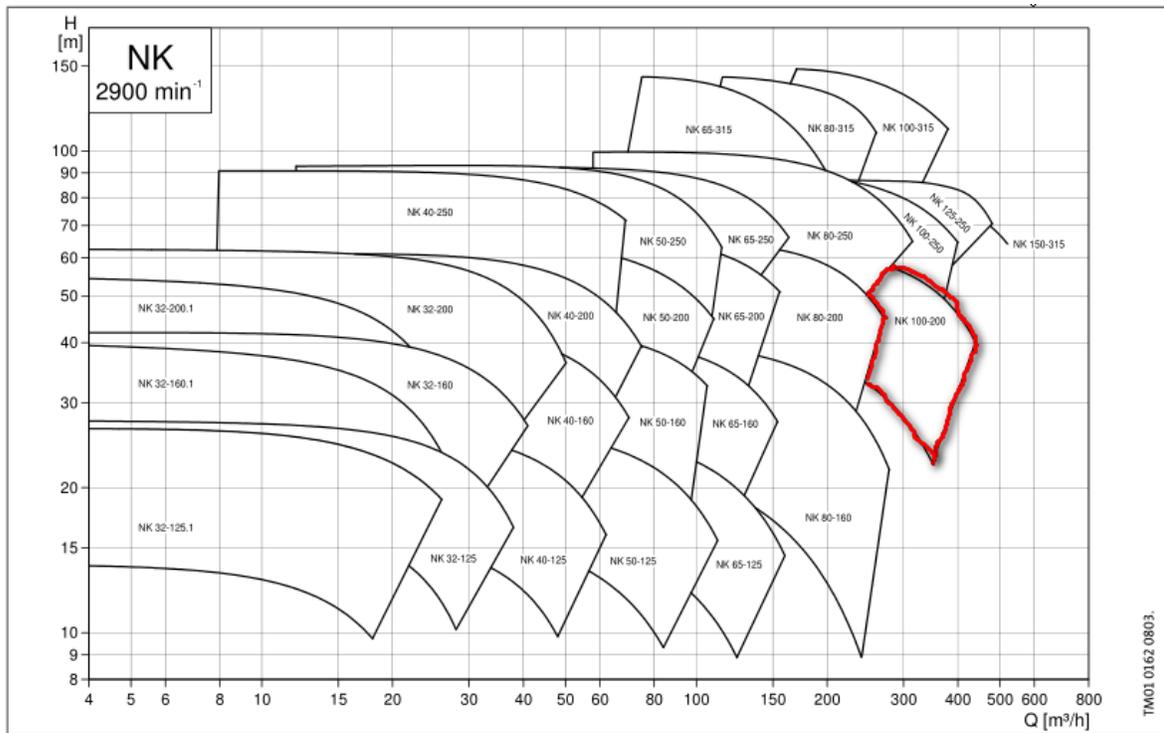


Figura 3.7. Gama de trabajo de las bombas NK

De la figura 3.7 y la tabla 3.7 se recomienda seleccionar la bomba modelo NK 100/200 enmarcada por la línea roja de la figura, ya que esta tiene un rango de trabajo de caudales entre 250 – 450 m³/h y presiones de impulsión entre 25 – 58 m. Gama de trabajo que incluye condiciones similares al punto de operación de la bomba de recirculación de agua para el enfriamiento de aceite de los motores MAN. En el anexo 2 se muestra los datos técnicos para las bombas modelo NK 100/200. Así como la figura 3.8

Datos eléctricos, gama estándar

Tipo de bomba	Tipo de motor	P ₂ [kW]	I _{1/1} [A] 230Δ/400Y	I _{1/1} [A] 400Δ	Datos comunes			
					Factor de potencia Cos φ	η max [%]	n [min ⁻¹]	I _{arranque} I _{1/1}
100-200	MMG200LA-E	30,0	91,50/53,00	53,50/31,00	0,89	91,4	2960	7,0
	MMG200LB-E	37,0	110,00/64,00	65,00/37,50	0,89	92,0	2960	7,6
	MMG225M-E	45,0	136,00/78,00	78,00/45,00	0,89	93,4	2980	7,4
	MMG250M-E	55,0	166,00/95,50	96,50/55,50	0,90	94,0	2960	7,9
	MMG280S-E	75,0	222,00/128,00	130,00/75,00	0,89	94,2	2970	6,6
	MMG280M-E	90,0	265,00/152,00	154,00/89,00	0,90	95,1	2980	7,2

