

T
621.402
VI

Escuela Superior Politécnica del Litoral

Facultad de Ingeniería en Mecánica

Cambio del sistema de enfriamiento de
un motor estacionario a un sistema
decorativo de una fuente de Agua

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECANICO

Presentado por:

Boris X. Vintimilla Burgos

Guayaquil - Ecuador

**Año
1995**

AGRADECIMIENTO

Presento mis más sinceros agradecimientos a la Escuela Superior Politécnica del Litoral, por haberme dado la oportunidad de cumplir esta etapa de estudio profesional.

Al Ingeniero Freddy Cevallos Barberán, Director de Tesis, por las orientaciones y observaciones hechas desde el inicio y hasta el final de la presente tesis; así como también a todas la personas que de una u otra manera colaboraron para la realización de este trabajo.

Un agradecimiento especial a mis Padres, quienes han sido la guía de mi vida, me enrumbaron en mi vida estudiantil y me brindaron todo su apoyo para la culminación de la misma.

Por todo esto, muchas gracias a Dios y a Todos .

DEDICATORIA

A mis padres, por el apoyo y cariño que mantienen en mi; para que con esfuerzo, voluntad y responsabilidad lleve hacer realidad mis ideales.

A mis hermanos, por su cariño, ayuda y comprensión en todos los momentos de tristeza y alegría que hemos tenido.

En especial a la memoria de mi tío el Ingeniero Noé Burgos Alvarado, quien me guió en mis primeros años de estudios universitarios, para después continuar haciéndolo con su espíritu desde su lugar en el cielo a donde el Divino Señor lo llamó.

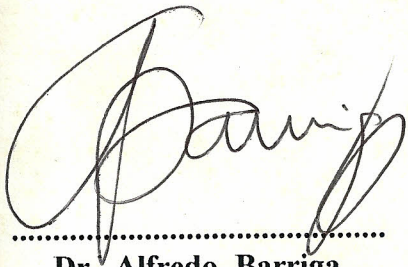
DECLARACION EXPRESA

"LA RESPONSABILIDAD POR LOS HECHOS, IDEAS, Y DOCTRINAS EXPUESTOS EN ESTA TESIS, CORRESPONDEN EXCLUSIVAMENTE A SU AUTOR, Y EL PATRIMONIO INTELECTUAL DE LA MISMA CORRESPONDE A LA ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

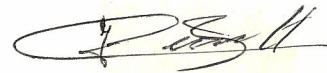
(REGLAMENTOS DE EXAMENES Y TITULOS PROFESIONALES DE LA ESPOL).

A handwritten signature in black ink, written over a horizontal dotted line. The signature is cursive and appears to read "Boris Xavier Vintimilla Burgos".

BORIS XAVIER VINTIMILLA BURGOS .



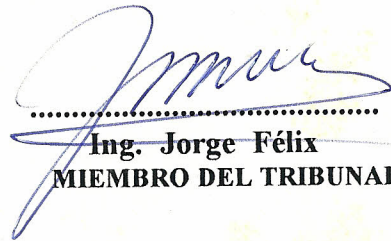
.....
Dr. Alfredo Barriga
DECANO DE LA FIM



.....
Ing. Freddy Cevallos
DIRECTOR DE TESIS



.....
Ing. Francisco Andrade
MIEMBRO DEL TRIBUNAL



.....
Ing. Jorge Félix
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

RESUMEN

Para llevar a cabo la presente Tesis, se ha tomado como base un Motor Caterpillar modelo 3406B de 587 HP de potencia, con un sistema de enfriamiento por agua; que para nuestro caso es un motor-generador eléctrico. Este motor-generador puede ser usado en una industria, fábrica, hospital o en cualquier otra parte donde se requiera de su uso.

El problema principal que va a tener este Motor Caterpillar 3406B, es que va a trabajar en un área cerrada, es decir, en un cuarto que no va a estar en contacto directo con el ambiente exterior, impidiendo de esta forma el correcto funcionamiento del Sistema de Enfriamiento de dicho motor.

Ahora bien, si consideramos que el sistema de enfriamiento no es el esperado, esto nos va a producir un sobrecalentamiento del motor, el mismo que en caso de no corregirlo producirá daños al motor.

Para mejorar este problema, en este caso el Sistema de Enfriamiento del motor, se va a eliminar el radiador convencional, y éste va a ser reemplazado con la instalación de un Sistema Decorativo constituido por una Fuente de Agua, el cual resulta ser una Torre de Enfriamiento. Este tipo de sistema decorativo (torre de enfriamiento) debe realizar

la misma función que el sistema de enfriamiento original del motor, es decir, la misma función del radiador convencional o mejorar el sistema.

El Sistema Decorativo constituido por una Fuente de Agua, tiene que ser de tal forma que esté en contacto directo con el ambiente exterior, es decir, debe estar instalado fuera del cuarto donde va a trabajar el motor, para de esta forma aprovechar el aire y por medio de este realizar el enfriamiento del agua del motor.

Para la instalación de la fuente de agua se van a usar dos tuberías, una que debe estar conectada a la salida del agua caliente del motor (anterior entrada al radiador) y otra a la bomba del motor (anterior salida del radiador). Estos tubos deben dirigirse hacia la fuente de agua o torre de enfriamiento, el mismo que por medio de una bomba de agua deberá expulsar o rociar el agua que viene del motor (agua caliente) hacia el ambiente externo y aprovechar el aire de éste para enfriar el agua, enviándola luego hacia el motor (agua fría).

INDICE GENERAL

| | Página |
|--------------------------------|---------------|
| RESUMEN | VI |
| INDICE GENERAL | VIII |
| INDICE DE FIGURAS | XII |
| INDICE DE TABLAS | XIV |
| INTRODUCCION | 1 |

CAPITULO I

PRINCIPIOS BASICOS DEL MOTOR

| | |
|--|-----------|
| 1.1. Descripción de la máquina diesel, a analizar. | 4 |
| 1.2. Partes principales del motor, descripción de sus sistemas. | 5 |
| 1.2.1. Sistema de admisión y escape de aire. | 6 |
| 1.2.1.1. Postenfriador. | 9 |
| 1.2.1.2. Turbocargador. | 10 |
| 1.2.1.3. Válvulas y componentes del sistema de válvulas. | 13 |
| 1.2.2. Sistema de lubricación. | 15 |
| 1.2.2.1. Flujo de aceite a través del filtro de aceite y el enfriador de aceite. | 16 |
| 1.2.2.2. Flujo de aceite en el motor. | 19 |

| | Página |
|---|--------|
| 1.2.3. Sistema de enfriamiento. | 21 |
| 1.2.4. Sistema de arranque por aire. | 23 |
| 1.3. Definición del problema. | 27 |
| 1.4. Propuesta de cambio. | 28 |

CAPITULO II

INGENIERÍA DEL DISEÑO

| | |
|---|----|
| 2.1. Selección del motor para la aplicación deseada. | 30 |
| 2.2. Análisis termodinámico del motor a analizar. | 32 |
| 2.2.1. Cálculo del volumen del desplazamiento del pistón. | 33 |
| 2.2.2. Cálculo de la cilindrada. | 33 |
| 2.2.3. Cálculo del volumen de la cámara. | 33 |
| 2.2.4. Cálculo del volumen total. | 33 |
| 2.2.5. Cálculo de la eficiencia térmica. | 34 |
| 2.2.6. Cantidad teórica de aire que entra al cilindro. | 34 |
| 2.2.7. Cantidad teórica de combustible. | 35 |
| 2.2.8. Cantidad teórica de mezcla. | 35 |
| 2.2.9. Cantidad de calor introducido. | 35 |
| 2.2.10. Cálculo del trabajo termodinámico. | 35 |
| 2.2.11. Eficiencia volumétrica. | 36 |
| 2.2.12. Cantidad real de la mezcla. | 37 |
| 2.2.13. Cálculo de la presión y temperatura de admisión. | 37 |
| 2.2.14. Cálculo de la presión y temperatura de compresión. | 38 |

| | Página |
|--|---------------|
| 2.2.15. Cálculo de la presión y temperatura máxima del ciclo. ... | 38 |
| 2.2.16. Cálculo de la presión y temperatura al final de la expansión. | 40 |
| 2.2.17. Diagrama indicado : motor diesel de 6 cilindros. | 41 |
| 2.2.18. Fórmulas para la obtención de los datos del diagrama indicado del motor. | 42 |
| 2.2.19. Diagrama indicado del motor : P_c , P_z vs V_p , para el cálculo del trabajo indicado. | 44 |
| 2.2.20. Cálculo de los parámetros indicados. | 45 |
| 2.2.21. Cálculo de los parámetros efectivos. | 49 |

CAPITULO III

CAMBIO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL MOTOR.

| | |
|---|----|
| 3.1. Tipo del sistema de enfriamiento original del motor. | 54 |
| 3.1.1. Sistema de enfriamiento del radiador. | 54 |
| 3.1.2. Sistema de enfriamiento keel. | 56 |
| 3.1.3. Sistema de enfriado del intercambiador de calor. | 59 |
| 3.1.4. Acondicionantes del refrigerante (accesorios). | 61 |
| 3.2. Selección del sistema de enfriamiento a usar en nuestro proyecto. | 63 |
| 3.2.1. Clasificación de las torres de enfriamiento. | 64 |
| 3.2.2. Selección de la torre a diseñarse. | 72 |
| 3.3. Cálculos del sistema de enfriamiento propuesto. | 75 |

| | Página |
|---|---------------|
| 3.3.1. Cálculos en la tubería que une el motor con la torre de enfriamiento. | 76 |
| 3.3.1.1. Cálculo de la pérdida de calor del fluido desde el motor hasta la entrada de la torre de enfriamiento. | 79 |
| 3.3.2. Cálculos para la torre de enfriamiento. | 92 |
| 3.3.2.1. Cálculo del coeficiente de transferencia de masa en la torre de enfriamiento. | 102 |
| 3.3.3. Cálculos en la tubería que une la torre de enfriamiento con el motor. | 106 |
| 3.3.4. Cálculos del sistema hidráulico para la selección de la bomba. | 109 |

CAPITULO IV

ESTUDIO ECONOMICO.

| | |
|---|-----|
| 4.1. Análisis económico del sistema. | 120 |
| 4.1.1. Costo del equipo e instalación. | 120 |
| 4.1.2. Costo de operación del proyecto. | 121 |
| CONCLUSIONES | 125 |
| APENDICES | 128 |
| NOMENCLATURA | 143 |
| BIBLIOGRAFIA | 148 |

INDICE DE FIGURAS

| | Página |
|---|---------------|
| 1. Sistema de admisión y escape de aire. | 7 |
| 2. Sistema de admisión y escape de aire (continuación). | 8 |
| 3. Sistema de admisión de aire. | 9 |
| 4. Turbocargador. | 10 |
| 5. Turbocargador (ejemplo típico). | 12 |
| 6. Componentes del sistema de válvulas. | 14 |
| 7. Componentes del sistema de lubricación. | 15 |
| 8. Flujo de aceite (motor caliente). | 17 |
| 9. Flujo de aceite (motor frío). | 18 |
| 10. Flujo de aceite en el motor. | 19 |
| 11. Sistema de arranque por aire. | 23 |
| 12. Motor de arranque por aire. | 25 |
| 13. Flujo de aire a través del motor de arranque (visto desde el piñón hacia el motor). | 26 |
| 14. Propuesta de cambio (como se van a instalar las tuberías). | 29 |
| 15. Sistema de enfriamiento del radiador (motor caliente). | 55 |
| 16. Sistema de enfriamiento Keel (motor caliente). | 57 |

| | | |
|-----|---|-----|
| 17. | Sistema de enfriado del intercambiador de calor (motor caliente). | 60 |
| 18. | Sistema de enfriamiento con acondicionantes del refrigerante. ... | 62 |
| 19. | Torre de enfriamiento de tiro forzado. | 65 |
| 20. | Torre de enfriamiento de tiro inducido, flujo en contra corriente. | 67 |
| 21. | Torre de enfriamiento de tiro inducido, flujo cruzado. | 68 |
| 22. | Torre de enfriamiento atmosférica. | 70 |
| 23. | Torre de enfriamiento de tiro natural o hiperbólica. | 72 |
| 24. | Tubería seleccionada. | 78 |
| 25. | Tubería desde el motor hasta la torre de enfriamiento. | 79 |
| 26. | Variación de la temperatura del fluido desde el motor hasta el tanque de agua. | 85 |
| 27. | Variación de la temperatura del fluido desde el tanque hasta la entrada de la torre de enfriamiento. | 91 |
| 28. | Esquema de la tubería con aletas anulares. | 93 |
| 29. | Esquema de la conexión entre la tubería y el tanque de agua. ... | 107 |
| 30. | Esquema de la instalación de la torre de enfriamiento. | 110 |
| 31. | Esquema definitivo del sistema de enfriamiento propuesto. | 119 |

INDICE DE TABLAS

| | Página |
|--|--------|
| TABLA I. Especificaciones del motor Caterpillar 3406B. | 5 |
| TABLA II. Datos utilizados en el análisis termodinámico del motor. | 32 |
| TABLA III. Datos para la obtención del diagrama indicado del motor. | 43 |
| TABLA IV. Rango de enfriamiento usados en procesos industriales. | 73 |
| TABLA V. Características físicas del motor. | 75 |
| TABLA VI. Funcionamiento en condiciones de clasificación. | 75 |
| TABLA VII. Variación de la entalpía. | 105 |
| TABLA VIII. Costo del equipo e instalación. | 121 |

INTRODUCCIÓN

El uso principal del agua en la industria, es en la remoción del calor para condensar y enfriar varios productos. El agua después de haberse usado en esta forma, queda caliente y puede ser descargada, enfriada y luego recirculada.

Existen muchas formas de enfriar el agua caliente que sale de un motor, pero es necesario optar algún método que permita enfriar agua a menor costo, sin que se produzcan efectos secundarios; así, se podría enfriar agua utilizando equipos de enfriamiento de contacto indirecto, como en los intercambiadores térmicos de circuito cerrado, en donde el líquido a enfriarse pasa a través de finas tuberías con aletas disipadoras de calor y exteriormente pasa el aire que absorbe calor del líquido que se está enfriando, en forma similar a los radiadores convencionales de autos.

Otra forma de enfriar agua, sería aprovechando la técnica del enfriamiento por evaporación, la cual se basa en que para enfriar el agua, se evapora una pequeña cantidad de ésta, absorbiendo el calor latente del resto del agua la cual se enfría; la evaporación se produce poniendo en contacto directo aire de humedad relativa baja con el agua caliente a enfriarse. Como se vé, éste método tiene la ventaja sobre el anterior, en que en este caso se ponen dos fluidos íntimamente en contacto directo

produciéndose una transferencia de masa y calor simultáneamente y, la capacidad de enfriamiento excede en mucho a los intercambiadores indirectos en donde la disipación de calor se produce por termotransferencia pura, a más que el flujo de calor debe vencer las resistencias que ofrecen los materiales de los conductos.

Los dispositivos que se utilizan para poner en contacto directo el aire con el agua, varían desde las piscinas abiertas al ambiente hasta las torres de enfriamiento, las cuales son usadas cuando se necesita enfriar cantidades considerables de agua, como usualmente lo es a nivel industrial.

Las torres de enfriamiento son las más usadas industrialmente y más aún en la localidad, en donde el compartimiento del aire atmosférico se presenta como una sustancia de trabajo deficiente.

La torre de enfriamiento es una cámara en la cual el aire exterior fluye a través del rocío del agua caliente de entrada que se va a enfriar. La temperatura del agua se reduce en parte por el calentamiento del aire y en gran parte por la evaporación de cierta cantidad de agua. El aire entra a condiciones dadas y sale a temperatura más alta y frecuentemente saturada. En general, es posible enfriar el agua por debajo de la temperatura de entrada del aire. Deben calcularse el volumen de aire por libra de agua que entra y la cantidad de agua evaporada.

Por lo tanto, es motivo del presente estudio cambiar el sistema de enfriamiento original de un motor estacionario de 587 Hp a un sistema decorativo de una fuente de agua (torre de enfriamiento).

Ahora bien, en base a las consideraciones anteriormente indicadas, para lo cual se han tomado como referencias los principios fundamentales de transferencia de masa y de calor, que intervienen en los procesos de enfriamiento de agua con aire cuando están en contacto directo.

En este trabajo, se ha tratado de seguir un proceso de cálculos adecuados, para lo cual, se presenta en el Capítulo I un estudio de los fundamentos teóricos sobre los principios básicos del motor; mientras que en el Capítulo II se hace un análisis termodinámico del motor, comprobándose de esta forma las especificaciones que presenta el constructor del motor.

En los dos subsiguientes capítulos se hace ya un estudio más profundo sobre el Sistema de Enfriamiento del Motor, lo cual lo encontramos en el Capítulo III, en donde se usan los principios fundamentales de transferencia de masa y de calor que intervienen en el proceso de enfriamiento de agua con aire, cuando estos están en contacto directo. En el Capítulo IV, hacemos un estudio económico del sistema, en donde hacemos un análisis de costo de instalación y un análisis de costo de operación.

CAPITULO I

PRINCIPIOS BASICOS DEL MOTOR

1.1.- DESCRIPCION DE LA MAQUINA DIESEL, A ANALIZAR.

Hay muchos tipos diferentes de motores diesel. La clasificación más usual se basa en el número de cilindros que puede variar desde el conocido motor de un cilindro hasta el de 24 cilindros, usándose este último primordialmente en la producción de energía eléctrica.

Otra clasificación se basa en la disposición de los cilindros. Los dos tipos más comunes son el motor vertical y el tipo en "V" en el cual los cilindros están dispuestos en forma de una V.

Además los motores diesel se clasifican también por la velocidad. En general, se consideran de baja velocidad los inferiores a 1000 rpm, intermedios los de 1000 a 2500 rpm y de alta velocidad los de 2500 a 6000 rpm.

Ahora bien, para la elaboración de la presente tesis, se ha tomado como objetivo un Motor-Generador Eléctrico, marca Caterpillar, modelo 3406B a diesel; el

mismo que de acuerdo a lo transcrito anteriormente, es un motor diesel de 6 cilindros que están dispuestos en forma vertical. Además este motor dispone de un turboalimentado - postenfriado.

A continuación se mostrará en la Tabla I las respectivas especificaciones del Motor Caterpillar 3406B:

| | |
|---------------------------------|---------------------------------|
| Motor : | Caterpillar 3406B |
| Tipo : | Diesel enfriado por agua |
| Número de cilindros : | 6 en línea |
| Ciclo : | 4 tiempos |
| Potencia efectiva, BHP : | 587 Hp |
| Cilindrada : | 14600 cc |
| Número de revoluciones : | 1800 rpm |
| Diámetro del pistón : | 137 mm |
| Carrera del pistón : | 165 mm |
| Relación de compresión : | 14.5 : 1 |

Tabla I : Especificaciones del Motor Caterpillar 3406B

1.2.- PARTES PRINCIPALES DEL MOTOR, DESCRIPCION DE SUS SISTEMAS.

Para la descripción de sus sistemas, se ha escogido los más importantes del motor, es decir, los que están relacionados principalmente con el Sistema de Enfriamiento, que es en sí lo que va hacer alterado.

Para esto vamos ha describir los siguientes sistemas :

- Sistema de admisión y escape de aire.
- Sistema de lubricación.
- Sistema de enfriamiento y
- Sistema de arranque por aire.

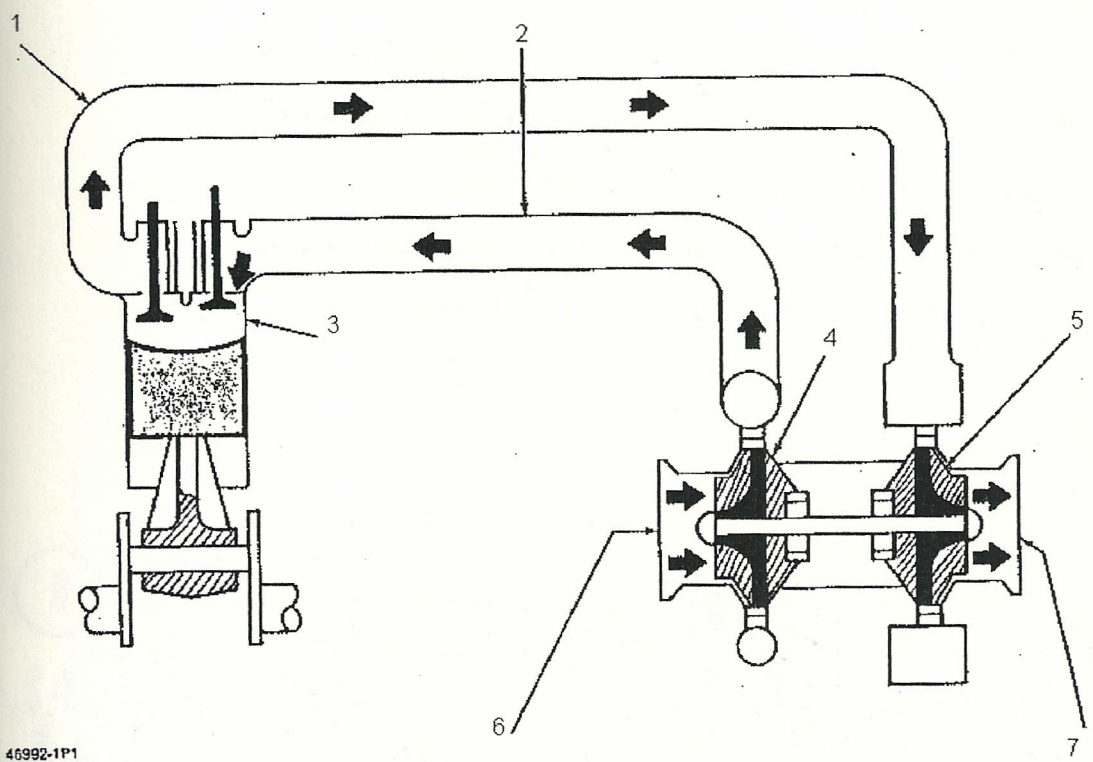
1.2.1.- SISTEMA DE ADMISION Y ESCAPE DE AIRE.

Los componentes del sistema de admisión y escape de aire controlan la calidad y la cantidad de aire disponible para la combustión. Los componentes del sistema de admisión y escape de aire son: filtro de aire, entrada múltiple, cabeza cilíndrica, válvulas y componentes del sistema de válvulas, escape múltiple, y turbocargador.

El aire limpio de admisión del filtro de aire es pasado a través de la entrada de aire [fig. 1. (6)] por la rueda del compresor [fig. 1. (4)]. La rotación de la rueda del compresor causa la compresión de aire y lo fuerza a través de la entrada múltiple [fig. 1. (2)] a las válvulas de admisión en la cabeza del cilindro. El control de las válvulas de admisión de aire fluyen hacia dentro de cada cilindro.

Hay dos válvulas de admisión y dos válvulas de escape para cada cilindro. Las válvulas de admisión se abren cuando el pistón se mueve hacia abajo en el primer golpe de admisión. El aire comprimido por el turbocompresor pasa por el múltiple y se introduce al cilindro. Las válvulas de admisión se cierran y el pistón se mueve hacia arriba en la

carrera de compresión. Cuando el pistón está cerca del tope del golpe de compresión el combustible es inyectado al cilindro.