Figura 3.8. Datos eléctricos del motor de la bomba modelo NK 100/200

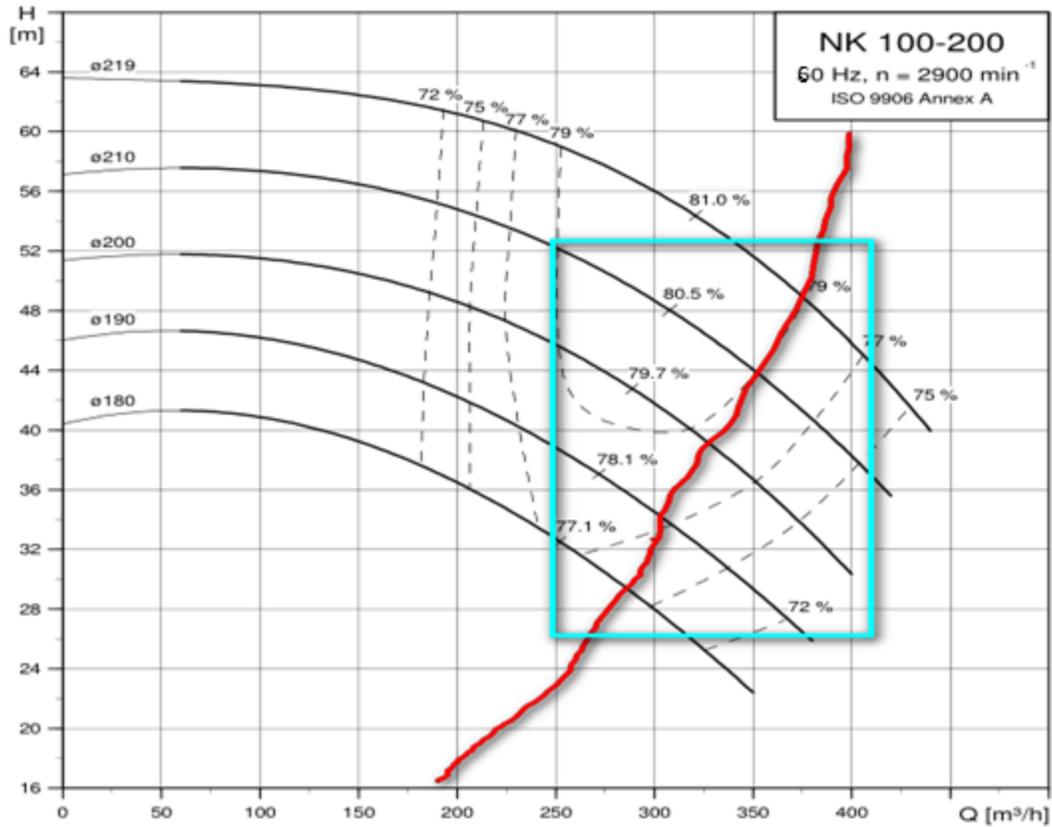


Figura 3.9. Zona de trabajo de la bomba modelos NK para las condiciones de operación del sistema.

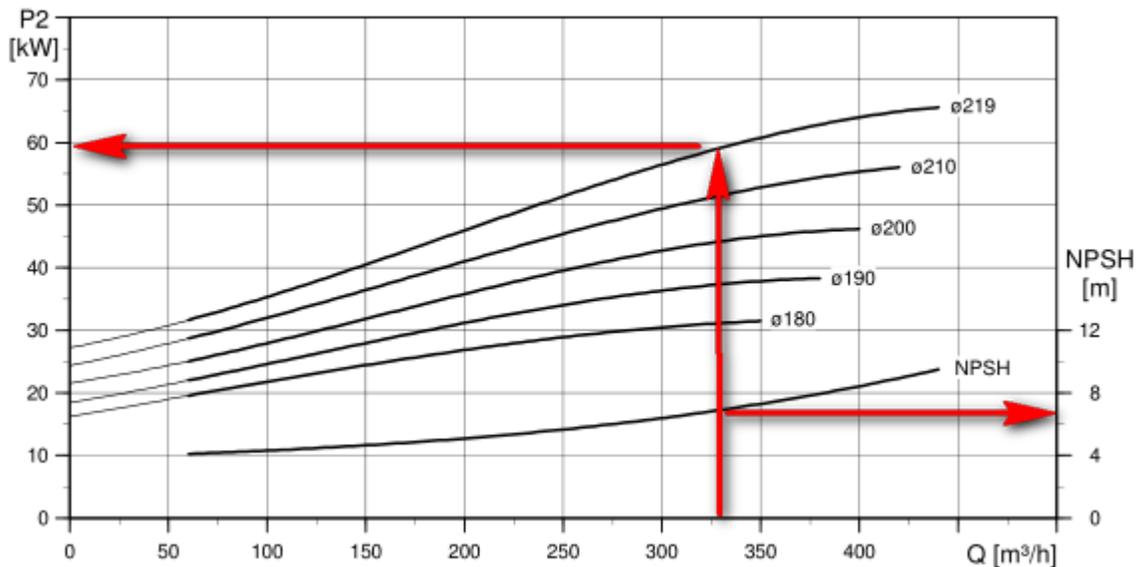


Figura 3.9. Curvas de potencia y NPSHreq de la bomba NK 100/200 bajo condiciones las condiciones de trabajo del sistema de agua de enfriamiento.

Las figuras 3.8 y 3.9 muestra las curvas de la bomba modelo NK 100/200 para las condiciones de trabajo del sistema de recirculación de agua para el enfriamiento de aceite de los motores MAN, como se puede comprobar se obtendrían puntos de operación muy similares al sistema actual. Por lo que se recomienda este modelo de bomba para el sistema auxiliar.

La figura 3.10 muestra un esquema simplificado de la posición recomendada para la instalación de la bomba del sistema auxiliar de enfriamiento.