46992-1P1

Fig. 1. Sistema de Admisión y Escape de Aire

(1) Escape múltiple. (2) Entrada múltiple. (3) Cilindro del motor. (4) Rueda del compresor del turbocargador (5) Rueda de la turbina del turbocargador (6) Entrada del aire (7) Salida de escape.

* FUENTE : Systems Operation Testing and Adjusting. "3406 & 3406B Generator Set Engines", Estados Unidos, 1988.

El combustible se mezcla con el aire y empieza la combustión. La fuerza de la combustión empuja el pistón hacia abajo produciéndose la expansión. Cuando el pistón se mueve hacia arriba de nuevo nos encontramos en la carrera de escape. Las válvulas de escape se abren y los gases de escape pasan por el múltiple [fig. 1. (1)]. Después que el

pistón hace el golpe de escape, las válvulas de escape cierran el ciclo (admisión, compresión, expansión y escape) y empieza de nuevo.

Los gases de escape del escape múltiple van hacia un lado de la turbina del turbocargador [fig. 2. (8)] y causa que la rueda de la turbina de vuelta [fig. 1. (5)]. La rueda de la turbina es conectada al eje que dirige la rueda del compresor [fig. 1. (4)]. Los gases de escape entonces van hacia la salida de escape [fig. 1. (7)] y pasan al sistema de escape.

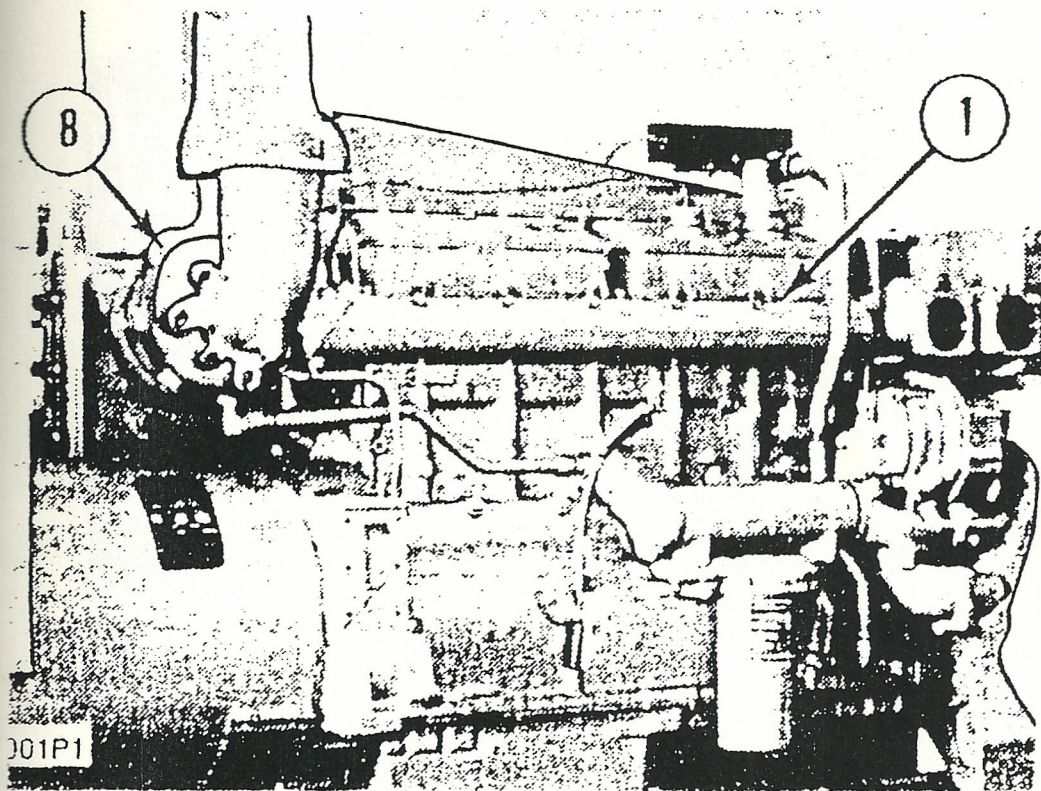


Fig. 2. Sistema de Admisión y Escape de Aire

(1) Escape múltiple. (8) Turbocargador.

* FUENTE : Systems Operation Testing and Adjusting, "3406 & 3406B Generator Set Engines", Estados Unidos, 1988.

1.2.1.1.- Postenfriador.

Algunos motores tienen un postenfriador instalado en lugar de las entradas múltiples. El postenfriador tiene un líquido refrigerante cargado en la parte central del montaje. El líquido refrigerante de la bomba de agua fluye a través de la cubierta del frente sobre el aceite refrigerante al postenfriador. El líquido refrigerante fluye a través de la parte central del montaje y sale del postenfriador pasando por un diferente conducto hacia la parte de atrás del bloque del cilindro.

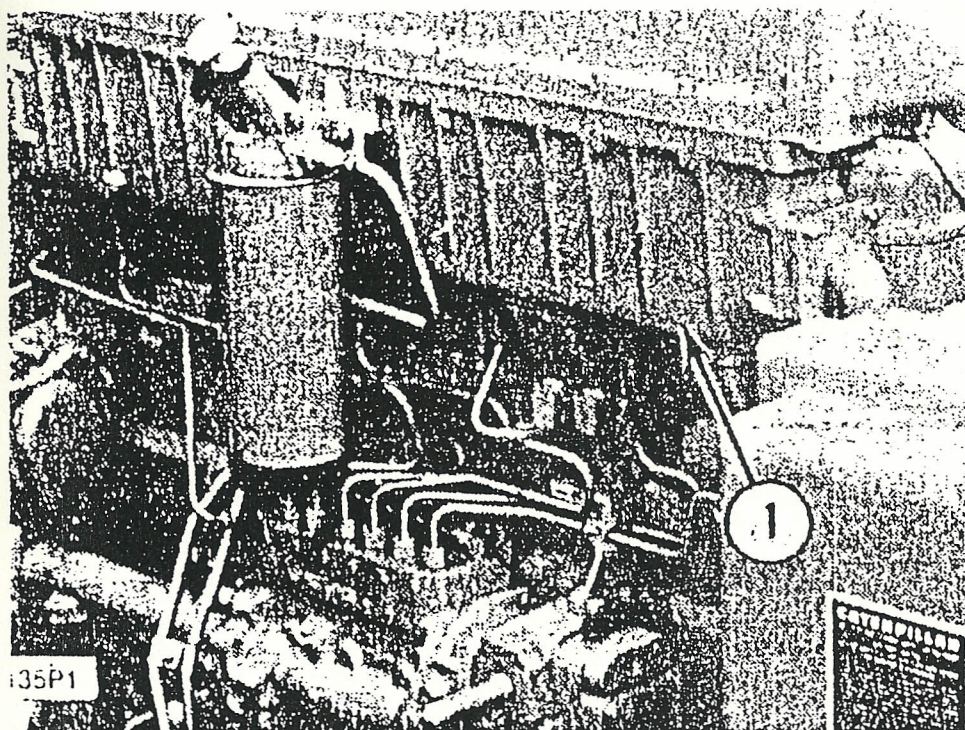


Fig. 3. Sistema de Admisión de Aire

(1) Caja del postenfriador.

* FUENTE : Systems Operation Testing and Adjusting, "3406 & 3406B Generator Set Engines", Estados Unidos, 1988.

El aire de admisión del compresor de los turbocargadores fluye hacia el postenfriador mediante una tubería. El aire pasa a través de la parte central del montaje reduciendo la temperatura de 38 a 93°C (100 a 200°F). El aire refrigerante sale de la parte inferior del postenfriador hacia la cámara de aire, entonces mediante las puertas de entrada van a las cabezas del cilindro.

1.2.1.2.- Turbocargador.

El turbocargador [fig. 4. (3)] es instalado en la sección central o en la parte de atrás del escape múltiple [fig. 4. (2)].

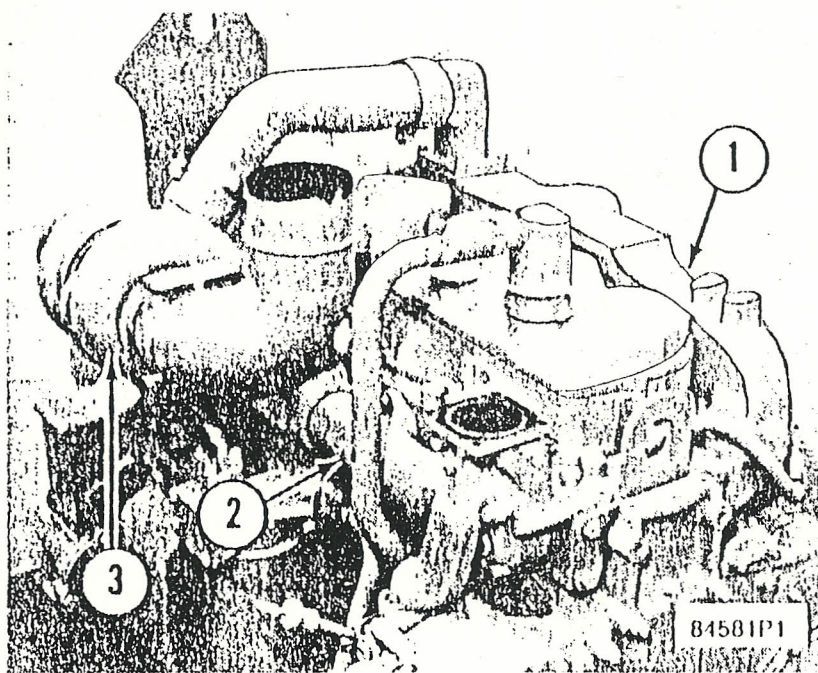


Fig. 4. Turbocargador

(1) Entrada múltiple. (2) Salida múltiple. (3) Turbocargador.

* FUENTE : Systems Operation Testing and Adjusting, "3406 & 3406B Generator Set Engines", Estados Unidos, 1988.

Todos los gases del motor van a través del lado de la turbina del turbocargador. El lado del compresor del turbocargador es conectado a la entrada múltiple o a un postenfriador (si existe).

Los gases de escape van dentro de la caja de la turbina [fig. 5. (12)] y empuja las aletas de la rueda de la turbina [fig. 5. (6)]. Esto causa que la rueda de la turbina y la del compresor giren a 70000 rpm aproximadamente.

El aire limpio del filtro de aire es extraído mediante el compresor situado en la entrada de aire [fig. 5. (4)] por rotación de la rueda del compresor [fig. 5. (5)]. La acción de las aletas de la rueda del compresor causa una compresión del aire de entrada.

El máximo rpm del turbocargador es controlado por el combustible puesto, el punto de ajuste en rpm y la altura arriba del nivel del mar en la cual el motor está operando.

Algo que es importante recalcar es que si el punto de ajuste de rpm o el servicio de combustible es mayor que el dado en el Servicio de Combustible y la Ficha de Información Descrita, puede haber daño del motor o de las partes del trubocargador. El daño se producirá cuando el calor incrementado o fricción debido a una mayor salida del motor pasó más allá de las habilidades del sistema de enfriamiento y lubricación del motor.

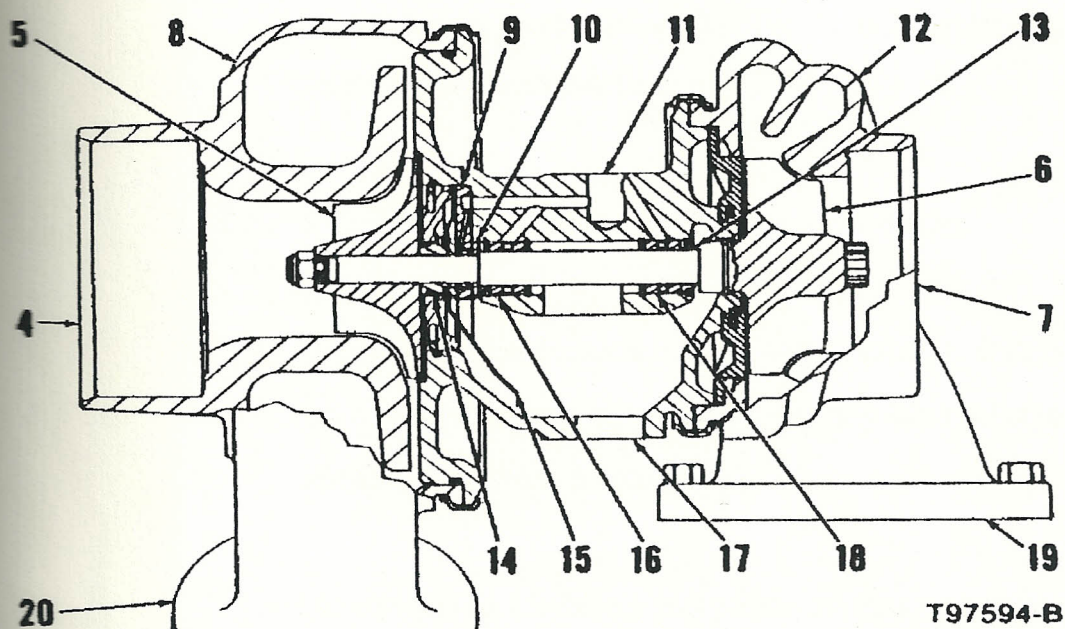


Fig. 5. Turbocargador (ejemplo típico)

(4) Aire de entrada. (5) Rueda del compresor. (6) Rueda de la turbina. (7) Salida de escape. (8) Caja del compresor. (9) Ruliman de empuje. (10) Manguito de unión. (11) Puerto de lubricación de entrada. (12) Caja de la turbina. (13) Manguito de unión. (14) Manguito de unión. (15) Deflector de aceite. (16) Ruliman. (17) Puerto de escape del aceite. (18) Ruliman. (19) Escape de entrada. (20) Aire de salida.

* FUENTE : Systems Operation Testing and Adjusting, "3406 & 3406B Generator Set Engines", Estados Unidos, 1988.

Un mecánico con el entrenamiento apropiado es el único que puede ajustar el servicio de combustible y el punto de ajuste de rpm.

Los rulimanes [fig. 5. (16) y (18)] en el turbocargador usan aceite de motor bajo presión para lubricación. El aceite entra a través del puerto de entrada de aceite [fig. 5. (11)] y va a través de los conductos en la sección central para la lubricación

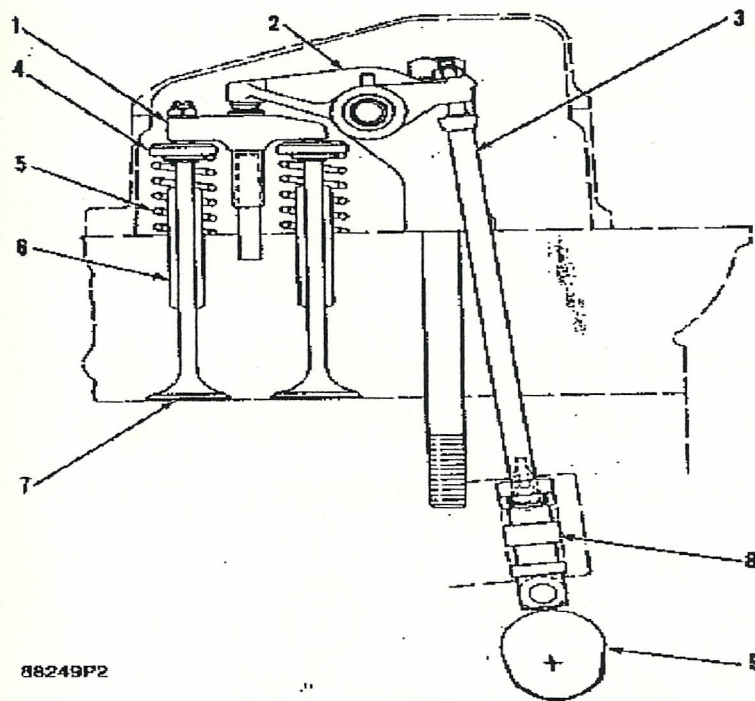
de los rulimanes. Luego el aceite circula hacia afuera a través del puerto de escape del aceite [fig. 5. (17)] y regresa al sistema de lubricación del motor.

1.2.1.3.- Válvulas y Componentes del Sistema de Válvulas.

Los componentes del sistema de válvulas controlan el flujo de aire de entrada y los gases de escape dentro y fuera del cilindro durante la operación del motor.

Lás válvulas de admisión y escape son abiertas y cerradas por medio del movimiento de estos componentes: eje del motor, árbol de levas, levantadores, palanca de empuje, balancines, puentes y resortes de válvulas.

La rotación del eje de motor causa la rotación del eje del motor. El engranaje del árbol de levas está sincronizado, y manejado por, un engranaje del frente del eje del motor. Cuando el árbol de levas [fig. 6. (9)] gira, los lóbulos también giran y produce que la leva [fig. 6. (8)] se mueva para arriba y para abajo a través de los orificios. Este movimiento hace que la palanca de empuje [fig. 6. (3)] mueva los balancines [fig. 6. (2)]. El movimiento del balancín producirá que los puentes de entrada y salida [fig. 6. (1)] se muevan hacia arriba y abajo a través de orificios montados en el cabezal del cilindro.



88249P2

Fig. 6. Componentes del Sistema de Válvulas

(1) Puente de entrada. (2) Balancín de entrada. (3) Palanca de empuje. (4) Rotobobina. (5) Resorte de válvula. (6) Guía de válvula. (7) Entrada de válvula. (8) Leva. (9) Arbol de levas.

* FUENTE : Systems Operation Testing and Adjusting, "3406 & 3406B Generator Set Engines", Estados Unidos, 1988.

Estos puentes permiten que el balancín opere dos válvulas para cada cilindro. Hay dos válvulas de entrada y dos válvulas de salida en cada cilindro. El movimiento de los puentes harán que las válvulas de entrada y salida en la cabeza del cilindro se abran y se cierren de acuerdo con el orden de inyección del motor. Un resorte de válvula [fig. 6. (5)] para cada válvula mantiene las válvulas en posición cerrada. El ensamblamiento de la rotobobina [fig. 6. (4)] ocasiona que las válvulas tengan rotación mientras que el motor esté funcionando. Esta rotación

de las válvulas mantiene a un mínimo el depósito de carbón en las válvulas y le dá mayor vida de servicio.

1.2.2.- SISTEMA DE LUBRICACION .

El sistema de lubricación tiene los siguientes componentes: bandeja de aceite, enfriador de aceite, filtro de aceite, línea de aceite desde y hacia el turbocargador y el pesaje de aceite en el bloque del cilindro.

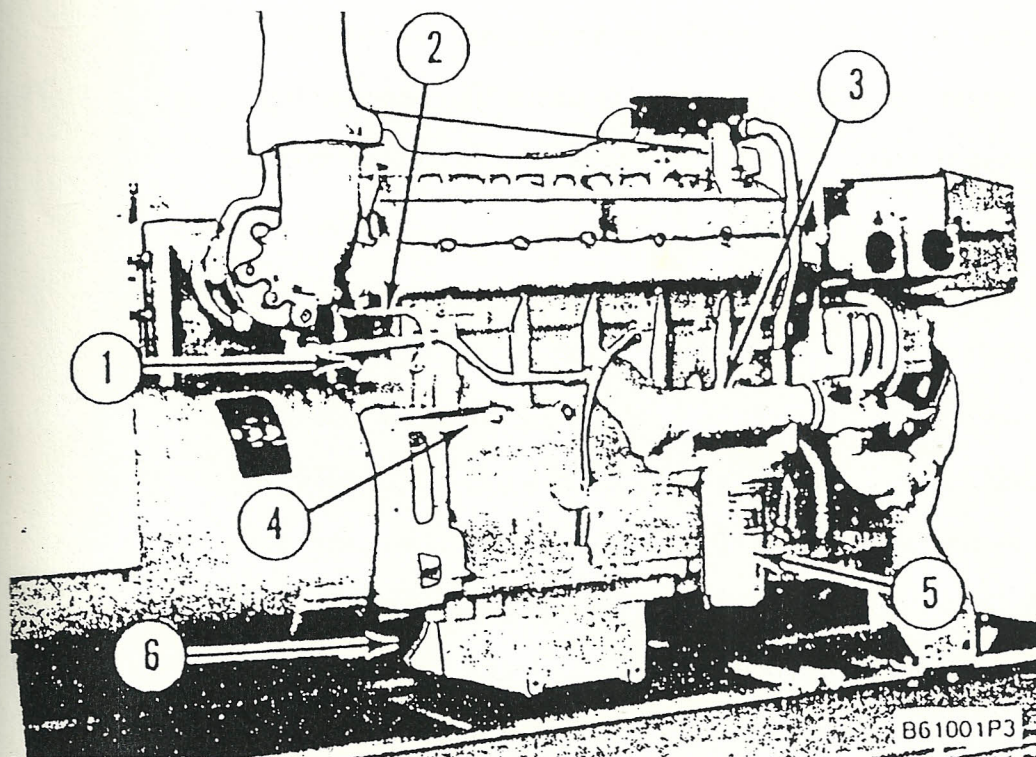


Fig. 7. Componentes del Sistema de Lubricación

(1) Línea de retorno de aceite del turbocargador. (2) Línea de entrada de aceite del turbocargador. (3) Enfriador de aceite. (4) Mezcla múltiple de aceite en el bloque del cilindro. (5) Filtro de aceite. (6) Bandeja de aceite.

* FUENTE : Systems Operation Testing and Adjusting, "3406 & 3406B Generator Set Engines", Estados Unidos, 1988.

1.2.2.1.- Flujo de Aceite a través del Filtro de Aceite y el Enfriador de Aceite.

Con el motor caliente (operación normal), el aceite viene de la bandeja de aceite [fig. 7. (6)] a través de la campana de succión [fig. 8. (9)] a la bomba de aceite [fig. 8. (7)]. La bomba de aceite envía aceite caliente al enfriador de aceite [fig. 8. (10)] y luego al filtro de aceite [fig. 8. (4)]. Del filtro de aceite es mandado a el múltiple de aceite [fig. 8. (1)] en el bloque del cilindro y a la línea de entrada de aceite [fig. 8. (2)] para el turbocargador. El aceite del turbocargador va de regreso a través de la línea de retorno de aceite [fig. 8. (3)] a la bandeja de aceite.

Con el motor frío (condiciones iniciales) el aceite viene de la bandeja del aceite [fig. 8. (6)] a través de la campana de succión [fig. 8. (9)] a la bomba de aceite [fig. 8. (7)]. Cuando el aceite está frío, una diferencia de presión de aceite en las válvulas de desvío [fig. 8. (5) y (8)] causará que estas válvulas se abran. Estas válvulas de desvío dan inmediata lubricación en todos los componentes cuando el aceite frío con alta viscosidad causa una restricción en el flujo de aceite a través del enfriador de aceite [fig. 8. (10)] y el filtro de aceite [fig. 8. (4)]. La bomba de aceite entonces manda el aceite frío a través de la válvula de desvío [fig. 8. (8)] para el enfriador de aceite y a través de la válvula de desvío [fig. 8. (5)] para el filtro de

aceite, hasta el múltiple de aceite [fig. 8. (1)] en el bloque del cilindro y a la línea de entrada [fig. 8. (2)] para el turbocargador. El aceite del turbocargador regresa a través de la línea de retorno de aceite [fig. 8. (3)] a la bandeja de aceite.

Cuando el aceite se calienta, la diferencia de presión en las válvulas de desvío disminuye y estas válvulas se cierran. Ahora habrá un flujo normal de aceite a través del enfriador de aceite y el filtro de aceite.