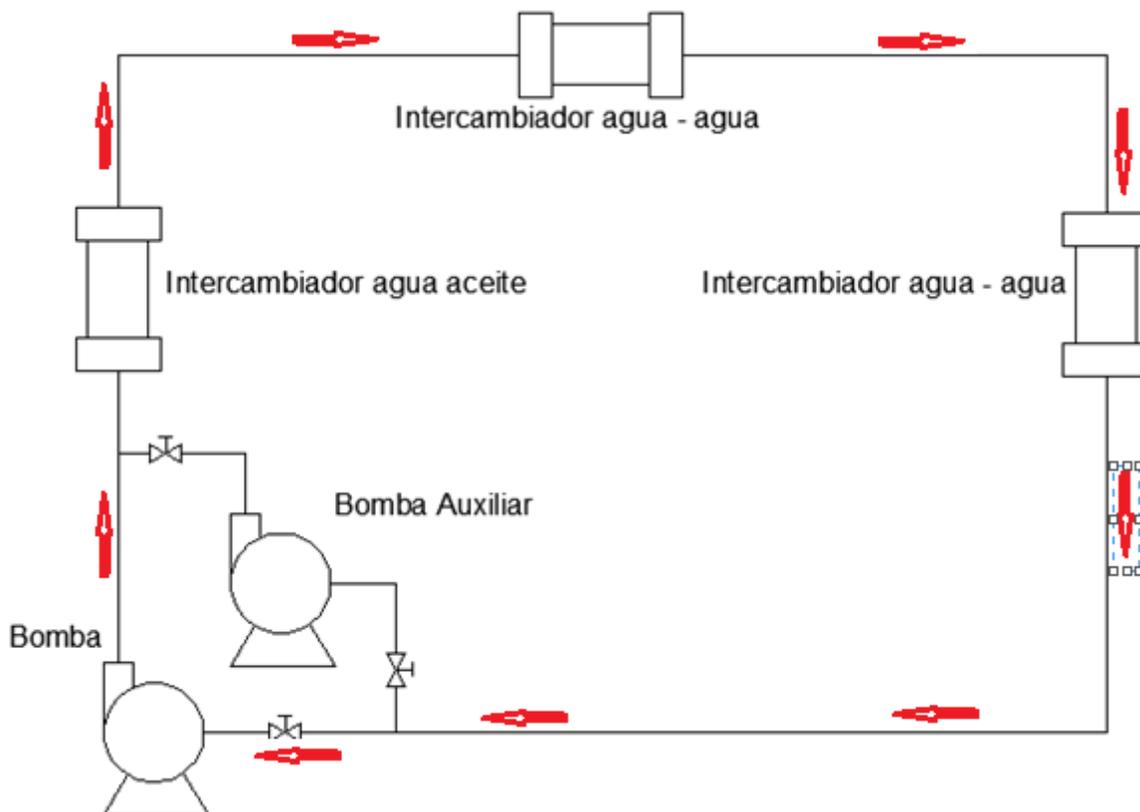
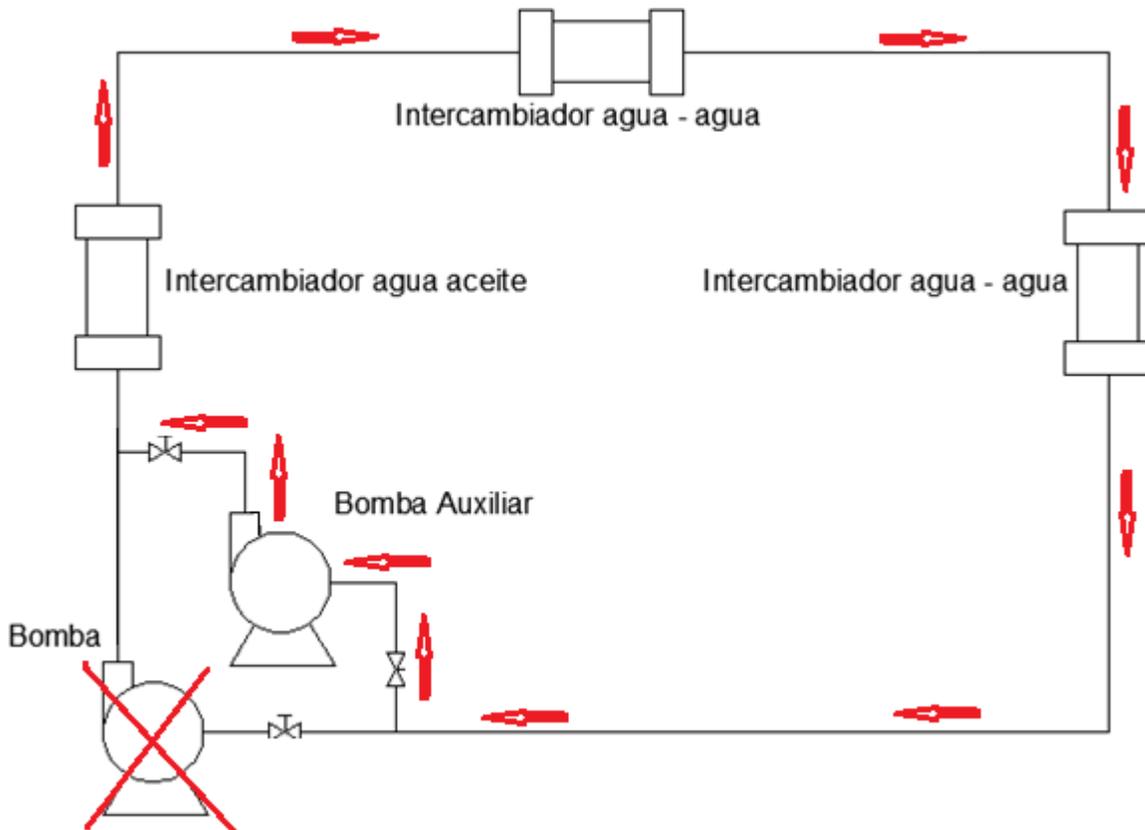


Figura 3.10. Esquema de la posición de la bomba auxiliar en el sistema de recirculación de agua para enfriamiento del aceite

La instalación de la bomba auxiliar debe posicionarse de forma tal de que las modificaciones al sistema sean mínimas y que el agua de enfriamiento realice el mismo recorrido que con el sistema actual. Para ello se recomienda instalar la bomba auxiliar con las dimensiones mostradas en anexo 2. En posición paralela a la bomba actual, como muestra la figura 3.10. Conectando la línea de succión y descarga de la bomba auxiliar a la línea de succión y descarga de la bomba principal

respectivamente. Lo que mantendría las mismas condiciones de resistencias del sistema.

En caso de que el motor MAN sufra un parada, se abre la línea hacia la bomba auxiliar lo que mantendría la recirculación de agua en el sistema según muestra la figura 3.11, y por ende se reduciría el tiempo de parada de los motores, por concepto de tiempo de enfriamiento de los aceite hasta una temperatura adecuada que permita el arranque de los motores.



El anexo 3 muestra detalles para la instalación y puesta en marcha de las bombas modelo NK 100/200 monobloc de aspiración axial

3.5. Valoración económica

Una gran parte de los gastos capitales durante el bombeo de agua para el enfriamiento de los aceites de los motores MAN lo constituye los gastos en energía eléctrica, su economía es una de las direcciones estratégicas de la producción en la actual etapa. Una correcta selección y organización en la explotación del equipamiento de bombeo en régimen económico permite el ahorro de la energía

En la tabla 3.8, se resume el análisis del costo energético en el que se incurre al ser bombeada el agua desmineralizada, en un año de trabajo que es equivalente a 8 750 horas.

Tabla 3.11 Costo energético para transportar un m³ de agua

Caudal	Costo de transportación (CUC/m ³)	Costo total anual (CUC/año)
325 m ³ /h	1,35	1 048 580

El gasto en bombeo de agua de recirculación para el enfriamiento del aceite de los motores MAN incurren en un gasto anual de 1 048 580 CUC

3.5.2. El costo por mantenimiento de la bomba

Esta bomba objeto de estudio son bastante resistentes, y de pocas roturas en general, por lo que los gastos en los que se incurre por concepto de mantenimiento lo constituye la rotura de elementos pequeños y los gastos en los recambios de la bomba en general.

Tabla 6. Especificaciones de la valoración económica

Designación de la pieza		Costo reparación (CUC)	
Bomba	Cant. 1	10141,93	
Operarios	Tarifas (\$)	Tiempo efectivo (hrs)	Costo (\$·hrs)
Mecánico de taller A	15,47	84	1299,48
Mecánico de taller B	14,95	8	119,6
Mecánico de taller C	14,16	57	807,12
Ayudante	5,24	12	62,88
Salario básico (Sb) = suma de los costos = \$2289,08			
Aporte a la seguridad social		Gastos indirectos (Gi)	

$S_s = 0,09 \cdot (S_b + S_c) = \\$226,61$	\$20,08
Salario complementario (S_c) = $0,1 \cdot S_b = \\$228,908$	
Costo total	
$CT = S_b + S_s + S_c + G_i + C_c = 2764,678 \text{ CUP} + 10141,93 \text{ CUC}$	
Actividades de mantenimiento	
Designación de trabajos	Costo (CUP)
Revisiones	27,05
Reparaciones pequeñas	1000,58
Reparaciones medianas	2536,75
Reparación general	256312,98
Reparaciones imprevistas	900,87

Según la tabla anterior, se puede definir que el costo en que se incurre en la reposición de las bombas de recirculación de agua para el enfriamiento del aceite de los motores es de 256 312 CUP equivalente a 10252,51 CUC.

3.7. Impacto Ambiental

La protección del medio ambiente es uno de los problemas científico - técnicos más complejos que enfrenta la humanidad actualmente. El desarrollo vertiginoso de la industria en los últimos años ha llevado a niveles sin precedentes, la contaminación de la atmósfera y las aguas con sustancias nocivas al hombre, los animales y plantas.

En Cuba, donde desde el triunfo de la revolución se ha desarrollado notablemente la industria, no está exento de esta problemática, aunque la contaminación ambiental no alcanza aún los niveles de los países altamente industrializados.