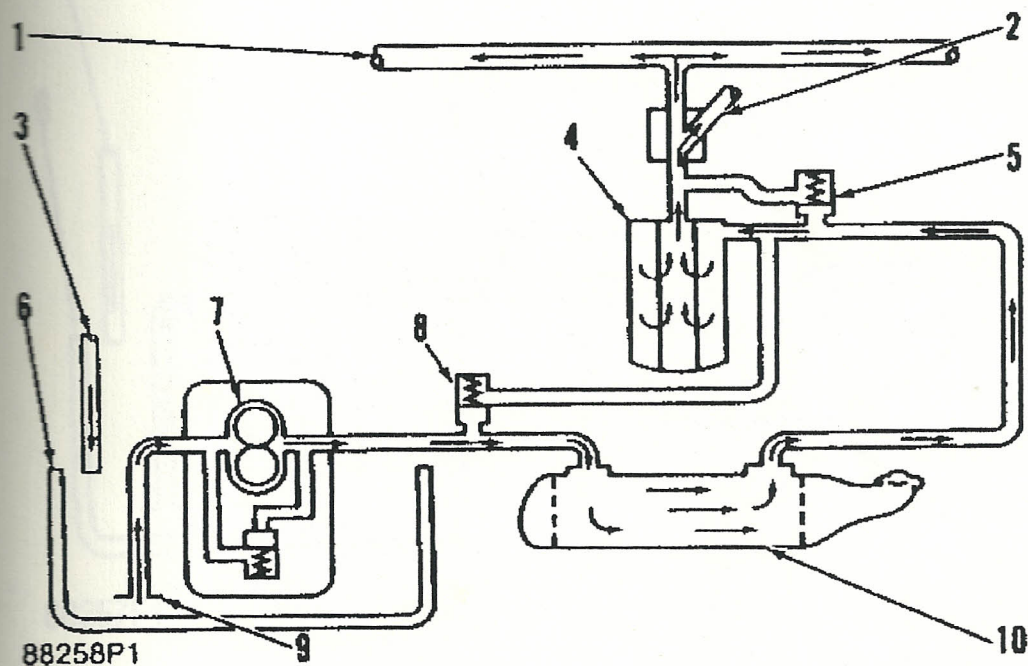


Fig. 8. Flujo de Aceite (motor caliente)

(1) Múltiple de aceite en el bloque del cilindro. (2) Flujo de entrada de aceite al turbocargador. (3) Línea de retorno de aceite desde el turbocargador. (4) Filtro de aceite. (5) Válvula de desvío para el filtro de aceite. (6) Bandeja de aceite. (7) Bomba de aceite. (8) Válvula de desvío para el enfriador de aceite. (9) Campana de succión. (10) Enfriador de aceite.

* FUENTE : Systems Operation Testing and Adjusting, "3406 & 3406B Generator Set Engines", Estados Unidos, 1988.

Las válvulas de desvío también se abrirán cuando hubiere alguna restricción en el enfriador de aceite o en el filtro de aceite. Esta acción no permitirá que un enfriador de aceite o filtro de aceite con una restricción prevenga la lubricación del motor.

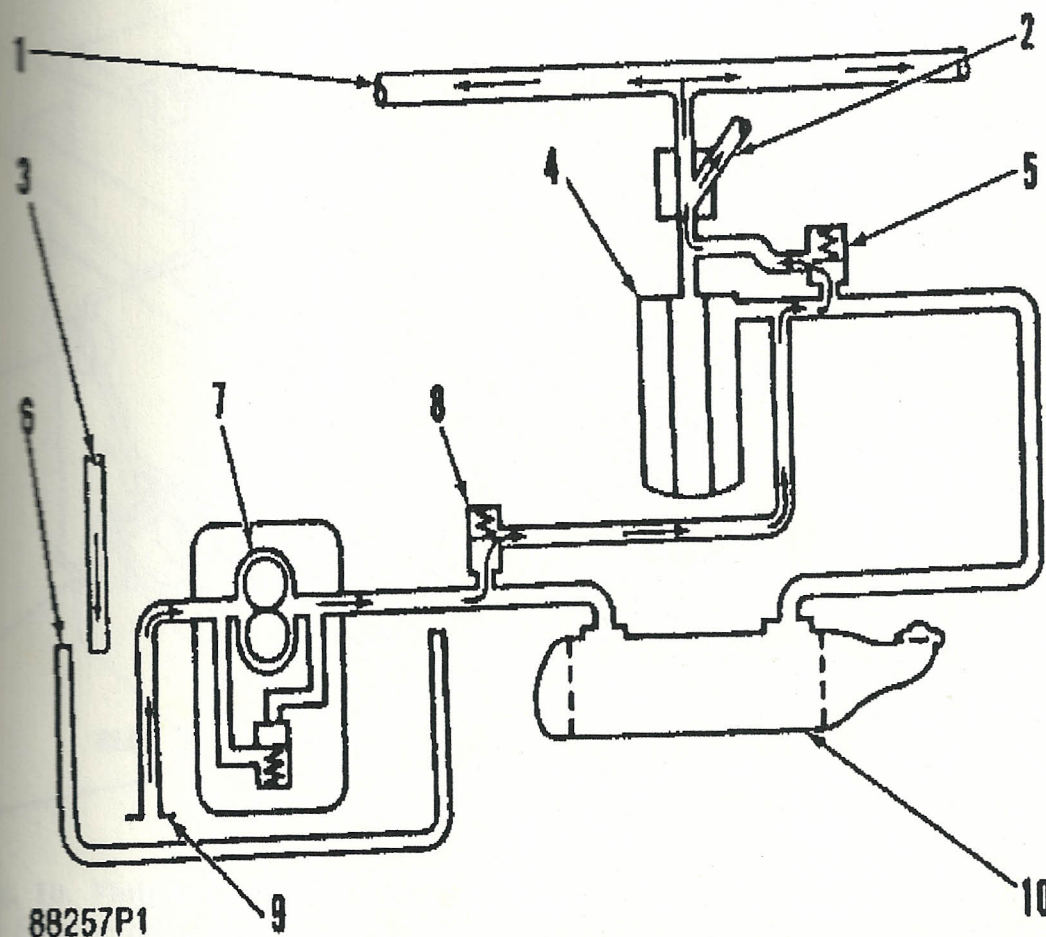


Fig. 9. Flujo de Aceite (motor frío)

(1) Múltiple de aceite en el bloque del cilindro. (2) Flujo de entrada de aceite al turbocargador. (3) Línea de retorno de aceite desde el turbocargador. (4) Filtro de aceite. (5) Válvula de desvío para el filtro de aceite. (6) Bandeja de aceite. (7) Bomba de aceite. (8) Válvula de desvío para el enfriador de aceite. (9) Campana de succión. (10) Enfriador de aceite.

* FUENTE : Systems Operation Testing and Adjusting, "3406 & 3406B Generator Set Engines", Estados Unidos, 1988.

1.2.2.2. Flujo de Aceite en el Motor.

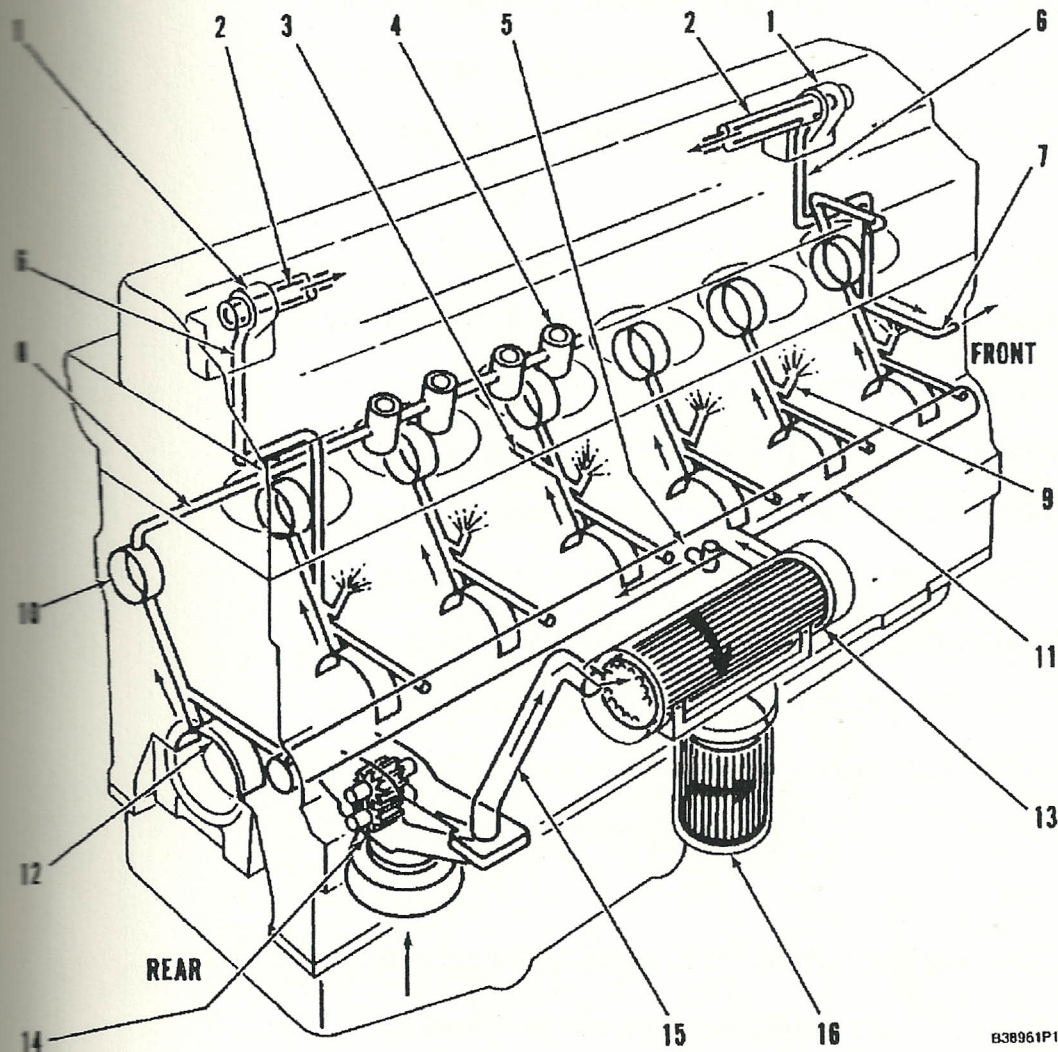


Fig. 10. Flujo de Aceite en el Motor

(1) Soporte del eje de balancín. (2) Eje de balancín. (3) Conducto de aceite hacia la bomba de inyección de aceite y al regulador. (4) Agujero del levantador de la válvula. (5) Conducto de aceite al turbocargador. (6) Conducto de aceite a la cabeza del cilindro. (7) Conducto de aceite al engranaje de la polea loca y a la caja del engranaje. (8) Conducto de aceite hacia la válvula de leva. (9) Tubo surtidor de aceite. (10) Agujero de los cojinetes del eje de levas. (11) Múltiple de aceite. (12) Agujero principal de los cojinetes. (13) Enfriador de aceite. (14) Bomba de aceite. (15) Conducto de aceite al enfriador de aceite. (16) Filtro de aceite.

* FUENTE : Systems Operation Testing and Adjusting, "3406 & 3406B Generator Set Engines", Estados Unidos, 1988.

Desde el múltiple de aceite [fig. 10. (11)] en el bloque del cilindro, el aceite es enviado a través de conductos taladrados en el bloque del cilindro que conecta los rulimanes principales [fig. 10. (12)] y los rulimanes del eje de levas [fig. 10. (10)].

El aceite es enviado por los hoyos taladrados en el eje del motor para dar lubricación a los rulimanes del brazo de conexión. Una pequeña cantidad de aceite es enviada a través de los tubos surtidores de aceite [fig. 10. (9)] para enfriar los pistones. Más aceite es enviado a través de los canales en los agujeros para los rulimanes posteriores y anteriores del eje de levas, luego para los conductos [fig. 10. (8)] que conectan al agujero del levantador de la válvula [fig. 10. (4)]. Estos conductos dan aceite bajo presión para la lubricación de los levantadores de válvulas.

Aceite es enviado a través de los conductos [fig. 10. (6)] al de los hoyos de montaje para sujetadores [fig. 10. (1)] para el brazo del émbolo. El aceite es enviado por los hoyos de montaje del frente y a los sujetadores del brazo del balancín del eje hacia dentro del balancín del brazo del eje [fig. 10. (2)]. Los hoyos en el brazo del balancín permiten que el aceite de lubricación a los componentes del sistema de válvulas en la cabeza del cilindro.

El engranaje de la polea y la transmisión auxiliar obtienen aceite del conducto [fig. 10. (7)] en el bloque del cilindro mediante un conducto en el eje del engranaje de la polea instalado en el frente del bloque del cilindro.

La bomba de inyección de combustible y el regulador obtienen aceite del conducto [fig. 10. (3)] en el bloque del cilindro. La unidad de avance automático sincronizado obtiene aceite de la bomba de inyección de combustible a través del eje del motor por la bomba de inyección de combustible. El 3406B no tiene un avance automático sincronizado.

Hay una válvula de control de presión en la bomba de aceite. Esta válvula controla la presión del aceite viniendo desde la bomba de aceite. La bomba de aceite puede poner más aceite dentro del sistema que el que necesita. Cuando hay más aceite que el que necesita, la presión del aceite sube y la válvula se abrirá. Esto permite que el aceite que no se necesita regrese a la entrada del conducto de aceite de la bomba de aceite. Después que la lubricación del aceite ha hecho su trabajo, este regresa a la bandeja de aceite del motor.

1.2.3.- SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.

Los cilindros de los motores se deben enfriar para mantener una película de lubricante sobre las paredes del cilindro y otras superficies

deslizantes; también se deben de enfriar las culatas, los émbolos y las válvulas de escape para impedir la detonación durante la combustión o la destrucción de estas partes provocada por un calentamiento excesivo. Debe enfriarse el lubricante, para que mantenga una viscosidad adecuada en condiciones de operación. Por lo general, se emplean sistemas de enfriamiento tanto de agua como de aire; pero cuando los émbolos, las válvulas de escape y los lubricantes son pequeños, en comparación con el motor o desarrollan poco trabajo, es suficiente el enfriamiento por contacto con otras partes del motor o con el lubricante que se encuentra entre ellos y no requieren de sistemas exclusivos.

Este motor tiene un sistema de enfriamiento de tipo presión. El sistema de enfriamiento de tipo presión tiene dos ventajas. La primera ventaja es que el sistema de enfriamiento puede tener operación segura a temperaturas que son más altas que el punto normal de ebullición (vapor) del agua. La segunda ventaja es que este tipo de sistema previene la cavitación (la creación repentina de burbujas a baja presión en líquidos debido a fuerzas mecánicas) en la bomba de agua. Con este tipo de sistema, es más difícil hacer una bolsa de aire o vapor en un sistema de enfriamiento.

Ahora bien, como el tema principal de este trabajo se basa específicamente en el Sistema de Enfriamiento del Motor Caterpillar 3406B; he decidido dedicar un solo capítulo a éste, de tal forma que se detallará en forma minuciosa todo lo referente con este tema en el Capítulo III.

1.2.4.- SISTEMA DE ARRANQUE POR AIRE.

El motor de arranque por aire es usado para hacer girar el volante del motor lo suficientemente rápido como para encender el motor. El motor de arranque por aire puede ser montado a cualquier lado del motor. El aire es normalmente contenido en un tanque de almacenamiento y el volumen del tanque determinará el tiempo en que el volante del motor podría girar. El tanque de almacenamiento puede retener volúmenes de aire a 1720 kPa (250 psi) cuando está lleno.

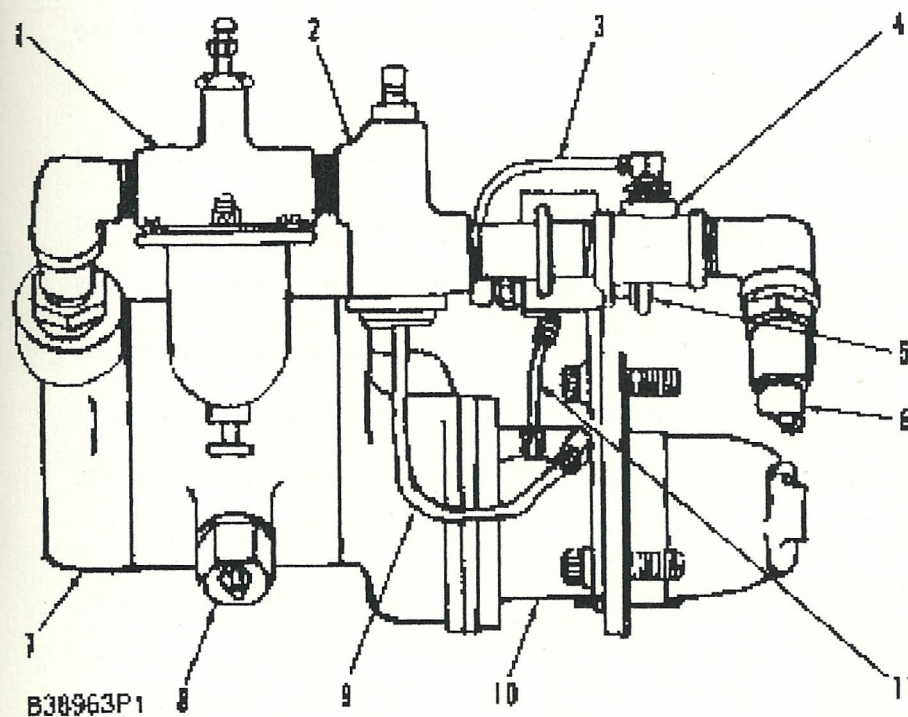


Fig. 11. Sistema de Arranque por Aire

(1) Lubricador. (2) Válvula del relay. (3) Línea. (4) Te. (5) Válvula de control de arranque. (6) Manguera. (7) Motor de arranque. (8) Deflector. (9) Línea. (10) Caja de transmisión. (11) línea.

* FUENTE : Systems Operation Testing and Adjusting, "3406 & 3406B Generator Set Engines", Estados Unidos, 1988.

Para motores que no mantienen carga pesada durante el arranque, el ajuste del regulador es aproximadamente 690 kPa (100 psi). Este ajuste da una buena relación entre las velocidades del cigüeñal lo suficientemente rápido para un arranque fácil y el tiempo en que el motor de arranque por aire puede hacer girar el volante del motor antes de que se acabe el suministro de aire.

Si el motor tiene una carga pesada que no puede ser desconectada durante el arranque, el ajuste de la válvula de regulación de la presión de aire necesita ser lo más alto en el orden de conseguir una velocidad bastante alta para que se produzca un arranque fácil.

El consumo de aire es relacionado directamente con la velocidad. La presión de aire es relacionada directamente con el esfuerzo necesario para hacer girar el volante del motor. El ajuste del regulador de presión de aire debe ser hasta 1030 KPa (150 psi), si es necesario, para poder obtener una correcta velocidad del cigüeñal para un motor que tiene carga pesada. Con un correcto ajuste, el motor de arranque por aire puede hacer girar un motor cargado tan rápido como si este no estuviese cargado.

Otras fuentes de aire pueden ser usadas si estas tienen la presión y el volumen correcto. Para una buena vida del motor de arranque por aire, la fuente debe estar libre de suciedad y agua. Un lubricador con un aceite SAE 10 no detergente [para temperaturas sobre 0°C (32°F)], o combustible diesel [para temperaturas bajo 0°C (32°F)] debe ser usado

con el sistema de arranque. La presión máxima para usar en el motor de arranque por aire es 1030 KPa (150 psi). Presiones más altas pueden causar problemas.

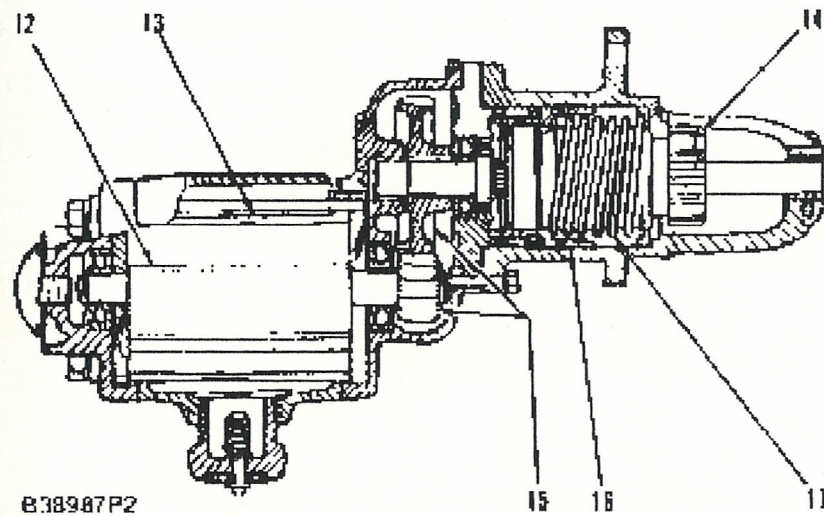


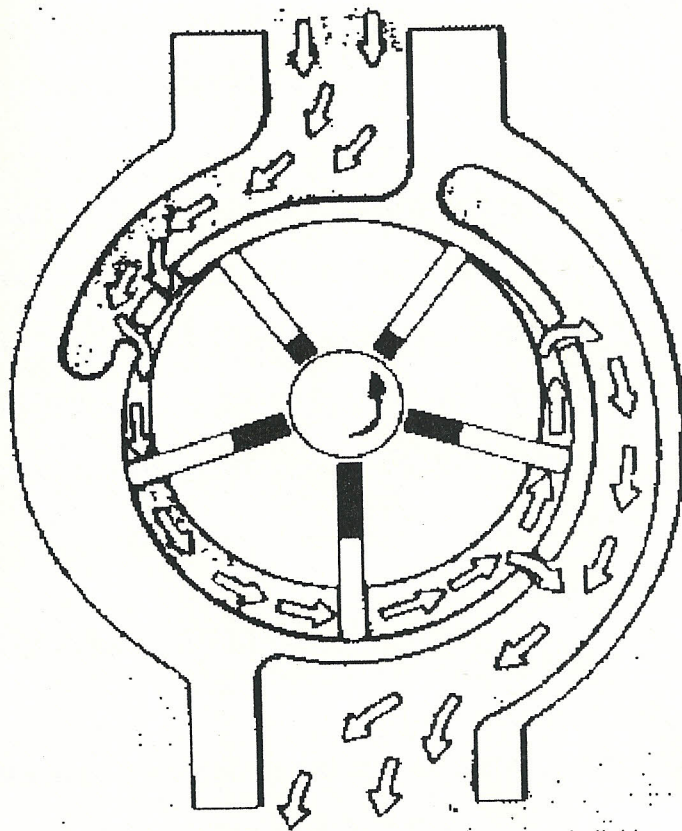
Fig. 12. Motor de Arranque por Aire

(12) Aspas. (13) Rotor. (14) Piñón. (15) Engranajes. (16) Pistón. (17) Resorte.

* FUENTE : Systems Operation Testing and Adjusting, "3406 & 3406B Generator Set Engines", Estados Unidos, 1988.