A nivel mundial los motores de combustión interna consumen más de la tercera parte de la cantidad total del combustible extraído, por lo que ejercen gran influencia sobre el medio ambiente. En la instalación estudiada esto es verídico ya que cada motor consume $3.8 \text{ m}^3/\text{h}$ por lo que trae consigo los siguientes factores:

1. La emisión a la atmósfera de gran cantidad de gases y partículas producto de la combustión.
2. La contaminación física, química y térmica de aguas superficiales y subterráneas de ríos, mares y lagos con los consiguientes efectos secundarios sobre los ecosistemas acuáticos y sobre el hombre.
3. Durante la combustión del combustible en los moto generadores, se expulsan a la atmósfera los siguientes compuestos (figura 3.5).

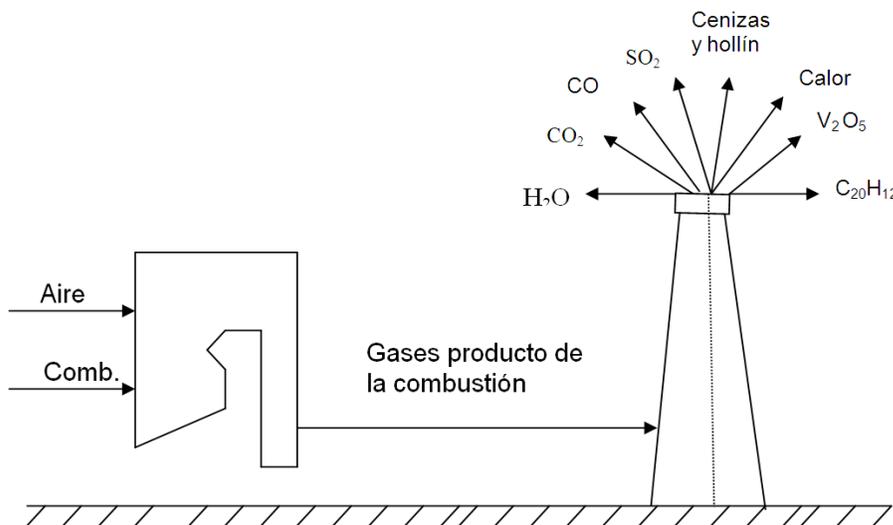


Figura Interacción de un moto generador con el medio ambiente

Leyenda

- ❖ Óxidos de Azufre: SO₂ y SO₃.
- ❖ Óxidos de Nitrógeno: NO y NO₂
- ❖ Partículas de Ceniza.
- ❖ Pentóxido de Vanadio: V₂O₅.

❖ Productos de incombustión mecánica y química.

- Monóxido de Carbono; CO
- Benzopireno; C₂OH₁₂.
- Hidrocarburos tipo: CH₄ y C₂H₄.

También están presentes en los gases producto de la combustión los sedimentos de las superficies de calentamiento desprendidos durante su limpieza. La mayor parte de estos compuestos poseen un alto grado de toxicidad y ejercen una influencia nociva sobre el hombre y la naturaleza.

La disminución de la emisión de óxidos de nitrógeno se puede lograr por medio de la desulfuración del combustible. Una disminución considerable de la emisión de óxidos de nitrógeno y algunas sustancias cancerígenas es posible con la organización correcta del proceso de combustión en los hornos de los generadores de vapor. Las sustancias contaminantes ejercen una gran influencia sobre el hombre y la naturaleza.

Se ha podido comprobar que la contaminación ocasionada por las emisiones gaseosas y de metales pesados en suspensión, resultantes de la combustión de hidrocarburos tanto de las plantas de generación eléctrica y las industrias como de los automóviles y hogares, constituye una de las causas principales de las enfermedades de las vías respiratorias, la piel y diversos tipos de cáncer. De las sustancias contenidas en los gases producto de la combustión sólo son inofensivos para el hombre los vapores de agua, el dióxido de carbono, el oxígeno y el nitrógeno. Los otros compuestos, en mayor o menor grado, son nocivos.