Aire para el motor de arranque viene desde un compresor de aire separado y es enviado a través de un regulador de presión. Desde el regulador de presión, el aire va a través de la manguera [fig. 11. (6)] a la te [fig. 11. (4)]. El flujo de aire es entonces detenido por la válvula del relay [fig. 11. (2)] hasta que la válvula de control [fig. 11. (5)] sea activada. La válvula de control [fig. 11. (5)] es conectada a la fuente de aire antes de la válvula del relay [fig. 11. (2)] por la línea [fig. 11. (3)]. Cuando la válvula de control [fig. 11. (5)] es activada, aire es enviado desde la válvula de control por la línea [fig. 11. (11)] para la caja de

transmisión [fig. 11. (10)] luego al pistón [fig. 12. (16)] para el piñón [fig. 12. (14)]. La presión de aire en el pistón [fig. 12. (16)] comprime el resorte [fig. 12. (17)] y pone el piñón [fig. 12. (14)] en movimiento con el engranaje del émbolo. Cuando el piñón está en movimiento, el aire va por la caja de transmisión [fig. 11. (10)], a través de la línea [fig. 11. (9)] a la válvula del relay [fig. 11. (2)]. Este aire activa la válvula del relay [fig. 11. (2)] y permite a la fuente de aire principal ir desde la te [fig. 11. (4)] a través del lubricador [fig. 11. (1)] y entra al motor de arranque [fig. 11. (7)].



)4

Fig. 13. Flujo de Aire a través del Motor de Arranque (visto desde el piñón hacia el motor)

* FUENTE : Systems Operation Testing and Adjusting, "3406 & 3406B Generator Set Engines", Estados Unidos, 1988.

El aire con aceite de lubricación entra al motor de aire. La presión del aire empuja las aspas [fig. 12. (12)] en el rotor [fig. 12. (13)]. Este hace girar el rotor que es conectado mediante los engranajes [fig. 12. (15)] al piñón de arranque [fig. 12. (14)] que hace girar el émbolo del motor. El aire luego sale del motor de arranque a través del deflector [fig. 11. (8)] o un silenciador de aire.

Cuando el motor arranca, el émbolo empezará a girar más rápido que el piñón de arranque [fig. 12. (14)]. El piñón [fig. 12. (14)] retrocede bajo esta condición. Esto previene el daño del motor, piñón [fig. 12. (14)] o engranaje de émbolos.

Cuando la válvula de control de arranque [fig. 11. (5)] es liberada, la presión de aire y el flujo al pistón [fig. 12. (16)] detrás del piñón de arranque [fig. 12. (14)] es detenido, el resorte del pistón [fig. 12. (17)] hace retroceder el piñón [fig. 12. (14)]. La válvula del relay [fig. 11. (2)] detiene el flujo de aire al motor de arranque por aire.

1.3.- DEFINICION DEL PROBLEMA.

Anteriormente se estableció que el tipo de motor a usar es el de un : Motor-Generador, marca Caterpillar, modelo 3406B.

Este motor va a trabajar en un área cerrada, es decir, en un cuarto que no está en contacto directo con el ambiente exterior, impidiendo de esta forma el correcto

funcionamiento del Sistema de Enfriamiento del motor del generador. Por consiguiente, si consideramos que el sistema de enfriamiento no es el esperado, esto nos va a producir un sobrecalentamiento del motor, el mismo que en caso de no corregirlo producirá daños al motor.

14.- PROPUESTA DE CAMBIO.

Para mejorar el Sistema de Enfriamiento del motor se va a eliminar el radiador convencional, y este va a ser reemplazado con la instalación de un Sistema Decorativo constituido por una Fuente de Agua, el cual resulta ser una Torre de Enfriamiento. Este tipo de sistema constituido por una fuente de agua (torre de enfriamiento) debe realizar la misma función que el sistema de enfriamiento original del motor, es decir, la misma función de el radiador o mejorar el sistema.

La Fuente de Agua, tiene que ser de tal forma que esté en contacto directo con el ambiente exterior, es decir, debe estar instalado fuera del cuarto donde va a trabajar el motor-generador eléctrico, para de esta forma aprovechar el aire y por medio de este realizar el enfriamiento del agua del motor.

Para la instalación de la fuente de agua se van a usar dos tuberías, una que debe estar conectada a la de salida del refrigerante (entrada al radiador) [fig. 14. (1)] y otra inferior de entrada del refrigerante al motor (salida del radiador) [fig. 14. (2)].

Estos tubos deben dirigirse hacia la fuente de agua o torre de enfriamiento de la siguiente forma: La tubería conecta a la manguera superior [fig. 14. (1)] deberá dirigirse desde la salida de agua caliente del motor a la fuente de agua para rociarla al ambiente exterior y enfriarla, mientras que la tubería conectada a la entrada del motor [fig. 14. (2)] vendrá desde el recipiente de la fuente de agua hasta el motor trayendo el agua enfriada. Para la circulación del agua se instalará una bomba de agua en la tubería superior.

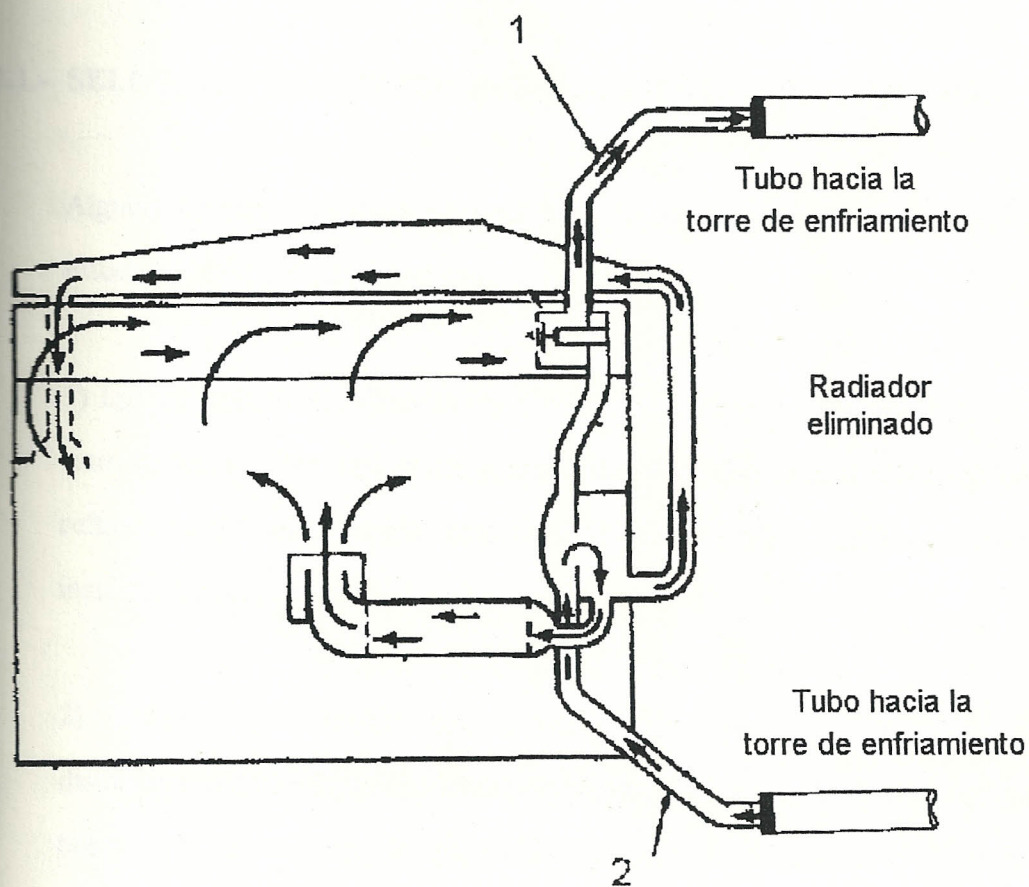


Fig. 14. Propuesta de Cambio (como se van a instalar las tuberías)
 (1) Manguera superior de salida del refrigerante (al radiador). (2) Manguera inferior de entrada del refrigerante (desde el radiador).

CAPITULO II

INGENIERIA DEL DISEÑO

2.1.- SELECCION DEL MOTOR PARA LA APLICACION DESEADA.

Algunos puntos que debe conocer bien la persona que se especialice en el estudio de los motores diesel son:

- 1) Las mayores probabilidades de éxito de un motor no dependen de su tipo, sino de sus detalles, materiales y mano de obra, que vienen probados por las referencias obtenidas de los motores de la misma serie y por la confianza que inspiran sus fabricantes.
- 2) Si se atribuye a un motor una potencia nominal elevada, su costo por caballo disminuye, pero la duración del motor resulta más corta. A cada motor, por lo tanto, se le debe asignar una potencia nominal tan prudente como el comprador pueda permitirse, lo mismo respecto a velocidad que respecto a presión media; en otras palabras: para una potencia dada, el volumen del cilindro debe ser tan grande como permita la aplicación y el precio del motor.

3) El motor debe proyectarse de una manera tan sencilla como sea posible. Deben acogerse con reserva todas las complicaciones y deben aceptarse únicamente en el caso que se demuestre que son inevitables. Todas las simplificaciones que se consigan, si se han aplicado con éxito en la práctica, resultan ventajosas para el comprador.

4) El pliego de condiciones debe ser redactado por ingenieros especializados en motores diesel y se referirá únicamente a puntos esenciales para el comprador, como, por ejemplo, las limitaciones relativas a peso y espacio u otras impuestas por el servicio del motor. En las especificaciones no debe imponerse ningún tipo de motor ni detalles de funcionamiento, a menos que su autor tenga motivos muy fundados para ello.

5) Conviene estudiar atentamente los datos numéricos que constan en las ofertas, pero éstos no pueden decidir sobre la calidad de un motor que depende de muchos otros factores que no se pueden reducir a números.

Con esta breve explicación sobre como debe hacerse una selección de los motores a diesel, presentamos a continuación el tipo de motor que usaremos para la presente tesis. Vamos a usar un Motor Caterpillar 3406B, el mismo que forma parte de un motor-generator, y además es estacionario tipo stand-by. Este motor diesel es, turboalimentado-postenfriado, de cuatro tiempos, con seis cilindros de 137 mm de diámetro, 165 mm de carrera y 14.6 litros de cilindrada. Se recuerda que para obtener más detalles sobre las especificaciones generales de este motor, estas fueron presentadas anteriormente en el capítulo I en la

Tabla I, así como también se dió la descripción de algunos de los sistemas del motor.

Es preciso establecer que, este tipo de motor puede ser usado ya sea en hospitales, en industrias o fábricas en las cuales se requiera de su servicio.

2.2.- ANALISIS TERMODINAMICO DEL MOTOR A ANALIZAR.

Para el siguiente análisis termodinámico vamos a presentar en la Tabla II los datos que se utilizarán en el análisis, los cuales nos servirán a medida que vayamos empleando las distintas fórmulas en el cálculo termodinámico.

| | |
|---|------------------------------|
| Relación de Compresión τ_c | 14,5 : 1 |
| K | 1.41 |
| Peso específico del aire γ_{aire} | 1.225 (Kg/m ³) |
| Poder calorífico de combustible H_{11} | 10460 (Kcal/Kg) |
| Cantidad de aire L_o | 15 |
| Coefficiente de Carga α | 1.4 |
| Constante de Joule J | 427 (Kgm/Kcal) |
| Coefficiente de Sobrecarga λ_1 | 1.03 |
| Coefficiente de Sobrecalentamiento δ_1 | 1.1 |
| P_o | 1.033 (Kgf/cm ²) |
| T_o | 28(°C) = 301(°K) |
| T_k | 27(°C) = 300(°K) |
| Coefficiente de transmisión de calor ζ | 0.84 |
| Calor específico a volumen cte. C_v | 0.29 |
| Diámetro D | 137 (mm) |
| Carrera S | 165 (mm) |
| Cilindrada | 14600 (cc) |
| Coefficiente de cambio molecular β | 1.03 |
| Coefic. de compresión politrópica n_1 | 1.35 |
| Coefic. de expansión politrópica n_2 | 1.26 |
| Número de revoluciones n | 1800 (RPM) |
| Potencia | 587 (HP) |
| Presión de salida del compresor P_k | 2.7 (Kgf/cm ²) |

Tabla II : Datos Utilizados en el Análisis Termodinámico del motor

2.2.1.- CALCULO DEL VOLUMEN DEL DESPLAZAMIENTO DEL PISTON

$$V_p = s \times \left(\frac{\pi \times d^2}{4} \right)$$

$$V_p = 16.5 \times \left(\frac{\pi \times 13.7^2}{4} \right)$$

$$V_p = 2432.29 \text{ cm}^3$$

2.2.2.- CALCULO DE LA CILINDRADA

$$\text{Cilindrada} = 6 \times V_p$$

$$\text{Cilindrada} = 6 \times 2432.29$$

$$\text{Cilindrada} = 14600 \text{ cc.}$$

2.2.3.- CALCULO DEL VOLUMEN DE LA CAMARA

$$V_c = \frac{V_p}{\tau_c - 1}$$

$$V_c = \frac{2432.29}{14.5 - 1}$$

$$V_c = 180.17 \text{ cm}^3$$

$$\begin{aligned} \tau_c - 1 &= \frac{V_p}{V_c} \\ \tau_c &= \frac{V_p}{V_c} + 1 \\ \tau_c &= \frac{V_p + V_c}{V_c} = \frac{V_T}{V_T - V_p} \end{aligned}$$

2.2.4.- CALCULO DEL VOLUMEN TOTAL

$$V_T = V_p + V_c$$

$$V_T = 180.17 + 2432.29 \text{ (cm}^3\text{)}$$

$$V_T = 2612.46 \text{ (cm}^3\text{)}$$

2.2.5.- CALCULO DE LA EFICIENCIA TERMICA

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\tau_c^{(k-1)}}$$

a) $K = 1.41$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{14.5^{(1.41-1)}}$$

$$\eta_t = 0.6659$$

$$\boxed{\eta_t = 66.59\%}$$

b) Por efecto de Temperatura: $K = 1.275$; $C_v \neq$ constante.

$$\eta'_t = 1 - \frac{1}{14.5^{(1.275-1)}}$$

$$\eta'_t = 0.5207$$

$$\boxed{\eta'_t = 52.07\%}$$

c) Por efecto de Disociación en la Combustión: $K = 1.258$; $C_v \neq$ cte.

$$\eta''_t = 1 - \frac{1}{14.5^{(1.258-1)}}$$

$$\eta''_t = 0.4984$$

$$\boxed{\eta''_t = 49.84\%}$$

Podemos comprobar que:

$$\boxed{\eta''_t < \eta'_t < \eta_t}$$

2.2.6.- CANTIDAD TEORICA DE AIRE QUE ENTRA AL CILINDRO

$$G_{at} = V_p \times \gamma_a$$

$$G_{at} = 2432.29(\text{cm}^3) \times 1.225(\text{Kg/m}^3) \times 1(\text{m}^3) / 10^6(\text{cm}^3)$$

$$\boxed{G_{at} = 2.979 \times 10^{-3} (\text{Kg})}$$

2.2.7.- CANTIDAD TEORICA DE COMBUSTIBLE

$$G_{ct} = \frac{G_{at}}{\alpha L_0}$$

$$G_{ct} = 2.979 \times 10^{-3} (\text{Kg}) / (1.4) \quad (15)$$

$$G_{ct} = 1.419 \times 10^{-4} (\text{Kg})$$

2.2.8.- CANTIDAD TEORICA DE MEZCLA

$$G_{mt} = G_{at} + G_{ct}$$

$$G_{mt} = (2.979 \times 10^{-3} + 1.419 \times 10^{-4}) \text{ Kg}$$

$$G_{mt} = 3.1209 \times 10^{-3} \text{ Kg}$$

2.2.9.- CANTIDAD DE CALOR INTRODUCIDO

$$Q_1 = G_{ct} \times H_u$$

$$Q_1 = (1.419 \times 10^{-4}) \times 10460$$

$$Q_1 = 1.484 (\text{Kcal})$$

2.2.10.- CALCULO DEL TRABAJO TERMODINAMICO

Cálculo del Trabajo Termodinámico

$$W_t = \eta_t \times Q_1 \times J$$

$$W_t = (0.6659) \times (1.484) \times (427 \text{ Kgf} \times \text{m} / \text{Kcal}) \times (\text{Kcal})$$

$$W_t = 422.04 \text{ Kgf} \times \text{m}$$

Por Efecto de Temperatura Alta se disminuye el trabajo termodinámico:

$$W_t' = \eta_t' \times Q_1 \times J$$

$$W_t' = (0.5207) * (1.484) * (427 \text{ Kgf} * \text{m} / \text{Kcal}) (\text{Kcal})$$

$$W_t' = 330.01 \text{ Kgf} \times \text{m}$$

Por Efecto del Trabajo de Disociación se disminuye más todavía:

$$W_t'' = \eta_t'' \times Q_1 \times J$$

$$W_t'' = (0.4984) \times (1.484) \times (427 \text{ Kgf} \times \text{m} / \text{Kcal}) \times (\text{Kcal})$$

$$W_t'' = 315.88 \text{ Kgf} \times \text{m}$$

Podemos comprobar que:

$$W_t'' < W_t' < W_t$$

2.2.11.- EFICIENCIA VOLUMETRICA

$$\eta_v = \left(\frac{\lambda^*}{\delta^*} \right) \times \left[\frac{1}{k(\tau_c - 1)} \right] \times \left(\frac{P_a}{P_k} \right) \times \left[\tau_c(\beta + 1) - \beta - \left(\frac{P_1}{P_a} \right) \right]$$

Rango de (P_a/P_k) es de 0.9 a 0.95, escojemos $(P_a/P_k) = 0.95$

Tenemos que $(P_1/P_a) = 1.15 (P_d/P_k)$, pero $P_d = P_k$.

Entonces $(P_1/P_a) = 1.15$

U = Coeficiente de llenado del diagrama: de 0.7 - 0.8

Con U = 0.71

$$\beta = U(K - 1)$$

$$\beta = 0.71 \times (1.45 - 1)$$

$$\beta = 0.32$$

$$\eta_v = \left(\frac{1.03}{1.1} \right) \times \left[\frac{1}{1.41(14.5 - 1)} \right] \times (0.95) \times [14.5(0.32 + 1) - 0.32 - (1.15)]$$

$$\eta_v = 0.8258$$

$$\eta_v = 82.58\%$$

$$\eta_v = 0.83 \times \left[\frac{\tau_c - 1.11}{\tau_c - 1} \right]$$

⇒ para motores rápidos a diesel ∴ n = 1800 ~ 2500 rpm

$$\eta_v = 0.8232$$

$$\eta_v = 82.32\%$$

Error entre las eficiencias calculadas = 0.26%

2.2.12.- CANTIDAD REAL DE LA MEZCLA

$$G_{mr} = \eta_v \times G_{mt}$$

$$G_{mr} = (0.8258) \times (3.1209 \times 10^{-3} \text{ Kg})$$

$$G_{mr} = 2.577 \times 10^{-3} \text{ Kg}$$

2.2.13.- CALCULO DE LA PRESION Y TEMPERATURA DE ADMISION

Presión de Admisión

$$\frac{P_a}{P_k} = 1.22 \eta_v \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} \right) \times \left[\frac{\tau_c - 1}{1.15 \tau_c - (P_d/P_k) - 0.28} \right]$$

$$\text{Pero } (P_d/P_k) = 1$$

$$\left(\frac{P_a}{P_k} \right) = 1.22 \times 0.8258 \times \left(\frac{1.1}{1.03} \right) \times \left[\frac{14.5 - 1}{(1.15 \times 14.5) - 1 - 0.28} \right]$$

$$\frac{P_a}{P_k} = 0.9435$$

se comprueba que es un motor sobrealimentado, donde: $P_a = (0.9 \rightarrow 0.96) P_k$

$$P_a = 0.9435 \times P_k$$

$$P_a = 0.9435 \times (2.7 \text{ Kgf/cm}^2)$$

$$P_a = 2.55 \text{ (Kgf/cm}^2)$$

P_1 = Presión al comenzar la admisión.

$$\frac{P_1}{P_a} = 1.15$$

$$P_1 = 1.15 \times 2.55$$

$$P_1 = 2.93 \text{ (Kgf/cm}^2\text{)}$$

Temperatura de Admisión

Se la escoge entre 340°K y 370°K
Escogemos:

$$T_a = 350^\circ\text{K}$$

2.2.14.- CALCULO DE LA PRESION Y TEMPERATURA DE COMPRESION

Presión de Compresión

$$P_c = P_a \times \tau_c^{n_1}$$

$$P_c = 2.55 \times 14.5^{(1.35)}$$

$$P_c = 94.27 \text{ Kgf/cm}^2$$

Temperatura de Compresión

$$T_c = T_a \times \tau_c^{(n_1-1)}$$

$$T_c = 350 \times 14.5^{(1.35-1)}$$

$$T_c = 892.37^\circ\text{K}$$

2.2.15.- CALCULO DE LA PRESION Y TEMPERATURA MAXIMA DEL CICLO

Presión Máxima del Ciclo

$$P_z = P_c \times \frac{\beta}{\rho} \times \frac{T_z}{T_c}$$

ρ = Relación de expansión previa, grado previo de expansión

$$\rho = 1.1 \sim 1.5 \Rightarrow \rho = 1.2$$

λ = Grado de aumento de la presión :

- Para motores de inyección directa de combustible:

$$\lambda = 1.7 \rightarrow 2.2 \Rightarrow \lambda = 2.0$$

$$P_z = P_c \times \frac{\beta \times T_z / T_c}{\frac{\beta}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c}}$$

$$P_z = \lambda \times P_c$$

$$P_z = 94.27 \times 2.0$$

$$P_z = 188.54 \text{ Kg/cm}^2$$

Temperatura Máxima del Ciclo

$$T_z = \left[\frac{\zeta H_\alpha}{(\alpha L_0 + 1) C_v} \right] + T_k \tau_C^{(k_1 - 1)}$$