Investigaciones realizadas confirman el hecho de que el SO₂ en la atmósfera se oxida hasta SO₃ el cual a su vez reacciona con la humedad del aire, y se obtiene como resultado ácido sulfúrico (H₂SO₄). Este proceso se acelera visiblemente en presencia de radiación solar y de partículas de polvo muy pequeñas, que constituyen catalizadores de esta reacción.

De acuerdo a la influencia de las sustancias contaminantes sobre el organismo humano, las mismas pueden clasificarse de la siguiente forma:

1. Sustancias de alta peligrosidad: Pentóxido de Vanadio; V_2O_5 y Benzopireno; $C_{20}H_{12}$.
2. Sustancias de mediana peligrosidad: Dióxido de Nitrógeno; NO_2 y Dióxido de Azufre, SO_2 .
3. Sustancias de baja peligrosidad: Monóxido de Nitrógeno; NO y Trióxido de Azufre; SO_3 .

Todo lo anteriormente expresado permite afirmar que en el mundo actual la interacción humanidad - medio ambiente tiene un carácter global y es de intensidad creciente. El medio ambiente afectado, directa o indirectamente por la acción humana, comprende la totalidad de la atmósfera y de la hidrósfera, e incluso partes cada vez más profundas de la litósfera y engloba, por lo tanto, la biosfera en su conjunto.

De todas las formas de actividad humana, quizás la más contaminante y degradante del medio ambiente es la relativa al manejo de los recursos energéticos, es decir, su extracción, conversión, transporte y consumo. Más del 80 % del dióxido de azufre, del 50 % de los óxidos de nitrógeno, y del 30 al 40 % de las partículas en suspensión emitidos a la atmósfera, proceden de los generadores de vapor que queman combustibles fósiles, las calderas industriales y los sistemas de calefacción. Estos contaminantes son transportados por el viento y las nubes, produciendo sus efectos adversos en áreas muy distantes del lugar de la emisión en forma de depósito o de lluvias ácidas.

3.8. Conclusiones parciales del capítulo.

- ✓ La bomba de recirculación de agua para el enfriamiento de los aceites de los motores MAN, bajo las condiciones actuales bombea alrededor de $325 \text{ m}^3/\text{h}$ a una altura de 40 m.

Conclusiones generales

1. El punto de operación de la bomba de recirculación de agua para el enfriamiento de aceite de los motores MAN va estar dado por caudales de $Q = 325 \text{ m}^3/\text{h}$ para una altura de presión de $H = 40 \text{ m}$. Estas presiones están dadas por las altas resistencias impuestas en el sistema por los accesorios y equipos. Por lo que su rendimiento es de $\eta = 64 \%$ y una potencia $N = 59 \text{ kW}$. Estos resultados están acordes a lo establecido por diseño.
2. El sistema trabaja bajo la condición de ausencia de cavitación, ya que se cumple que $(NPSH)_{dis} = 9,30$ es superior a $(NPSH)_{req} = 4$ por lo que se concluye que el sistema **NO CAVITA**. Esto puede estar dado por la condición de que el sistema es un sistema cerrado de recirculación de agua donde las presiones en la entrada de la bomba son relativamente altas.
3. Se propone para el sistema auxiliar de recirculación de agua para el enfriamiento una bomba centrífuga del CATÁLOGO GRUNDFOS, modelos NK 100/200: Bombas monobloc de aspiración axial. Que permita la recirculación del agua cuando haya paradas en el motor y garantice mantener temperaturas bajas en el aceite.
4. El sistema actual incurre en un gasto por transportación de 1 048 580 CUC/año y gasto en mantenimiento por reposición de la bomba en caso rotura de 10252,51 CUC.

Recomendaciones

A partir de los resultados obtenidos se recomienda:

1. Realizar un estudio de factibilidad para la instalación de la bomba auxiliar de agua para el enfriamiento del aceite de los motores MAN
2. Instalar la bomba auxiliar en paralelo a la bomba principal como se indica en el trabajo.

Recomendaciones

A partir de los resultados obtenidos se recomienda:

1. Realizar un estudio de factibilidad para la instalación de la bomba auxiliar de agua para el enfriamiento del aceite de los motores MAN
2. Instalar la bomba auxiliar en paralelo a la bomba principal como se indica en el trabajo.