Temperatura de la Mezcla (T_k)

$$T_k = 27 + 273$$

$$T_k = 300^\circ \text{K}$$

como $\alpha > 1$ (Diesel) $\rightarrow K_1 = 1.32$

$$H_\alpha = 0.97 H_u$$

$$H_\alpha = 0.97 \times 10460$$

$$H_\alpha = 10146.2 \text{ (Kcal/Kg)}$$

$$T_z = \left\{ \frac{0.84 \times 10146.2}{[(1.4 \times 15) + 1] 0.29} \right\} + [300 \times 14.5^{(1.32 - 1)}]$$

$$T_z = 2041.8^\circ \text{K}$$

2.2.16.- CALCULO DE LA PRESION Y TEMPERATURA FINAL DE LA EXPANSION

Presión al final de la expansión

$$P_B = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$$

$$\delta = \frac{\tau_c}{\rho}$$

$$\rho = 1.2$$

$$\delta = \frac{14.5}{1.2}$$

$$\delta = 12.08$$

$$P_B = \frac{188.54}{12.08^{1.26}}$$

$$\boxed{P_B = 8.16 \text{ (Kgf/cm}^2\text{)}}$$

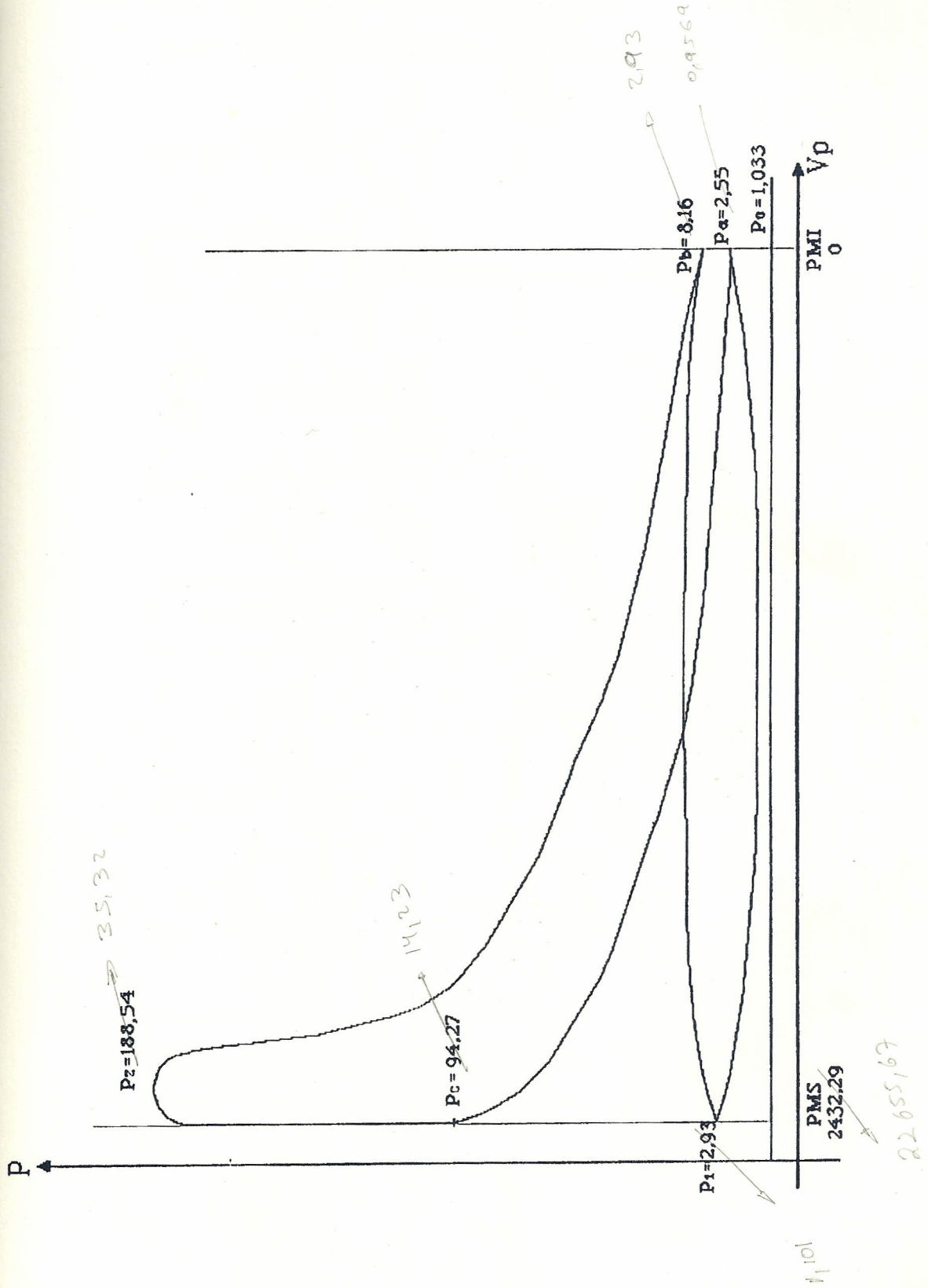
Temperatura al final de la expansión

$$T_B = \frac{T_z}{\delta^{(n_2-1)}}$$

$$T_B = \frac{2041.8}{12.08^{(1.26-1)}}$$

$$\boxed{T_B = 1068.26^\circ\text{K}}$$

2.2.17.- DIAGRAMA INDICADO : MOTOR DIESEL DE 6 CILINDROS



2.2.18.- FORMULAS PARA LA OBTENCION DE LOS DATOS DEL DIAGRAMA INDICADO DEL MOTOR (TABLA III).

$$V_p = s \times \left(\frac{\pi \times d^2}{4} \right)$$

$$V_p = s \times \left(\frac{\pi \times 13.7^2}{4} \right); \quad s \text{ tiene que ingresar en centímetros}$$

$$P_c = P_a \times \left(\frac{V_T}{V_T - V_p} \right)^{n_1}$$

$$P_c = 2.55 \times \left(\frac{2612.46}{2612.46 - V_p} \right)^{1.35}$$

$$P_z = P_B \times \delta^{n_2}$$

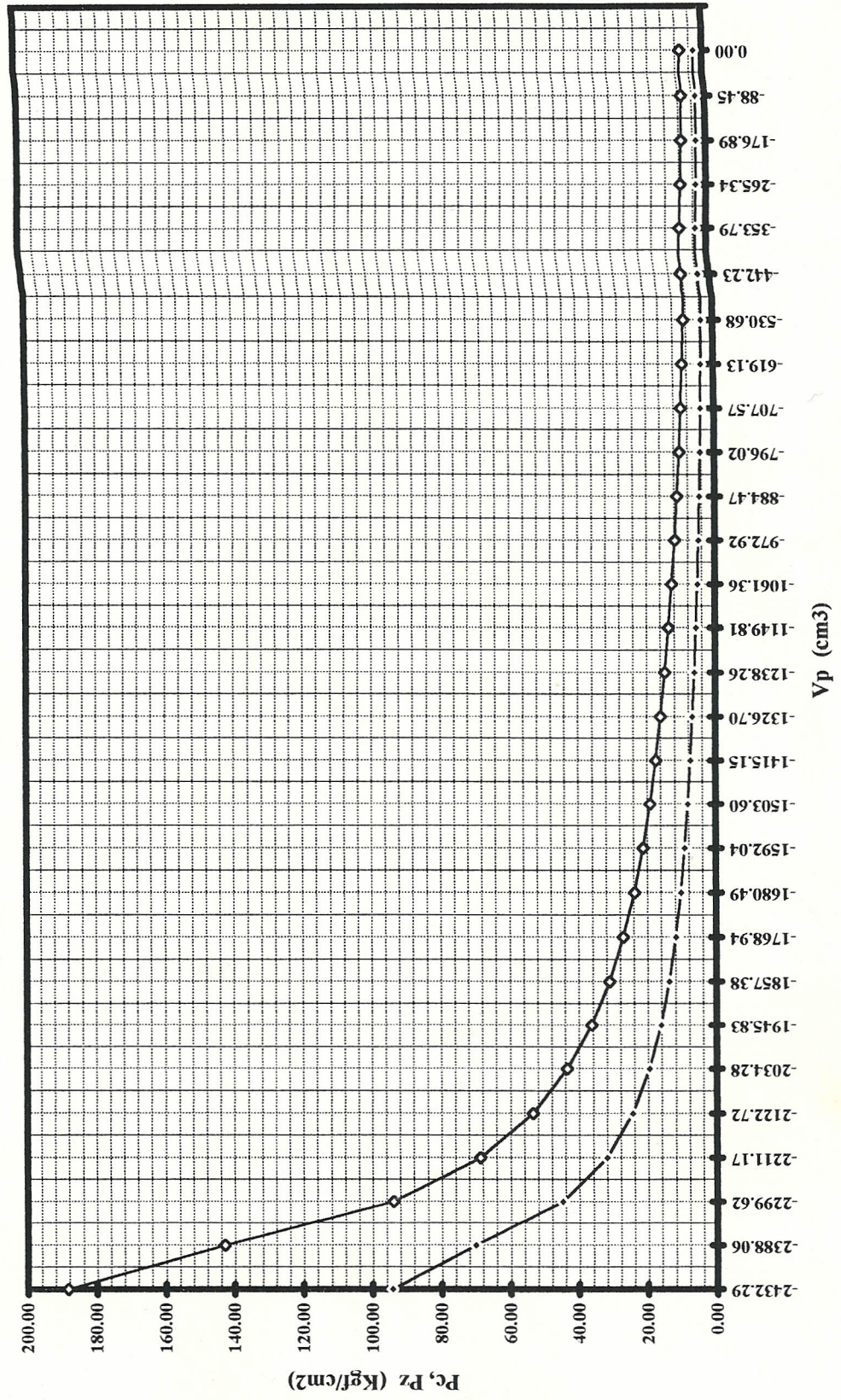
$$\delta = \frac{\left[\frac{V_T}{(V_T - V_p)} \right]}{\rho} \quad \therefore \quad \rho = 1.2$$

$$P_z = 8.16 \times \left[\frac{2612.46 / (2612.46 - V_p)}{1.2} \right]^{(1.26)}$$

| S (mm) | Vp (cm ³) | Rc () | Pc (Kgf/cm ²) | Pz (Kgf/cm ²) |
|-----------|--------------------------|-----------|------------------------------|------------------------------|
| 0 | 0,00 | 1,00 | 2,55 | 6,49 |
| 6 | 88,45 | 1,04 | 2,67 | 6,77 |
| 12 | 176,89 | 1,07 | 2,80 | 7,08 |
| 18 | 265,34 | 1,11 | 2,95 | 7,42 |
| 24 | 353,79 | 1,16 | 3,10 | 7,79 |
| 30 | 442,23 | 1,20 | 3,28 | 8,19 |
| 36 | 530,68 | 1,25 | 3,46 | 8,63 |
| 42 | 619,13 | 1,31 | 3,67 | 9,12 |
| 48 | 707,57 | 1,37 | 3,91 | 9,66 |
| 54 | 796,02 | 1,44 | 4,16 | 10,25 |
| 60 | 884,47 | 1,51 | 4,46 | 10,92 |
| 66 | 972,92 | 1,59 | 4,78 | 11,66 |
| 72 | 1061,36 | 1,68 | 5,15 | 12,51 |
| 78 | 1149,81 | 1,79 | 5,58 | 13,47 |
| 84 | 1238,26 | 1,90 | 6,07 | 14,57 |
| 90 | 1326,70 | 2,03 | 6,64 | 15,84 |
| 96 | 1415,15 | 2,18 | 7,31 | 17,33 |
| 102 | 1503,60 | 2,36 | 8,11 | 19,09 |
| 108 | 1592,04 | 2,56 | 9,07 | 21,20 |
| 114 | 1680,49 | 2,80 | 10,25 | 23,77 |
| 120 | 1768,94 | 3,10 | 11,73 | 26,95 |
| 126 | 1857,38 | 3,46 | 13,62 | 30,98 |
| 132 | 1945,83 | 3,92 | 16,12 | 36,25 |
| 138 | 2034,28 | 4,52 | 19,53 | 43,37 |
| 144 | 2122,72 | 5,33 | 24,44 | 53,46 |
| 150 | 2211,17 | 6,51 | 31,98 | 68,71 |
| 156 | 2299,62 | 8,35 | 44,76 | 94,04 |
| 162 | 2388,06 | 11,64 | 70,10 | 142,93 |
| 165 | 2432,29 | 14,50 | 94,27 | 188,47 |

Tabla III : Datos para la obtención del diagrama Indicado del Motor

2.2.19.- DIAGRAMA INDICADO DEL MOTOR: Pc, Pz vs Vp,
 PARA EL CALCULO DEL TRABAJO INDICADO.



2.2.20.- CALCULO DE LOS PARAMETROS INDICADOS

Trabajo Indicado obtenido por el diagrama indicado

Usando el gráfico anterior se determinará el Trabajo Indicado, para lo cual vamos a calcular el área entre las curvas Pz vs Vp y Pc vs Vp. La escala respectiva es:

Escala:

$$1 \text{ cm} = 111.958 \text{ cm}^3 \text{ (Vp)}$$

$$1 \text{ cm} = 18.182 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (P)}$$

$$(1 \times 1) \text{ cm}^2 = (111.958 \times 18.182) \text{ Kgf. cm}$$

$$\boxed{1 \text{ cm}^2 = 2035.624 \text{ Kgf cm}}$$

Area entre las curvas:

$$\boxed{\text{Area Total} = 20.68 \text{ cm}^2}$$

[Esta área total esta entre Pz vs Vp y Pc vs Vp].

Entonces:

$$W_i = \text{Escala} \times \text{Area}$$

$$W_i = \frac{2035.624(\text{Kgf} \times \text{cm})}{1\text{cm}^2} \times 20.68\text{cm}^2$$

$$\boxed{W_i = 42096.71 \text{ Kgf cm}}$$

Trabajo Real Indicado

$$W_i' = W_{zb} - W_{ca}$$

$$W_{zb} = \frac{P_c \times V_c \times \lambda \times \rho}{(n_2 - 1)} \times \left\{ 1 - \left[\frac{1}{\delta^{(n_2-1)}} \right] \right\}$$

$$W_{zb} = \frac{94.27 \times 180.17 \times 2 \times 1.2}{(1.26 - 1)} \times \left\{ 1 - \left[\frac{1}{12.08^{(1.26-1)}} \right] \right\}$$

$$\boxed{W_{zb} = 74754.23 \text{ Kgf} \times \text{cm}}$$

$$W_{ca} = \frac{P_c \times V_c}{n_1 - 1} \times \left[1 - \frac{1}{\tau_c^{(n_1-1)}} \right]$$

$$W_{ca} = \frac{94.27 \times 180.17}{1.35 - 1} \times \left[1 - \frac{1}{14.5^{(1.35-1)}} \right]$$

$$\boxed{W_{ca} = 29494.42 \text{ Kgf} \times \text{cm}}$$

$$W_i' = 74754.23 - 29494.42$$

$$\boxed{W_i' = 45259.81 \text{ Kgf} \times \text{cm}}$$

Eficiencia de Llenado del diagrama indicado del motor.

$$\eta_w = \frac{W_i}{W_i'}$$

$$\eta_w = \frac{42096.71}{45259.81}$$

$$\eta_w = 0.9301$$

$$\boxed{\eta_w = 93.01\%}$$

Presión Media Indicada usando el diagrama indicado del motor.

Determinamos la escala usando el gráfico.

Escala :

$$e = \frac{(188.54 - 2.55) \text{Kgf} / \text{cm}^2}{100 \text{mm}}$$

$$\boxed{e = 1.86 \text{ kgf} / \text{cm}^2 \text{ mm}}$$

Area entre las curvas :

$$\boxed{\text{Area Total} = 2068 \text{ mm}^2}$$

[resultado fue sacado anteriormente, para el trabajo indicado]

Longitud l:

$$\boxed{l = 194 \text{ mm}}$$

[longitud sacada del gráfico, ver en el diagrama]

$$P_i = \frac{e \times \sum \text{Areas}}{l}$$

$$P_i = \frac{1.86 \times 2068}{194}$$

$$\boxed{P_i = 19.83 \text{ Kgf/cm}^2}$$

Presión Media Indicada en el Proceso Politrópico

$$P_i' = \frac{W_i'}{V_p}$$

$$P_i' = \frac{45259.81}{2432.29}$$

$$\boxed{P_i' = 18.80 \text{ Kgf} / \text{cm}^2}$$

Presión Indicada en el Ciclo Real

$$P_i = \frac{P_c}{(\tau_c - 1)} \times \{ \lambda(\rho - 1) + (\lambda\rho) \times \left[\frac{1 - (1/\delta)^{n_2 - 1}}{n_2 - 1} \right] - \left[\frac{1 - (1/\tau_c)^{n_1 - 1}}{n_1 - 1} \right] \}$$

$$P_i = \frac{94.27}{(14.5 - 1)} \times \{ 2(1.2 - 1) + (2 \times 1.2) \times \left[\frac{1 - (1/12.08)^{1.26 - 1}}{1.26 - 1} \right] - \left[\frac{1 - (1/14.5)^{1.35 - 1}}{1.35 - 1} \right] \}$$

$$P_i = 21.40 \text{ (Kgf/cm}^2\text{)}$$

Eficiencia Indicada para motores a Diesel

$$\eta_i = \left[1 - \frac{1}{\tau_c^{(1.22 - 1)}} \right] \times \eta_w \times \eta_k \times \eta_d \times \eta_\alpha$$

$$\eta_w = 0.9 \rightarrow 0.97$$

$$\eta_w = 0.93$$

$$\eta_k = 0.98$$

$$\eta_d = 1 + \frac{0.5(d - 15)}{100}$$

$$\eta_d = 1 + \frac{0.5(13.7 - 15)}{100}$$

$$\eta_d = 0.9935$$

$$\eta_\alpha = \frac{\eta_i|_{\alpha=0.9}}{\eta_i|_{\alpha=1}}$$

$$\eta_\alpha = 0.9$$

$$\eta_i = \left(1 - \frac{1}{14.5^{0.22}} \right) \times 0.93 \times 0.98 \times 0.9935 \times 0.9$$

$$\eta_i = 0.3624$$

$$\boxed{\eta_i = 36.24\%}$$

Potencia Indicada

$$N_i = \frac{P_i \times V_p \times i \times n}{9000}$$

$$N_i = \frac{\{[21.4(\text{Kgf}/\text{cm}^2) \times \frac{10^4(\text{cm}^2)}{1(\text{m}^2)}] \times [2432.29(\text{cm}^3) \times \frac{1(\text{m}^3)}{10^6(\text{cm}^3)}] \times 6 \times 1800\}}{9000}$$

$$N_i = 624.60 \text{ CV} \times \frac{0.9863\text{HP}}{1\text{CV}}$$

$$\boxed{N_i = 616.04\text{HP}}$$

2.2.21.- CALCULOS DE LOS PARAMETROS EFECTIVOS

Potencia de Roce

$$N_R = \frac{P_R \times V_p \times n}{900}$$

$$V_{mp} = \frac{s \times n}{30}$$

$$V_{mp} = \frac{(16.5 \times 10^{-2} \text{ m}) \times (1800\text{RPM})}{30}$$

$$\boxed{V_{mp} = 9.9 \text{ m/seg}}$$

$$P_R = 0.9 + 0.12V_{mp}$$

$$P_R = 0.9 + 0.12(9.9)$$

$$\boxed{P_R = 2.088 \text{ Kg/cm}^2}$$

$$N_R = \frac{(2.088) \times (2432.29 \times 10^{-3}) \times (1800)}{900}$$

$$N_R = 10.16 \text{ HP}$$

Potencia Efectiva calculada del motor

$$N_e = N_i - N_R$$

$$N_e = (616.04 - 10.16) \text{ HP}$$

$$N_e = 605.88 \text{ HP}$$

Potencia Efectiva original del motor

$$N_e = 587 \text{ HP}$$

$$\text{Error entre las potencias efectivas} = 1.91\%$$

Gasto de aire por hora

$$G_a = 30 \times V_p \times \gamma_a \times \eta_v \times n$$

$$G_a = 30 \times (24.3229 \times 10^{-4}) \times 1.225 \times 0.8258 \times 1800$$

$$G_a = 132.87 \text{ Kg/hr}$$

Gasto de combustible por hora

$$G_c = \frac{30}{\alpha \times L_0} \times \gamma_a \times \eta_v \times V_p \times n$$

$$G_c = \frac{30}{1.4 \times 15} \times 1.225 \times 0.8258 \times (24.3229 \times 10^{-4}) \times 1800$$

$$G_c = 6.33 \text{ Kg/hr}$$

Potencia por Litro

$$N_e/\text{Litro} = \frac{N_e}{V_p \times i}$$

$$N_e/\text{Litro} = \frac{605.88}{2.43229 \times 6}$$

$$\boxed{N_e/\text{litro} = 41.51 \text{ HP/litro}}$$

Potencia del Pistón

$$N_p = \frac{N_e}{i \times A_p}$$

$$N_p = \frac{605.88}{6 \times \left(\frac{\pi \times 13.7^2}{4} \right)}$$

$$N_p = 0.6850 \frac{\text{Hp}}{\text{cm}^2} \times \left(\frac{100 \text{cm}^2}{1 \text{dm}^2} \right)$$

$$\boxed{N_p = 68.50 \text{ Hp/dm}^2}$$

Eficiencia Mecánica

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$$

$$\eta_m = \frac{605.88 \text{Hp}}{616.04 \text{Hp}}$$

$$\eta_m = 0.9835$$

$$\boxed{\eta_m = 98.35 \%}$$

Eficiencia Efectiva

$$\eta_e = \frac{\eta_i}{\eta_m}$$

$$\eta_e = \frac{0.3624}{0.9835}$$

$$\eta_e = 0.3685$$

$$\boxed{\eta_e = 36.85 \%}$$

Gasto Específico Indicado de Combustible (gr/HPhr)

$$g_i = \frac{632}{H_u \times \eta_i}$$

$$g_i = \frac{632}{10460 \times 0.3624} \times 1000$$

$$\boxed{g_i = 166.72 \text{ gramos/HPhr}}$$

Gasto Específico Efectivo de Combustible (gr/HPhr)

$$g_e = \frac{632}{H_u \times \eta_e}$$

$$g_e = \frac{632}{10460 \times 0.3685} \times 1000$$

$$\boxed{g_e = 163.97 \text{ gramos/HPhr}}$$

Presión Media Efectiva

$$P_e = P_i \times \eta_m$$

$$P_e = 21.4 \times 0.9835$$

$$P_e = 21.04 \text{ kgf/cm}^2$$

Trabajo Efectivo

$$W_e = W_i \times \eta_m$$

$$W_e = 42096.71 \times 0.9835$$

$$W_e = 41402.11 \text{ Kgf} \times \text{cm}$$

CAPITULO III

CAMBIO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL MOTOR

3.1.- TIPO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO ORIGINAL DEL MOTOR.

Como se mencionó anteriormente en el Capítulo I (sección 1.2.3.), este motor tiene un sistema de enfriamiento de tipo presión. El sistema de enfriamiento de tipo presión tiene dos ventajas. La primera ventaja es que el sistema de enfriamiento puede tener operación segura a temperaturas que son más altas que el punto normal de ebullición (vapor) del agua. La segunda ventaja es que este tipo de sistema previene la cavitación (la creación repentina de burbujas a baja presión en líquidos debido a fuerzas mecánicas) en la bomba de agua. Con este tipo de sistema, es más dificultoso hacer una bolsa de aire o vapor en un sistema de enfriamiento.

3.1.1.- SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL RADIADOR.

En una operación normal (motor caliente) la bomba de agua [fig. 15. (9)] envía refrigerante a través del enfriador de aceite [fig. 15. (12)] y dentro del bloque del cilindro [fig. 15. (11)]. El refrigerante se mueve a

través del bloque del cilindro hacia la cabeza del cilindro [fig. 15. (5)] y luego va al alojamiento del termostato [fig. 15. (2)]. El termostato es abierto y el refrigerante circula a través de la manguera de salida [fig. 15. (3)] al radiador [fig. 15. (10)]. El refrigerante se hace más frío mientras este se mueve a través del radiador. Cuando el refrigerante está abajo del radiador, éste circula a través de la manguera de entrada [fig. 15. (13)] y entra a la bomba de agua por la parte inferior del motor.

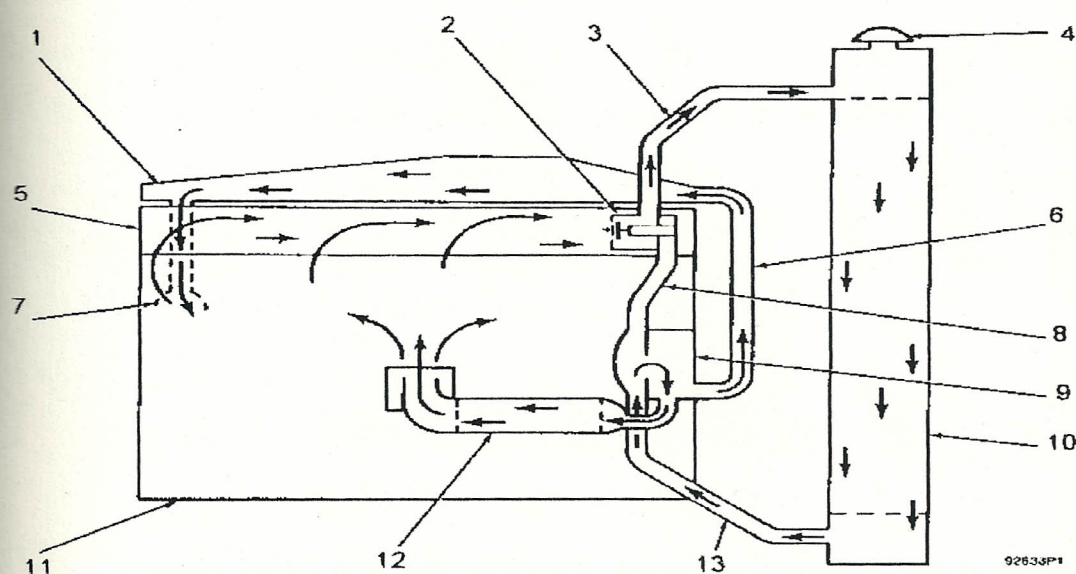


Fig. 15. Sistema de Enfriamiento del Radiador (motor caliente)

(1) Postenfriador. (2) Termostato del agua. (3) Manguera de salida. (4) Tapa del radiador. (5) Cabeza del cilindro. (6) Conducto al postenfriador. (7) Codo del postenfriador. (8) Codo de agua. (9) Bomba de agua. (10) Radiador. (11) Bloque del cilindro. (12) Enfriador de aceite. (13) Manguera de entrada.

* FUENTE : Systems Operation Testing and Adjusting, "3406 & 3406B Generator Set Engines", Estados Unidos, 1988.

Cuando el motor se enfría, el termostato del agua [fig. 15. (2)] se cierra, y el refrigerante se detiene. El refrigerante va del alojamiento del termostato y regresa a la bomba de agua [fig. 15. (9)] a través del codo

de agua [fig. 15. (8)]. Algo que es importante recalcar es que el termostato del agua [fig. 15. (2)] es una parte importante del sistema de enfriamiento. Si el termostato del agua no está instalado en el sistema, el refrigerante no irá a través del radiador y el sobrecalentamiento (motor andando se calienta demasiado) será el resultado.

En un motor con un postenfriador, una pequeña cantidad de refrigerante va por afuera de la cubierta del motor de el enfriador de aceite y circula a través del tubo [fig. 15. (6)] del postenfriador [fig. 15. (1)]. Este refrigerante circula a través del postenfriador y del codo de salida [fig. 15. (7)] y regresa al bloque del cilindro.

3.1.2.- SISTEMA DE ENFRIAMIENTO KEEL.

En una operación normal (motor caliente) la bomba de agua [fig. 16. (13)] envía refrigerante a través del motor refrigerador de aceite [fig. 16. (20)] hacia el bloque del cilindro [fig. 16. (19)]. El refrigerante se mueve a través del bloque del cilindro hacia la cabeza del cilindro [fig. 16. (6)] y entonces circula a través de un conducto de salida [fig. 16. (7)] hacia la línea de salida [fig. 16. (18)]. El refrigerante luego va a través de la línea de salida al enfriador keel [fig. 16. (21)] donde el refrigerante se enfría más. De el enfriador keel, el refrigerante sigue a través de la línea de entrada [fig. 16. (16)] por medio de la caja del termostato [fig. 16. (9)] y entra al tanque de expansión [fig. 16. (11)]. EL refrigerante de el tanque de expansión va a través del tubo [fig. 16. (15)] y regresa a la bomba de agua.

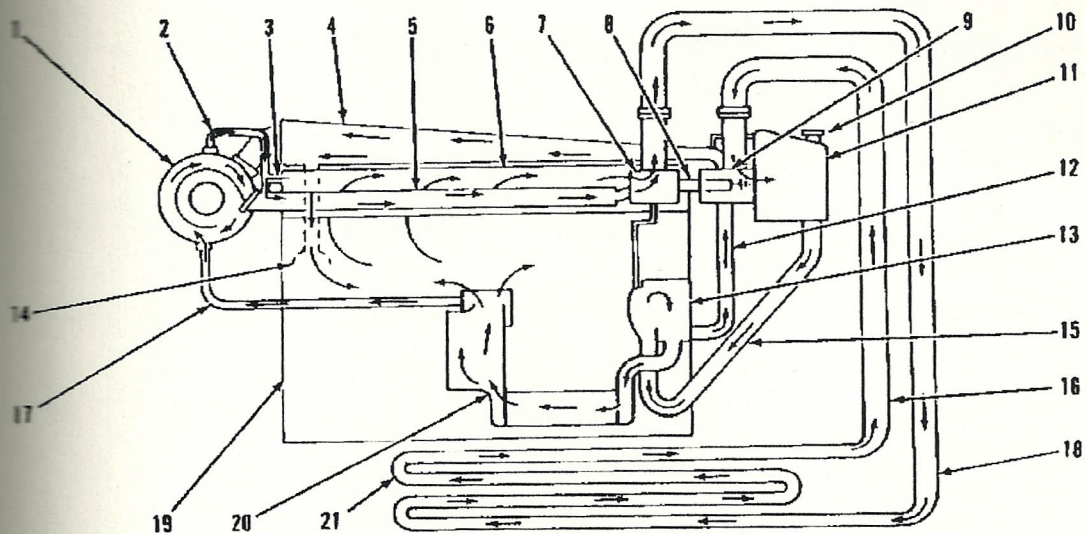


Fig. 16. Sistema de Enfriamiento Keel (motor caliente)

(1) Turbocargador de agua enfriada. (2) Tubo. (3) Codo. (4) Postenfriador. (5) Escape múltiple de agua enfriada. (6) Cabeza del cilindro. (7) Conducto de salida. (8) Conducto. (9) Caja del regulador de temperatura. (10) Tapa de presión. (11) Tanque de expansión. (12) Tubo. (13) Bomba de agua. (14) Codo. (15) Tubo. (16) Línea de entrada. (17) Tubo. (18) Línea de salida. (19) Bloque del cilindro. (20) Motor refrigerador de aceite. (21) Refrigerador keel.

* FUENTE : Systems Operation Testing and Adjusting, "3406 & 3406B Generator Set Engines", Estados Unidos, 1988.

Cuando el motor se enfría, el regulador de temperatura del agua [fig. 16. (9)] deja que el refrigerante de la cabeza del cilindro [fig. 16. (6)] vaya a través del conducto [fig. 16. (8)] y entre al tanque de expansión [fig. 16. (11)]. Del tanque de expansión, el refrigerante circula a través del tubo [fig. 16. (15)] y regresa a la bomba de agua. El refrigerante no es enviado a través del keel hasta que el motor esté caliente.

Es necesario establecer que el termostato del agua [fig. 16. (9)] es una parte importante del sistema de enfriamiento. Si el termostato no está instalado en el sistema el refrigerante no circulará a través del enfriador

keel y el sobrecalentamiento (motor andando se calienta demasiado) será el resultado.

La tapa de presión [fig. 16. (10)] es usada para mantener la presión correcta en el sistema de enfriamiento. Esta presión mantiene un constante suministro del refrigerante a la bomba de agua. Si esta presión está demasiado alta, una válvula se mueve (abriéndose) para obtener una presión reducida. Cuando la presión está correcta en el sistema de enfriamiento, la válvula en la tapa de presión se mueve hacia abajo (posición cerrado).

En un motor con un postenfriador, una pequeña cantidad de refrigerante va por afuera de la cubierta del motor del enfriador de aceite y circula a través del tubo [fig. 16. (12)] del postenfriador [fig. 16. (4)]. Este refrigerante circula a través del postenfriador y del codo de salida [fig. 16. (14)] y regresa al bloque del cilindro.

Algunos motores son equipados con un escape múltiple de agua enfriada [fig. 16. (5)] y un turbocargador de agua enfriada [fig. 16. (1)]. El refrigerante para los escapes múltiples viene desde la cabeza del cilindro [fig. 16. (6)] a través del codo [fig. 16. (3)] y sale del múltiple a través del conducto de salida [fig. 16. (7)]. El refrigerante del turbocargador viene desde la cubierta del motor enfriador de aceite [fig. 16. (20)] a través del tubo [fig. 16. (17)] al turbocargador. El refrigerante sale del turbocargador por medio del tubo [fig. 16. (2)] y entra al escape múltiple de agua enfriada.

3.1.3.- SISTEMA DE ENFRIADO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

En una normal operación (motor caliente) la bomba de agua [fig. 17. (13)] envía refrigerante a través del motor refrigerador de aceite [fig. 17. (17)] hacia el bloque del cilindro [fig. 17. (16)]. El refrigerante se mueve a través del bloque del cilindro hasta la cabeza del cilindro [fig. 17. (5)] y entonces circula a través del conducto de salida [fig. 17. (6)] hacia la línea de salida [fig. 17. (8)]. El refrigerante luego va a través de la línea de salida a un intercambiador de calor [fig. 17. (15)] donde el refrigerante circula a través de la línea de entrada [fig. 17. (12)] a través de la caja del termostato [fig. 17. (9)] hacia el tanque de expansión [fig. 17. (11)]. El refrigerante del tanque de expansión va a través del tubo [fig. 17. (18)] y regresa hacia la bomba.

Cuando el motor se enfría, el termostato del agua [fig. 17. (9)] deja que el refrigerante de la cabeza del cilindro [fig. 17. (5)] vaya a través del conducto [fig. 17. (7)] y entre al tanque de expansión [fig. 17. (11)]. De el tanque de expansión, el refrigerante circula a través del tubo [fig. 17. (18)] y regresa a la bomba de agua. El refrigerante no es enviado a través del intercambiador de calor hasta que el motor esté caliente. Como se dijo anteriormente, el termostato del agua [fig. 18. (9)] es una parte importante del sistema de enfriamiento. Si el termostato no está instalado en el sistema, el refrigerante no circulará a través del intercambiador de calor y el sobrecalentamiento (motor andando se calienta demasiado) será el resultado.

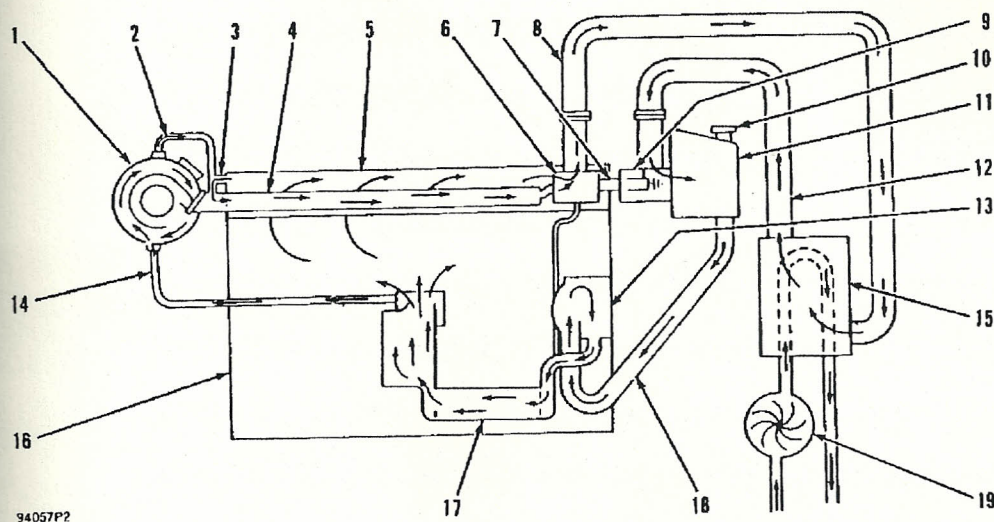


Fig. 17. Sistema de Enfriado del Intercambiador de Calor (motor caliente)

(1) Turbocargador de agua enfriada. (2) Tubo. (3) Codo. (4) Escape múltiple de agua enfriada. (5) Cabeza del cilindro. (6) Conducto de salida. (7) Tubería. (8) Conducto de salida. (9) Caja del termostato. (10) Tapa de presión. (11) Tanque de expansión. (12) Conducto de entrada. (13) Bomba de agua. (14) Tubo. (15) Intercambiador de calor. (16) Bloque del cilindro. (17) Motor refrigerador de aceite. (18) Tubo. (19) Bomba.

* FUENTE : Systems Operation Testing and Adjusting, "3406 & 3406B Generator Set Engines", Estados Unidos, 1988.

La tapa de presión [fig. 17. (10)] es usada para mantener la presión correcta en el sistema de enfriamiento. Esta presión mantiene un constante suministro del refrigerante a la bomba de agua. Si esta presión está demasiado alta, una válvula se mueve (abriéndose) para obtener una presión reducida. Cuando la presión está correcta en el sistema de enfriamiento, la válvula en la tapa de presión se mueve hacia abajo (posición cerrado).

El agua de una fuente externa es enviada a través del intercambiador de calor [fig. 17. (15)] para la bomba [fig. 17. (19)]. Esta agua hace que se enfríe el intercambiador de calor.

Algunos motores son equipados con un escape múltiple de agua enfriada [fig. 17. (4)] y un turbocargador de agua enfriada [fig. 17. (1)]. El refrigerante para los escapes múltiples viene desde la cabeza del cilindro [fig. 17. (5)] a través del codo [fig. 17. (3)] y sale del múltiple a través del conducto de salida [fig. 17. (6)]. El refrigerante del turbocargador viene desde la cubierta del motor enfriador de aceite [fig. 17. (17)] a través del tubo [fig. 17. (14)] al turbocargador. El refrigerante sale del turbocargador por medio del tubo [fig. 17. (2)] hacia el escape múltiple de agua enfriada.

3.1.4.- ACONDICIONANTES DEL REFRIGERANTE (ACCESORIOS).

Algunas condiciones de operación han sido encontradas por causa de picadura (pequeños hoyos en la superficie metálica) de corrosión o erosión por cavitación (desgaste causado por las burbujas de aire en el refrigerante) en la superficie del forro tubular del cilindro y en la superficie exterior del bloque del cilindro cerca del forro tubular. La adición de inhibidores de corrosión (químico que reduce la picadura) puede mantener este tipo de daño al mínimo.

Los "spin-on" elementos acondicionantes del refrigerante, similar a los elementos del filtro de combustible y del filtro de aceite, se fijan a la base del montaje del motor. El refrigerante fluye a través de las líneas de la bomba de agua a la base y regresa al bloque o compresor de aire (si está equipado). Hay un constante flujo de refrigerante a través del elemento.

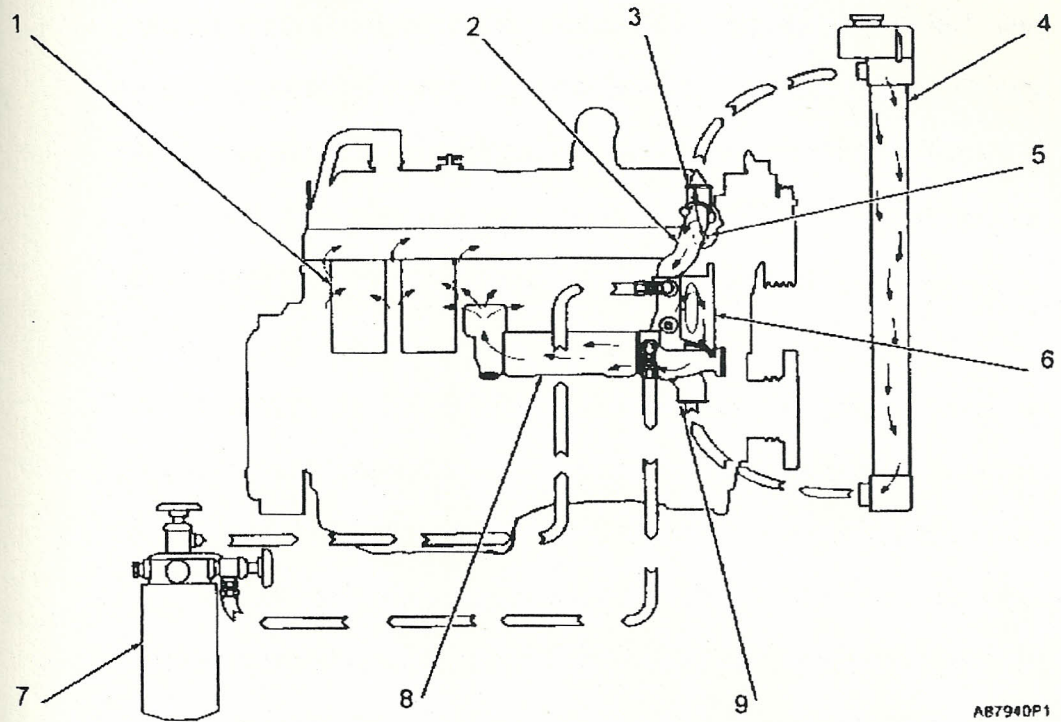


Fig. 18. Sistema de Enfriamiento con Acondicionadores del Refrigerante

(1) Forro tubular del cilindro. (2) Línea de desviación del refrigerante. (3) Salida del refrigerante (al radiador). (4) Radiador. (5) Termostato. (6) Bomba de agua. (7) Elementos acondicionadores del refrigerante. (8) Motor refrigerador de aceite. (9) Entrada del refrigerante (desde el radiador).

* FUENTE : Systems Operation Testing and Adjusting, "3406 & 3406B Generator Set Engines", Estados Unidos, 1988.

El elemento tiene una cantidad específica de inhibidor para la protección aceptable del sistema de enfriamiento. Mientras el refrigerante fluye a través del elemento, el inhibidor de corrosión, el cual es un material seco, disuelve (va hacia la solución) y se mezcla en una concentración correcta. Dos tipos básicos de elementos son usados para el sistema de enfriamiento, y ellos son llamados elementos "Precargador" y de "Mantenimiento". Cada tipo de elemento tiene un uso específico y debe ser usado correctamente para obtener la concentración necesaria para la

protección del sistema de enfriamiento. El elemento "Precargador" tiene más que la cantidad normal de inhibidor, y es usado cuando un sistema es llenado con un nuevo refrigerante (excepto si es usado Dowtherm 209 Antifreeze). Este elemento tiene suficiente inhibidor para proveer una concentración completa a todo el sistema de enfriamiento.

Los elementos de "Mantenimiento" tienen una cantidad normal de inhibidor y son instalados en el primer intervalo de cambio y provee suficiente inhibidor para mantener la protección de corrosión en un nivel aceptable. Después del período del primer cambio, solo los elementos de "Mantenimiento" son instalados en intervalos específicos para dar protección al sistema de enfriamiento.

Algo que debe tener en cuenta es que no use Dowtherm 209 Full-Fill en un sistema de enfriamiento que tiene un acondicionador refrigerante. Debido a que estos dos sistemas no son compatibles (inhibidor de corrosión se reduce) cuando son usados juntos.

3.2. SELECCION DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO A USAR EN NUESTRO PROYECTO

Para la selección de nuestro sistema de enfriamiento presentaremos a continuación la clasificación de las torres de enfriamiento, a partir de lo cual se hará una selección del sistema de enfriamiento más adecuado para nuestro proyecto.

3.2.1. CLASIFICACION DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO

Las torres de enfriamiento se clasifican de acuerdo con los medios por los que se les suministra aire. Todas emplean pisos horizontales de material de relleno para suministrar gran superficie de contacto entre los flujos de aire y de agua.

En general, las torres de enfriamiento se dividen en:

- a.- Torre de enfriamiento de tiro mecánico y,
- b.- Torre de enfriamiento de circulación natural

a.- Torre de Enfriamiento de Tiro Mecánico

Estas torres usan ventiladores para mover el aire en vez de depender del tiro natural o de la velocidad del viento en el sitio en que esten funcionando. Como se aprecia, el hecho de utilizar ventiladores, permite controlar la demanda de aire requerida para un determinado proceso de enfriamiento.

Las torres de tiro mecánico se subdividen en: (1) Torres de tiro forzado y (2) torres de tiro inducido, según que el aire se force por un ventilador situado en la parte superior, respectivamente.

Torre de Enfriamiento de Tiro Forzado .- En el tipo de tiro forzado, el ventilador está ubicado en el sitio de entrada del aire. La vibración y el

ruido son minimizados, puesto que los equipos mecánicos son montados cerca de la parte inferior de la torre sobre una fundición maciza.

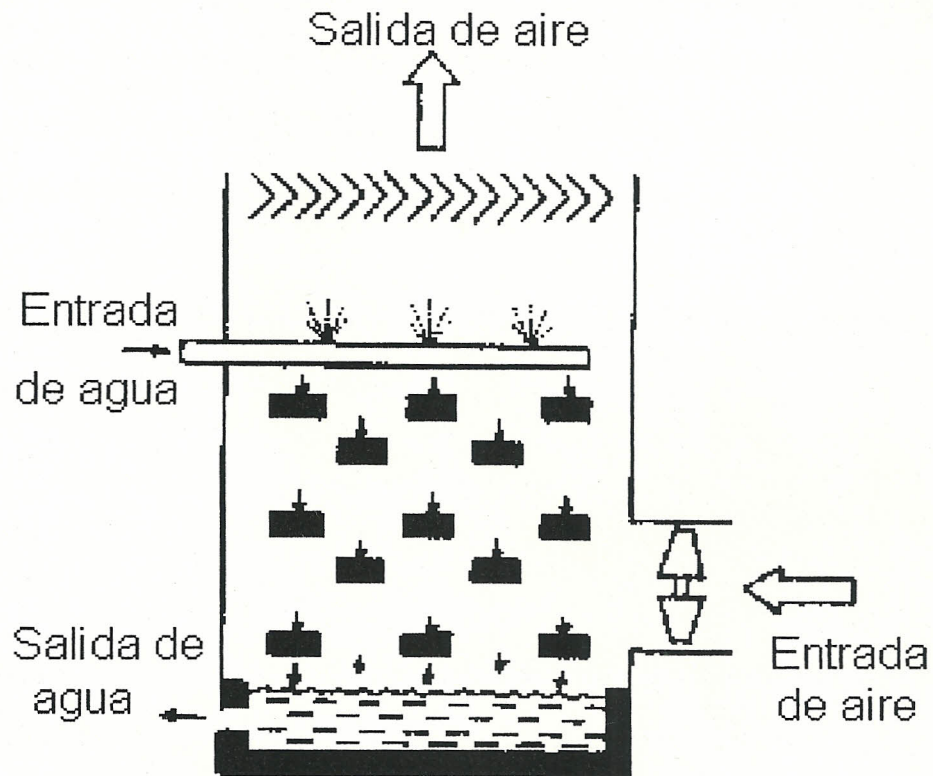


Fig. 19. : Torre de Enfriamiento de Tiro Forzado

* FUENTE : Diseño de una Torre de Enfriamiento de agua para uso Industrial, Tesis, ESPOL, 1973.

Como el ventilador mueve aire de baja humedad, los problemas de corrosión de las aletas del ventilador y de la condensación de la humedad en la caja del reductor de velocidad, son prácticamente nulas. Como desventaja es importante anotar que la distribución del aire es relativamente pobre, puesto que el aire debe dar un giro de 90° , lo que produce que este se descargue a baja velocidad a través de una gran abertura en la parte superior de la torre, en estas condiciones el aire tiene

una baja velocidad y tiende a asentarse para recircular por la región de baja presión de entrada de aire, esto significa que la succión de aire fresco se contamina con aire parcialmente saturado que ya ha pasado a través de la torre. Este fenómeno conocido como "recirculación" reduce la capacidad de trabajo de las torres de enfriamiento. Este tipo de torre la podemos observar en la figura 19.