Bibliografía

1. Anónimo "Manual den instrucciones de Motores Man" Frankfurt,Alemania.(2014)
2. Bombas GRUNDFOS. Disponible en: <http://pdf.directindustry.es/pdf/grundfos-5420.html>
3. Charm, S. "Fundamentals of Food Engineering". AVI Pub. Co. WestportConn.pp. 54-93. (1971)
4. Cherkasski, V.M. "*Bombas, Ventiladores, Compresores*", Editorial Mir, Moscú, Rusia. (1986)
5. Catalogo BOMBAS GRUNDFOS. Disponibles en : <http://www.ingenieros.es/files/catalogos/Grundfosliterature-145536-Bombas.pdf>
6. Farrill, G. "*Recirculación del agua de enfriamiento de los tanques de Lixiviación y Lavado*", Nicaro. (1967)
7. Fuel –oil industrial ".Ecured . Disponible en :<https://www.ecured.cu>/Gerhart, M. and Gross, J. "Fundamentos de la Mecánica de los Fluidos", eds. Addison – Wesley Iberoamericana, España. (1992)
8. Ibarz, A.; Vélez, J. y Barbosa, G. "Transporte de alimentos fluidos a través de tuberías". Inéditos: 60 hojas. Universidad de las Américas, Puebla, México. (2001)
9. Juregui, S. y Valdés, Y. "*Evaluación de sistemas de bombeo por métodos computacionales*". Memorias del 1er. Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica. Madrid. (1993)
- 10.Karelin, B. "*Fenómeno de cavitación en bombas centrífugas y axiales*". Moscú. Construcción de Maquinarias. (1987)
- 11.Kenneth J. y el cuerpo de redactores de Chemical. "BOMBAS Selección, uso y mantenimiento". México, 1998.
- 12.Macedo, R. C. "Manual de Prácticas de Operaciones Unitarias I", Universidad de las Américas, Puebla. México. Inéditos. (2001)

13. Montero Alvarez Deynel "Diseño de la estación de bombeo de colas de la Planta Lavaderos en la Empresa "Pedro Sotto Alba" . Trabajo de diploma en opción al título de Ingeniero Mecánico, Instituto Superior Minero Metalúrgico, Moa 2016. Capítulos 1 y 2.
14. Montenegro, R. "Cálculo de la torre de enfriamiento". *Capítulo 3. Disponible en <https://www.tesis.institucionales.es/>*
15. Nekrasov B. "Hidráulica". Editorial Pueblo y Educación, Ciudad de La Habana, 1986.
16. Nekrasov B. "Hidráulica". Editorial Mir Moscú, Rusia, 1968.
17. Nekrasov, B., Hidráulica. Editorial MIR, Moscú, Rusia, 1990.
18. Pérez, R. "Equipos de bombeo". 3ra Edición, Tercera Reimpresión, editorial Pueblo y Educación, Ciudad de La Habana. (2000)
19. Reyes de la Cruz Jorge L. "Diagnóstico de los parámetros de explotación de bombas centrífugas de mediana capacidad en presencia de régimen cavitacional". Tesis en opción al título de Master en Ciencias, Instituto Superior Minero Metalúrgico, Moa 2007. Capítulo 1.
20. Rabinovich E. Z. "Hidráulica". Ed. MIR, Moscú, URSS, 1986. p. 115 – 191.
21. Rabinovich, E. Z. "Hidráulica", editorial MIR, Moscú. (1987)
22. "Sistemas de enfriamiento en Motores de combustión interna". Disponible en <https://www.metallube.es/>
23. Skelland A.H. P. "Non – Newtonian Flow and Heat Transfer". Instituto Cubano del Libro, La Habana, 1970.
24. Steffe J. M. y Morgan R. G. "Pipeline Design and Pump Selection for Non – Newtonian Fluid Foods". Food Technology, Diciembre 1986. p. 78 – 85.
25. Vélez, J. (2003): "Apuntes de Ingeniería de Alimentos I", Universidad de las Américas, Puebla, México, Inéditos.