Torre de Enfriamiento de Tiro Inducido .- Estas torres se clasifican según el flujo de aire en dos tipos:

(a).- Flujo en contra-corriente

(b).- Flujo cruzado

Torre de Enfriamiento de Tiro Inducido Flujo en Contra-corriente.-

Este tipo de torre representada en la figura 20, tiene un extractor situado en la parte superior de la unidad, el cual succiona el aire verticalmente a través de la zona empaquetada y lo expulsa a alta velocidad.

La principal ventaja de estas torres está en que el agua fría en la parte inferior se pone en contacto con el aire que entra (baja humedad relativa) y el agua caliente que entra, se pone en contacto con el aire húmedo que sale. En estos equipos, la recirculación rara vez es un problema puesto que, el aire saturado es expulsado a alta velocidad, de manera que se proyecte hacia arriba, lejos de las lumbreras de admisión de la torre y de esta manera sea arrastrada por las corrientes naturales de aire que evitan su asentamiento posterior. Sin embargo, las torres de este tipo presentan

una caída de presión en la toma de aire del extractor, lo que producen un aumento de los requerimientos totales de energía y además la alta velocidad de descarga del extractor produce algo de pérdidas de agua por gotas que son arrastradas por la corriente de aire a través de la unidad.

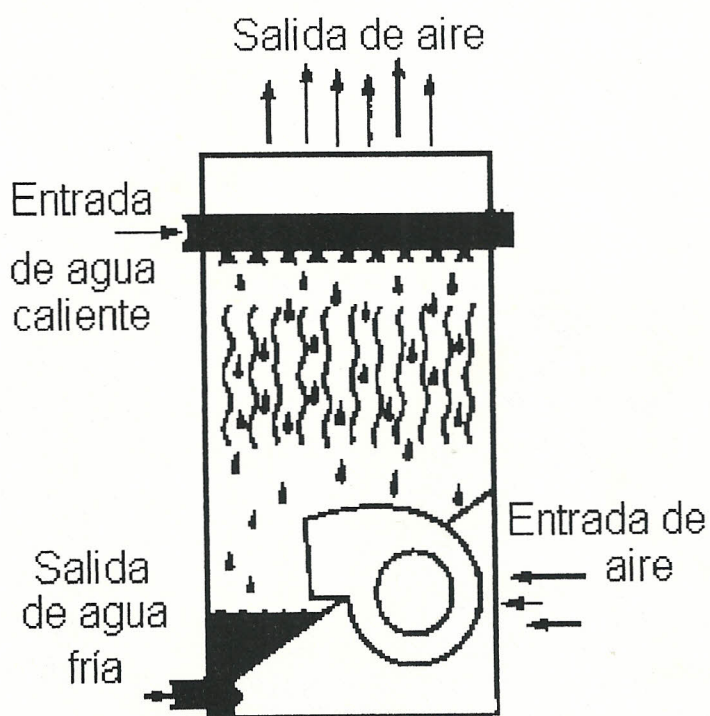


Fig. 20. : Torre de Enfriamiento de Tiro Inducido, Flujo en Contra Corriente.
 * FUENTE : Series V, Cooling Towers, Estados Unidos, 1994.

Torre de Enfriamiento de Tiro Inducido Flujo Cruzado .- En este tipo de torres, el aire fluye horizontalmente mientras que el agua cae a través de empaquetaduras verticalmente.

Las unidades más usadas en la industria son de doble flujo, en este tipo, el extractor está localizado en la parte superior de una cámara de

succión central que tiene a ambos lados, las respectivas caídas de enfriamiento, como se muestra en la figura 21. Los separadores de gotas se disponen de tal forma para que desvíen el flujo de aire accionado por el extractor hacia arriba, puesto que como hay menor resistencia al flujo de aire, las pérdidas por arrastre son menores. Estos diseños permiten la construcción de aparatos de baja altura y en consecuencia bajo cabezal de bombeo, por estas razones se están utilizando mucho últimamente.

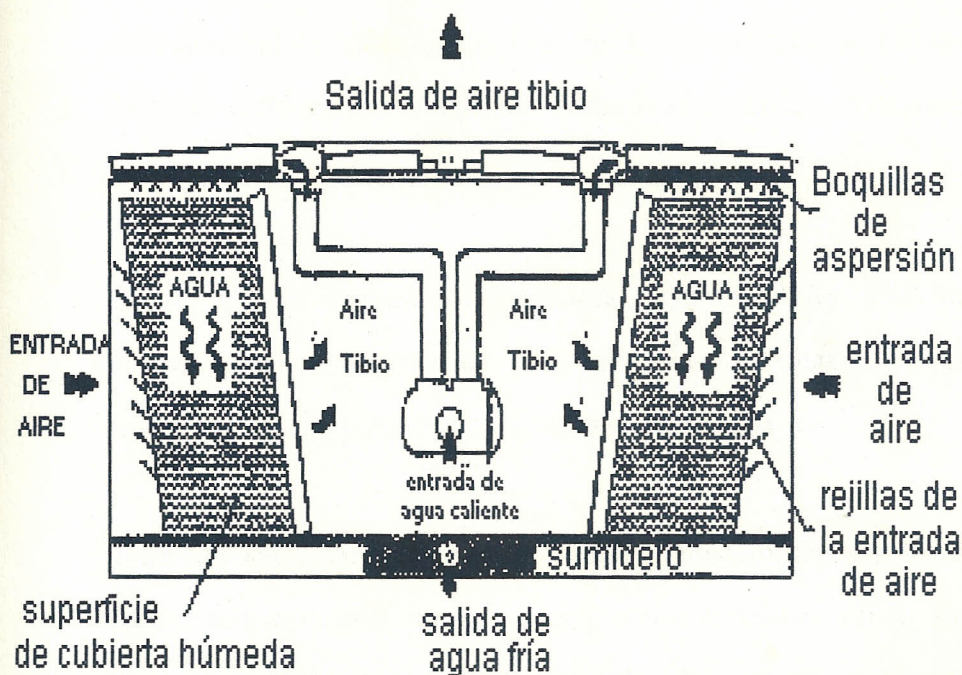


Fig. 21. : Torre Enfriamiento de Tiro Inducido, Flujo Cruzado
 * FUENTE : Series 3000, Industrial Cooling Towers, Estados Unidos, 1994.

b.- Torre de Enfriamiento de Circulación Natural

Las torres de circulación natural, son de dos tipos: (1) Atmosférica y (2) de Tiro Natural.

Torre de Enfriamiento Atmosférica .- En una torre atmosférica el enfriamiento del agua es obtenido básicamente por el movimiento natural del viento a través de la estructura. El aire penetra a través de las lumbreras en una sola dirección, cambiando con la estación del año y las condiciones atmosféricas. En lugares expuestos que tienen vientos con velocidades del orden de 5 a 6 millas/hora. La torre atmosférica puede ser la más económica.

La capacidad de enfriamiento de la torre, con una temperatura de bulbo húmedo dado y la velocidad del viento, varía con la concentración del agua.

Puesto que las corrientes atmosféricas penetran a todo lo ancho de la torre, estas se construyen muy angostas y bastante largas en comparación con otros tipos de torres de igual capacidad.

Para calcular el tamaño de la torre de enfriamiento necesitamos obtener la correcta concentración del agua y elegir correctamente la altura, la cual va a operar sobre una cierta velocidad del aire y a una cierta temperatura de bulbo húmedo. Una vez que el factor de concentración del agua ha sido obtenido, el área de la torre de una altura conocida puede fácilmente ser calculada dividiendo la circulación de carga (gal/min) para el factor de concentración (gal/min ft²).

La concentración requerida para producir el enfriamiento deseado depende básicamente de los siguientes factores :

1. rango de temperatura ($T_{ms} - T_{me}$)
2. aproximación de temperatura del bulbo húmedo ($T_{me} - T_b$)
3. altura de la torre
4. velocidad del viento
5. temperatura de bulbo húmedo (T_b)

A continuación se mostrará en la figura 22 un esquema representativo de esta torre.

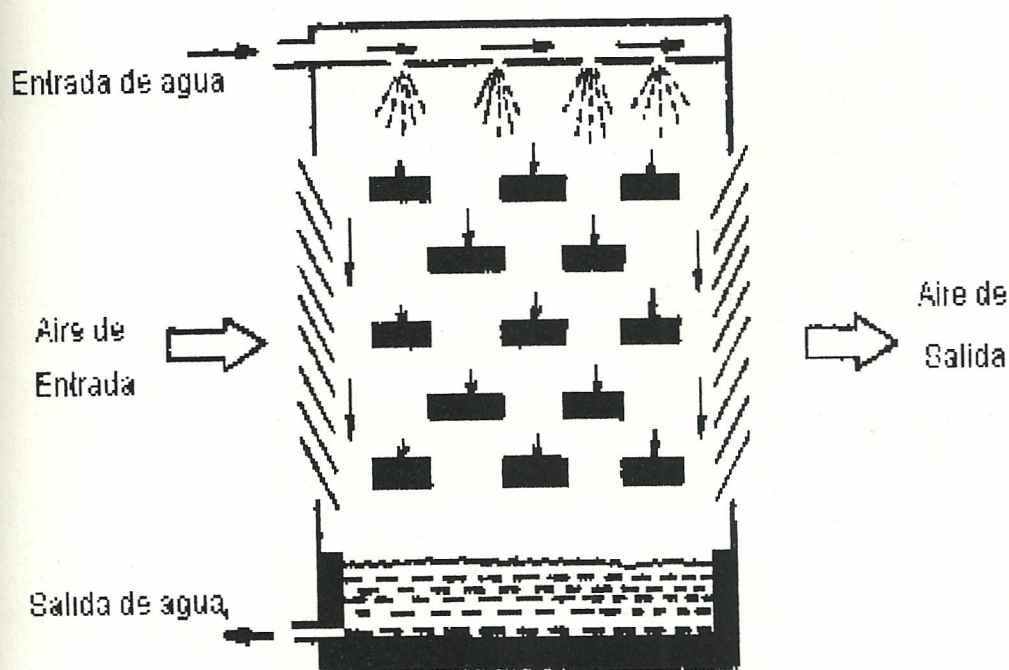


Fig. 22. : Torre de Enfriamiento Atmosférica

* FUENTE : Diseño de una Torre de Enfriamiento de agua para uso Industrial, Tesis, ESPOL, 1973.

Por otra parte, estas torres tienen la ventaja de que eliminan el costo de operación de las torres de tiro mecánico, es decir el costo de energía que se utilizaría para mover los ventiladores.

Torre de Enfriamiento de Tiro Natural .- Las torres de tiro natural, operan de la misma manera que una chimenea de un horno. El aire se calienta en la torre por el agua caliente con el que entra en contacto, de manera que su densidad baja. La diferencia entre la densidad del aire en la torre y en el exterior origina un flujo natural de aire frío en la parte inferior y una expulsión de aire caliente menos denso en la parte superior. Las torres de tiro natural deben ser altas para promover este efecto y deben también tener sección transversal grande debido a la baja velocidad con que el aire circula comparada con las torres de tiro mecánico. Estas torres, consumen más potencia para el bombeo, sin embargo, eliminan el costo de la potencia del extractor y pueden ser más aconsejables en algunas localidades, que las torres atmosféricas. En las torres de tiro natural, debe tomarse muy en cuenta para el diseño la temperatura de bulbo húmedo y la humedad relativa del aire.

Cuando altos flujos de agua de enfriamiento son necesitados, los costos iniciales y cargos fijos son algo altos, además de que grandes áreas de terrenos son utilizadas, razones por las cuales parece que están entrando en desuso. La forma de su base es circular y los perfiles del corte vertical de forma hiperbólica. Desde el punto de vista de su construcción la forma de la torre no necesariamente debe ser hiperbólica, pues podría ser cilíndrica, pero desde el momento de la entrada del aire, este forma una vena contracta cuyas dimensiones varían con relación del diámetro de la torre a la altura, en consecuencia el diseño de la carcasa siguiendo la forma de la vena contracta, produce considerable economía en la utilización de materiales. Además, su forma hiperbólica construída de

concreto (ferro-cemento), le da más estabilidad contra las fuerzas producidas por el viento. En la figura 23 se muestra este tipo de torre de enfriamiento.

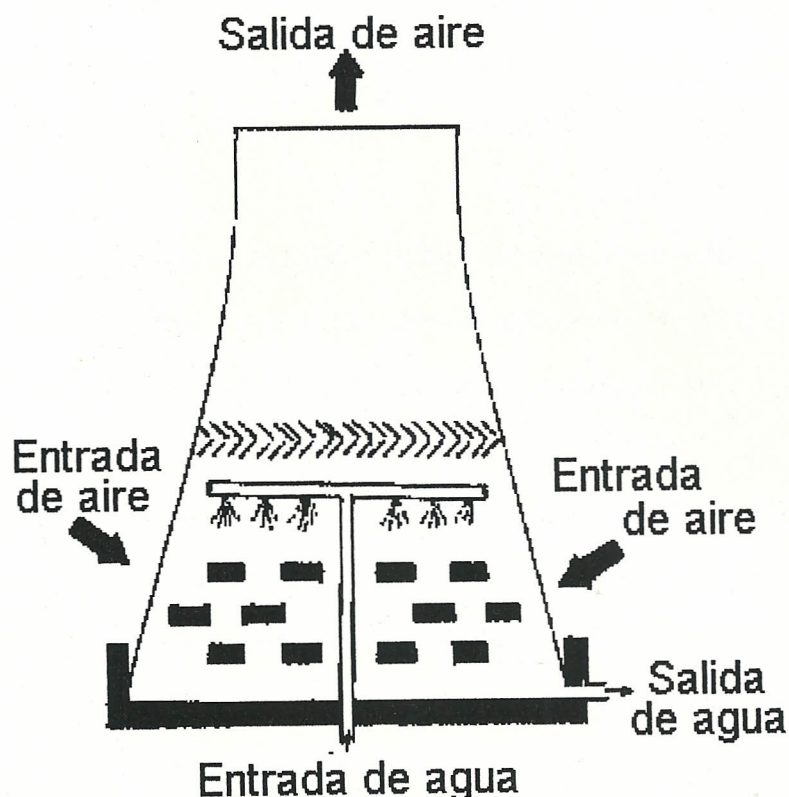


Fig. 23. : Torre de Enfriamiento de Tiro Natural o Hiperbólica

* FUENTE : Diseño de una Torre de Enfriamiento de agua para uso Industrial, Tesis, ESPOL, 1973.

3.2.2. SELECCION DE LA TORRE A DISEÑARSE

La selección de una torre de enfriamiento, depende de una variedad de factores:

a.- Flujo de agua a ser enfriada $\dot{Q} = 115\text{GPM}$

b.- Rango de enfriamiento $(T_{ms} - T_{me})^{\circ}\text{F} = 180^{\circ}\text{F} - 165^{\circ}\text{F}$.

- c.- Localización de la torre y
- d.- Limitaciones de espacio y cabezal de bombeo.

Del estudio efectuado de los tipos de torres de enfriamiento, se obtiene un buen criterio de selección. De esta manera se efectuará una revisión de los factores de diseño para justificar la selección:

a.- Flujo de agua a ser enfriada: El flujo de agua a ser enfriada es del orden de 115 GPM , valor que está comprendido en el grupo de procesos distribuidos principalmente por torres empaquetadas.

b.- Rango de enfriamiento: El rango de enfriamiento está en el orden de los 15°F. Si se toma en consideración los rangos indicados por la tabla IV, se apreciará que para el proyecto, el rango de enfriamiento caerá en el valor promedio para los distintos procesos, pero se dará mayor importancia a los procesos de sistema de enfriamiento de máquinas a diesel.

| Rango de Enfriamiento (°F) | Usados en procesos de: |
|----------------------------|--|
| 6 a 20 | Sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire. |
| 10 a 20 | Sistemas de enfriamiento de máquinas Diesel. |
| 12 a 20 | Condensadores de vapor |
| 15 a 30 | Varios procesos industriales |

Tabla IV: Rango de enfriamiento usados en procesos industriales

c.- Localización de la torre: La torre se ubicada en el patio de una planta de la localidad, contándose con suficiente espacio a los alrededores, y además se considerará que la velocidad promedio del viento es de 5 millas por hora, con una temperatura de bulbo húmedo en la ciudad de Guayaquil de 80°F.

d.- Cabezal de bombeo: Este valor es tomado en consideración para imponer una restricción limitante a la altura de la torre. Para este caso se tomarán en consideración valores comprendidos entre 1.52 mt. (5 pies) y 4.55 mt. (15 pies).

Si se toma en consideración la localización, (altura sobre el nivel del mar, comportamiento del aire atmosférico, velocidad del viento, etc.) Para el diseño de una torre de enfriamiento con mayor eficiencia, se tiene que partir del análisis del comportamiento del aire atmosférico en el medio circundante.

La torre de enfriamiento más adecuada para nuestro proyecto recae sobre: **Torre de Enfriamiento Atmosférica.**

Desafortunadamente, haciendo una revisión bibliográfica se encuentra con que existen pocos datos disponibles sobre el análisis de su comportamiento, ya que la información sobre la torre de enfriamiento atmosférica son las más parecidas para este tipo de sistema decorativo para fuente de agua que se usará en este proyecto.

3.3.- CALCULOS DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO PROPUESTO.

Para realizar los cálculos del sistema de enfriamiento propuesto, revisaremos las especificaciones originales del motor, a continuación en la tabla V se muestran las características físicas del motor :

| | |
|--|------------------------|
| Longitud | 3551 mm |
| Ancho | 1143 mm |
| Altura | 1720 mm |
| Peso de embarque | 3210 Kg |
| Díámetro de la manguera superior e inferior que va al radiador | 76.22 mm \approx 3 " |
| Tamaño del bastidor del generador | 450 |

Tabla V : Características físicas del motor

La variación de la temperatura del agua de enfriamiento en el motor es : a la salida del motor es 82.2 °C (180 °F) mientras que la temperatura del agua a la entrada al motor es de 73.8 °C (165 °F), .

En la siguiente tabla (tabla VI) se muestra el funcionamiento en condiciones de clasificación :

| | |
|---|---------------------------|
| Caudal del aire de admisión de combustión | 33.7 m ³ / min |
| Caudal de gases de escape | 94.4 m ³ / min |
| Calor absorbido por el refrigerante (total) | 247 Kw 14047 Btu/min |
| Calor absorbido por el escape (total) | 356 Kw |

Tabla VI : Funcionamiento en condiciones de clasificación

Con las especificaciones mostradas anteriormente, realizaremos los cálculos del sistema de enfriamiento propuesto dividiéndolo en cuatro partes :

- Cálculos en la tubería que une el motor con la torre de enfriamiento
- Cálculos para la torre de enfriamiento.
- Cálculos en la tubería que une la torre de enfriamiento con el motor.
- Cálculos del sistema hidráulico para la selección de la bomba.

3.3.1.- CALCULOS EN LA TUBERIA QUE UNE EL MOTOR CON LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

Para los cálculos en la tubería que une el motor con la torre de enfriamiento analizaremos cuál es la pérdida de calor del fluido desde el momento en que sale del motor hasta que entra en la torre de enfriamiento.

Debido a que la temperatura del agua al salir del motor debe ser de 180° F y la temperatura del agua con la que debe entrar al motor para su enfriamiento es de 165°F, usaremos una variación de temperatura de 15° F (8.4°C). El calor absorbido por el refrigerante es de $Q = 14047$ Btu/min, por tanto:

$$T_{\text{entrada}} = 165^{\circ}\text{F} = 73.8^{\circ}\text{C} = 346.8^{\circ}\text{K}$$

$$T_{\text{salida}} = 180^{\circ}\text{F} = 82.2^{\circ}\text{C} = 355.2^{\circ}\text{K}$$

$$\Delta T = (T_{\text{salida}} - T_{\text{entrada}})$$

$$\Delta T = (180 - 165)^{\circ}\text{F}$$

$$\Delta T = 15^{\circ}\text{F}$$

Debemos determinar el galonaje del motor y para esto se requiere calcular el flujo másico (\dot{m}):

$$\dot{m} = \frac{Q}{C_p \Delta t}$$

Mediante la siguiente temperatura, obtenemos del apéndice A los valores del calor específico (C_p) y la densidad (ρ) del agua:

$$T = \frac{(355.2 + 346.8)}{2} = 351^\circ \text{K}$$

$$C_p \Big|_{T=351^\circ \text{K}} = 4195 \text{J/Kg}^\circ \text{K} = 1.00 \text{BTU/lbm}^\circ \text{F}$$

$$\rho \Big|_{T=351^\circ \text{K}} = 973.71 \text{Kg/m}^3 = 60.79 \text{lbm/ft}^3$$

$$Q = 14047 \frac{\text{Btu}}{\text{min}} \times \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}}$$

$$Q = 842820 \text{ Btu/h}$$

$$\dot{m} = \frac{842820 \text{ Btu/h}}{1.00 \text{ Btu/lbm}^\circ \text{F} \times 15^\circ \text{F}}$$

$$\dot{m} = 56075 \frac{\text{lbm}}{\text{hr}}$$

Ahora determinamos el galonaje del motor:

$$\dot{Q} = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

$$\dot{Q} = \frac{56075 \text{ lbm/hr}}{60.78 \text{ lbm/ft}^3} \times \frac{1 \text{ hr}}{60 \text{ min}} \times \frac{264.17 \text{ gal}}{35.31 \text{ ft}^3}$$

$$\dot{Q} = 115 \text{ GPM}$$

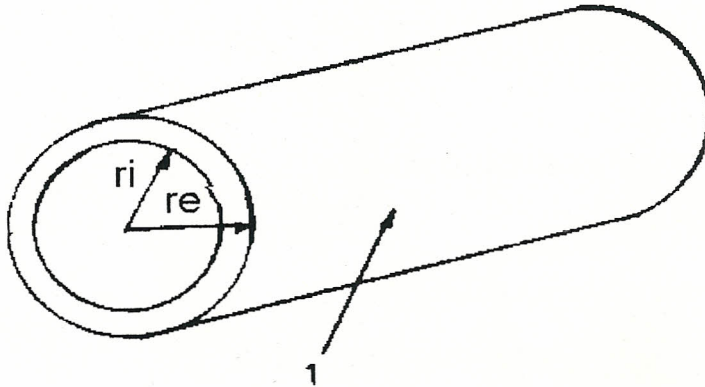


Fig. 24. : Tubería seleccionada

(1) Tubo cédula 40 (schedule 40), AISI 1010, diámetro 3" .

Usaremos una tubería con un:

Diámetro = 3",

Cédula 40 (Schedule 40),

AISI 1010.

El diámetro de la tubería se la eligió en base al diámetro original de la manguera de salida y entrada del refrigerante. Esta tubería puede ser encontrada en el mercado con:

Diámetro interior = $D_i = 3.07" = 7.79 \text{ cm}$

Diámetro externo = $D_e = 3.5" = 8.89 \text{ cm}$

3.3.1.1.- CALCULO DE LA PERDIDA DE CALOR DEL FLUIDO DESDE EL MOTOR HASTA LA ENTRADA DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

Para analizar la pérdida de calor del fluido desde el motor hasta la entrada de la torre de enfriamiento realizaremos los cálculos en 2 partes:

- a.- Pérdida de calor del fluido desde el motor hasta el tanque de agua.
- b.- Pérdida de calor del fluido desde el tanque de agua hasta la entrada de la torre de enfriamiento.

En la fig. 25 se muestra como se va a instalar la tubería, las condiciones iniciales del agua y del aire, que nos servirán para los cálculos respectivos. Los datos promedios para el aire son los de la ciudad de Guayaquil.

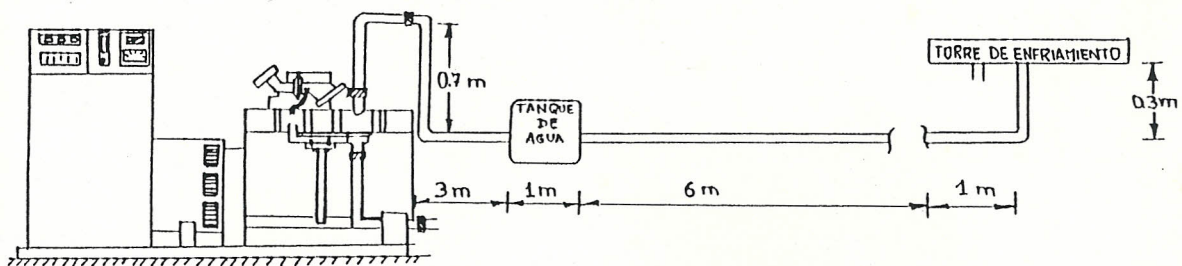


Fig. 25. : Tubería desde el Motor hasta la Torre de Enfriamiento

Pérdida de calor del fluido desde el motor hasta el tanque de agua.

Usamos los datos:

$$D_i = 7.79 \text{ cm}$$

$$D_e = 8.89 \text{ cm}$$

$$\dot{m} = 56079 \text{ lbm/hr}$$

$$\dot{m} = 56075 \frac{\text{lbm}}{\text{hr}} \times \frac{1\text{Kg}}{2.21\text{lbm}} \times \frac{1\text{hr}}{3600\text{seg}}$$

$$\dot{m} = 7.06\text{Kg/seg}$$

Reynolds (Re) para el agua que circula en la tubería:

$$\text{Re} = \frac{4 \dot{m}}{\pi D_i \mu}$$

Del apéndice A, obtenemos la viscosidad dinámica (μ):

$$\mu|_{82.2^\circ\text{C}=355^\circ\text{K}} = 343 \times 10^{-6} \text{Ns/m}^2$$

$$\text{Re} = \frac{4 \times 7.06}{\pi(0.0779)(343 \times 10^{-6})}$$

$$\boxed{\text{Re} = 336611.72}$$

$$\text{Re} = 336611.72 > 2300 \Rightarrow \text{Régimen turbulento}$$

Reynolds (Re) para el aire

La velocidad y la temperatura de bulbo seco en Guayaquil es aproximadamente:

$$V_{\text{aire}} = 5\text{mph} = 2.23\text{m/seg}$$

$$T_{\text{aire}} = 92^{\circ}\text{F} = 33.3^{\circ}\text{C} = 306^{\circ}\text{K}$$

$$\text{Re}_{\text{aire}} = \frac{VD_e}{\nu}$$

Del apéndice B, obtenemos la viscosidad cinemática (ν):

$$\nu|_{T=33.3^{\circ}\text{C}=306^{\circ}\text{K}} = 16.49 \times 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{seg}$$

$$\text{Re}_{\text{aire}} = \frac{2.23(0.0889)}{16.49 \times 10^{-6}}$$

$$\boxed{\text{Re}_{\text{aire}} = 12022.26}$$

$$\text{Re}_{\text{aire}} = 12022.26 > 2300 \Rightarrow \text{Regimen Turbulento}$$

Coefficiente de transferencia de calor en la tubería

U_1 = Coeficiente de transferencia de calor en la tubería.

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \left[\frac{r_i}{K_{\text{acero}}} \times \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) \right] + \frac{r_i}{r_e} \times \frac{1}{h_e}}$$

Datos:

$$r_i = \frac{D_i}{2} = 0.039\text{m}$$

$$r_e = \frac{D_e}{2} = 0.044\text{m}$$

Usamos el apéndice C y obtenemos la conductividad térmica (K) para AISI 1010 :

$$K_{\text{acero}}|_{T=306^\circ\text{K}} = 63.9\text{W/m}^\circ\text{K}$$

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \left[\frac{0.03895}{63.9} \times \ln\left(\frac{8.89}{7.79}\right) \right] + \frac{7.79}{8.89} \times \frac{1}{h_e}}$$

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + 8.05 \times 10^{-5} + \frac{0.88}{h_e}}$$

Coefficiente de transferencia de calor interior y exterior.

a) Lado agua (h_i)

$$\text{Re} = 336611.72$$

$$N_{\text{UD}} = 0.023 \text{Re}^{4/5} \text{Pr}^n$$

$$n = 0.3 \rightarrow \text{Líquido enfriándose}$$

Del apéndice A, y con $T = 355.2^\circ\text{K}$ tenemos el número de Prandtl (Pr) y la conductividad térmica (K):

$$\text{Pr}_{\text{agua}} \big|_{T=355.2^\circ\text{K}} = 2.14$$

$$K_{\text{agua}} \big|_{T=355.2^\circ\text{K}} = 671 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}}$$

$$N_{\text{UD}} = 0.023 \times (336611.72)^{0.8} \times (2.14)^{0.3}$$

$$\boxed{N_{\text{UD}} = 763.05}$$

$$h_i = \frac{N_{\text{UD}} \times K_{\text{agua}}}{D_i}$$

$$h_i = \frac{763.05 \times 671 \times 10^{-3}}{0.0779}$$

$$\boxed{h_i = 6572.62 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}}$$

b) Lado aire (h_e)

$$\text{Re} = 12022.26$$

$$N_{\text{UD}} = c \text{Re}^m \text{Pr}^n \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_s} \right)^{1/4}$$

Datos:

$$c = 0.26$$

$$m = 0.6$$

$$n = 0.37 \rightarrow (\text{Pr}_{\text{aire}} < 10)$$

Del apéndice B, con una $T = 306.3^\circ\text{K}$ tenemos que :

$$\text{Pr}_{\text{aire}} \Big|_{T=306.3^\circ\text{K}} = 0.70616$$

$$K_{\text{aire}} \Big|_{T=306.3^\circ\text{K}} = 26.74 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}}$$

Asumimos :

$$\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_s} = 1$$

$$N_{\text{UD}} = 0.26 \times (12022.26)^{0.6} \times (0.706)^{0.37} (1)^{1/4}$$

$$\boxed{N_{\text{UD}} = 64.13}$$

$$h_c = \frac{64.13 \times 26.74 \times 10^{-3}}{0.0889}$$

$$\boxed{h_e = 19.29 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \circ\text{K}}}$$

Ahora reemplazamos en U_1 los valores de h_i y h_e

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{6572.63} + 8.05 \times 10^{-5} + \frac{0.88}{19.29}}$$

$$\boxed{U_1 = 21.91 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \circ\text{K}}}$$

Area de la tubería

$$A_1 = \pi \times D_i \times L_1$$

$$L_1 = (0.7 + 3) \text{ m}$$

$$L_1 = 3.7 \text{ m}$$

$$A_1 = \pi(0.078)(3.7)$$

$$A_1 = 0.905 \text{ m}^2$$

$$U_1 A_1 = 19.83 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}}$$

Balance de energía en la tubería

$$\dot{m} C_p \Delta T_{\text{agua}} = U_1 A_1 \Delta T_{\text{ln}}$$

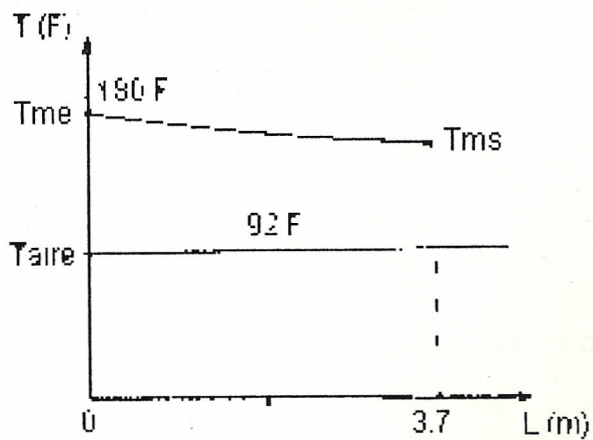


Fig. 26. : Variación de la temperatura del fluido desde el motor hasta el tanque de agua

$$\dot{m} C_p (T_{me} - T_{ms}) = U_1 A_1 \left[\frac{(T_{me} - T_{aire}) - (T_{ms} - T_{aire})}{\ln\left(\frac{T_{me} - T_{aire}}{T_{ms} - T_{aire}}\right)} \right]$$

$$7.06 \times 4195 \times (82.2 - T_{ms}) = 19.83 \times \left[\frac{(82.2 - 33.3) - (T_{ms} - 33.3)}{\ln\left(\frac{82.2 - 33.3}{T_{ms} - 33.3}\right)} \right]$$

$$29633.48 \times (82.2 - T_{ms}) = (19.83) \times \left[\frac{82.2 - T_{ms}}{\ln\left(\frac{48.9}{T_{ms} - 33.3}\right)} \right]$$

Resolviendo esta expresión para T_{ms} :

$$T_{ms} = 82^\circ\text{C} \quad \rightarrow \quad 5926.7 = 969$$

$$T_{ms} = 82.1^\circ\text{C} \quad \rightarrow \quad 2963.3 = 968.9$$

$$T_{ms} = 82.15^\circ\text{C} \quad \rightarrow \quad 1481.7 = 968.4$$

$$T_{ms} = 82.17^\circ\text{C} \quad \rightarrow \quad 890.2 = 962.6$$

$$\boxed{T_{ms} = 82.17^\circ\text{C}}$$

Se concluye de este resultado que:

La pérdida de calor del fluido desde el motor hasta el tanque de agua es insignificante, ya que:

$$\Delta T = (T_{me} - T_{ms})$$

$$\Delta T = (82.2 - 82.17)^\circ\text{C}$$

$$\boxed{\Delta T = 0.03^\circ\text{C}}$$

Se puede considerar que:

$$T_{mc} \approx T_{ms}$$

Pérdida de calor del fluido desde el tanque de agua hasta la entrada de la torre de enfriamiento.

En este tramo de la tubería haremos que el flujo másico \dot{m} se reduzca en un 30% del flujo inicial.

$$\dot{m}_2 = 0.7 \times \dot{m}$$

$$\dot{m}_2 = 0.7 \times 56075$$

$$\dot{m}_2 = 39255.3 \text{ lbm/hr}$$

$$\dot{m}_2 = 39255.3 \frac{\text{lbm}}{\text{hr}} \times \frac{1 \text{ Kg}}{2.2 \text{ lbm}} \times \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ seg}}$$

$$\dot{m}_2 = 4.95 \text{ Kg/seg}$$

Reynolds (Re) para el agua que circula en la tubería:

$$Re = \frac{4 \dot{m}_2}{\pi D_i \mu}$$

Del apéndice A, obtenemos la viscosidad dinámica (μ):

$$\mu|_{82.2^\circ\text{C}=355^\circ\text{K}} = 343 \times 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$$

$$Re = \frac{4 \times 4.95}{\pi(0.0779)(343 \times 10^{-6})}$$

$$\boxed{Re = 235632.3}$$

$$Re = 235632.3 > 2300 \Rightarrow \text{Régimen turbulento}$$

Reynolds (Re) para el aire

El Reynolds para el aire en este tramo es el mismo que el calculado anteriormente, ya que las condiciones son las mismas.

$$\boxed{Re_{\text{aire}} = 12022.26}$$

$$Re_{\text{aire}} = 12022.26 > 2300 \Rightarrow \text{Regimen Turbulento}$$

Coefficiente de transferencia de calor en la tubería

U_2 = Coeficiente de transferencia de calor en la tubería.

$$U_2 = \frac{1}{\frac{1}{h_{i2}} + \left[\frac{r_i}{K_{\text{acero}}} \times \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) \right] + \frac{r_i}{r_e} \times \frac{1}{h_{e2}}}$$

$$U_2 = \frac{1}{\frac{1}{h_{i2}} + 8.05 \times 10^{-5} + \frac{0.88}{h_{e2}}}$$

Coefficiente de transferencia de calor interior y exterior.

a) Lado agua (h_{i2})

$$Re = 235632.3$$

$$N_{UD} = 0.023 Re^{4/5} Pr^n$$

$n = 0.3 \rightarrow$ Líquido enfriándose

Del apéndice A, con una $T = 355.2^\circ K$ tenemos el número de Prandtl (Pr) y la conductividad térmica (K):

$$Pr_{\text{agua}} |_{T=355.2^\circ K} = 2.14$$

$$K_{\text{agua}} |_{T=355.2^\circ K} = 671 \times 10^{-3} \frac{W}{m^\circ K}$$

$$N_{UD} = 0.023 \times (235632.5)^{0.8} \times (2.14)^{0.3}$$

$$\boxed{N_{UD} = 573.64}$$

$$h_{i2} = \frac{N_{UD} \times K_{\text{agua}}}{D_i}$$

$$h_{i2} = \frac{573.64 \times 671 \times 10^{-3}}{0.0779}$$

$$h_{i2} = 4941.11 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

b) Lado aire (h_{e2})

Como se mantiene las mismas condiciones externas, el coeficiente de transferencia de calor exterior (h_e) es el mismo.

$$h_{e2} = 19.29 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Ahora reemplazamos en U_2 los valores de h_{i2} y h_{e2}

$$U_2 = \frac{1}{\frac{1}{4941.11} + 8.05 \times 10^{-5} + \frac{0.88}{19.29}}$$

$$U_2 = 21.88 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Area de la tubería

$$A_2 = \pi \times D_i \times L_2$$

$$L_2 = (6 + 1 + 0.3 + 0.4) \text{ m}$$

$$L_2 = 7.7 \text{ m}$$

$$A_2 = \pi(0.078)(7.7)$$

$$A_2 = 1.89 \text{ m}^2$$

$$U_2 A_2 = 41.28 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}}$$

Balance de energía en la tubería

$$\dot{m} C_p \Delta T_{\text{agua}} = U_2 A_2 \Delta T_{\text{ln}}$$

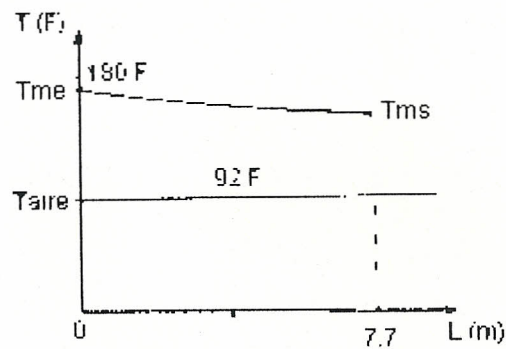


Fig. 27 . Variación de la temperatura del fluido desde el tanque de agua hasta la entrada de la torre de enfriamiento

$$\dot{m}_2 C_p (T_{\text{me}} - T_{\text{ms}}) = U_2 A_2 \left[\frac{(T_{\text{me}} - T_{\text{aire}}) - (T_{\text{ms}} - T_{\text{aire}})}{\ln\left(\frac{T_{\text{me}} - T_{\text{aire}}}{T_{\text{ms}} - T_{\text{aire}}}\right)} \right]$$

$$4.95 \times 4195 \times (82.2 - T_{\text{ms}}) = 41.28 \times \left[\frac{(82.2 - 33.3) - (T_{\text{ms}} - 33.3)}{\ln\left(\frac{82.2 - 33.3}{T_{\text{ms}} - 33.3}\right)} \right]$$

$$207645.25 \times (82.2 - T_{ms}) = 41.28 \times \left[\frac{82.2 - T_{ms}}{\ln\left(\frac{48.9}{T_{ms} - 33.3}\right)} \right]$$

Resolviendo esta expresión para T_{ms} :

$$T_{ms} = 80^{\circ}\text{C} \quad \rightarrow \quad 45683.55 = 1973.03$$

$$T_{ms} = 81^{\circ}\text{C} \quad \rightarrow \quad 24918.30 = 1993.92$$

$$T_{ms} = 81.5^{\circ}\text{C} \quad \rightarrow \quad 14535.67 = 2004.31$$

$$T_{ms} = 82.1^{\circ}\text{C} \quad \rightarrow \quad 2076.52 = 2016.52$$

$$\boxed{T_{ms} = 82.1^{\circ}\text{C}}$$

3.3.2.- CALCULOS PARA LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

Conociendo que la pérdidas de calor en la tubería en espiral con aleta debe ser por lo menos de 8°C (14°F), determinaremos cuál debe ser la longitud ($L_{\text{tubería}}$) requerida para esta pérdida de calor en el fluido.

Longitud de la tubería en espiral con aletas

Para la determinación de la longitud de la tubería en espiral con aletas ($L_{\text{tubería}}$) vamos a asumir: por cada pulgada (25.4 mm) de longitud se colocarán 6 aletas con un espesor (t) de 1 mm, con una separación (S1) de 3.23 mm y una longitud (L) de 25.4 mm.

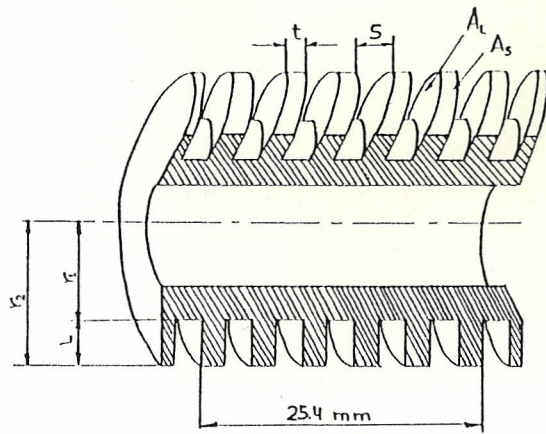


Fig. 28 : Esquema de la Tubería con Aletas Anulares

Balance de energía en la tubería en espiral

$$\dot{m}_2 C_p (T_{me} - T_{ms}) = U_3 A_3 \left[\frac{(T_{me} - T_{aire}) - (T_{ms} - T_{aire})}{\ln\left(\frac{T_{me} - T_{aire}}{T_{ms} - T_{aire}}\right)} \right]$$

$$4.95 \times 4195 \times (82.1 - 73.9) = U_3 A_3 \left[\frac{(82.1 - 33.3) - (73.9 - 33.3)}{\ln\left(\frac{82.1 - 33.3}{73.9 - 33.3}\right)} \right]$$

$$\boxed{U_3 A_3 = 3820 \frac{W}{m^2 \cdot K}}$$

Con los siguientes datos vamos al apéndice D y determinamos la eficiencia de aletas anulares (η_f)

$$A_c = \pi \times D_i \times L_{tuberia}$$

$$A_c = \pi \times 0.0779 \times L_{tuberia}$$

$$A_c = (0.245 \times L_{tuberia}) m^2$$

$$t = 0.001 \text{ m}$$

$$S_1 = 0.00323 \text{ m}$$

$$L = 0.0254 \text{ m}$$

$$r_1 = D_e / 2$$

$$r_1 = 0.0889 / 2$$

$$r_1 = 0.0445 \text{ m}$$

$$r_2 = r_1 + L$$

$$r_2 = 0.0445 + 0.0254$$

$$r_2 = 0.0699 \text{ m}$$

$$r_{2c} = r_2 + t/2$$

$$r_{2c} = 0.0699 + 0.001/2$$

$$r_{2c} = 0.0704 \text{ m}$$

$$L_c = L + t/2$$

$$L_c = 0.0254 + 0.001/2$$

$$L_c = 0.0259 \text{ m}$$

$$A_p = L_c \times t$$

$$A_p = 0.0259 \times 0.001$$

$$A_p = 0.0000259 \text{ m}^2$$

$$r_{2c} / r_1 = 0.0704 / 0.0445$$

$$r_{2c} / r_1 = 1.6$$

$$h_{e2} = 19.29 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$K_{\text{Al puro}}|_{T=355^\circ\text{K}} = 238 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$L_c^{3/2} \left(\frac{h_{e2}}{K_{\text{Al puro}} \times A_p} \right)^{1/2} = (0.0259)^{3/2} \times \left(\frac{19.29}{238 \times 0.0000259} \right)^{1/2}$$

$$L_c^{3/2} \left(\frac{h_{e2}}{K_{\text{Al puro}} \times A_p} \right)^{1/2} = 0.23$$

$$\boxed{\eta_r = 0.93}$$

Determinamos el área de las aletas (A_{aleta}), área del tubo (A_{tubo}) y el área total (A_{total}) por cada pulgada (25.4 mm) de longitud, ver [fig. 28].

$$A_{\text{aleta}} = A_S + 2A_L$$

$$A_S = 6 \times (2\pi \times r_2 \times S1)$$

$$A_S = 6 \times (2\pi \times 0.0699 \times 0.00323)$$

$$A_S = 8.52 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$A_L = 6 \times 2\pi \times (r_2^2 - r_1^2)$$

$$A_L = 6 \times 2\pi \times (0.0699^2 - 0.0445^2)$$

$$A_L = 0.1095 \text{ m}^2$$

$$\boxed{A_{\text{aleta}} = 0.1181 \text{ m}^2}$$

$$A_{\text{tubo}} = 6 \times 2\pi \times r_1 \times S1$$

$$A_{\text{tubo}} = 6 \times 2\pi \times 0.0445 \times 0.00323$$

$$A_{\text{tubo}} = 5.42 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$A_{\text{total}} = A_{\text{aleta}} + A_{\text{tubo}}$$

$$A_{\text{total}} = 0.1181 + (5.42 \times 10^{-3})$$

$$A_{\text{total}} = 0.1235 \text{ m}^2$$

Con estos resultados obtengo que longitud de tubería ($L_{\text{tubería}}$) es necesaria para una pérdida de calor de 8°C , de la siguiente fórmula :

$$\frac{1}{U_3 A_3} = \frac{1}{(\eta_0 \times h_{i2} \times A_c)} + \frac{1}{(\eta_0 \times h_{e2} \times A_{\text{total}})} + R_w$$

$$\eta_0 = 1 - \left[\frac{A_{\text{aleta}}}{A_{\text{total}}} \times (1 - \eta_r) \right]$$

$$\eta_0 = 1 - \left[\frac{0.1181}{0.1235} \times (1 - 0.93) \right]$$

$$\eta_0 = 0.933$$

Para que sean consistentes las unidades, realizamos la conversión del área total dejándolo en función de la longitud de la tubería en metros.

$$A_{\text{total}} = 0.1235 \frac{\text{m}^2}{\text{pu lg}} \times \frac{1 \text{ pu lg}}{0.0254 \text{ m}} \times L_{\text{tuberia}}$$

$$A_{\text{total}} = 4.86 \frac{\text{m}^2}{\text{m}} \times L_{\text{tuberia}}$$

Calculo cuál es la resistencia térmica (R_w),

$$R_w = \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2 \times \pi \times K_{\text{acero}|T=306^\circ\text{K}} \times L_{\text{tuberia}}}$$

$$R_w = \frac{\ln\left(\frac{0.044}{0.039}\right)}{2 \times \pi \times 63.9 \times L_{\text{tuberia}}}$$

$$R_w = \frac{3.29 \times 10^{-4}}{L_{\text{tuberia}}}$$

$$\frac{1}{U_3 A_3} = \frac{1}{(0.933 \times 494 \text{ l} \times 1 \times 0.245 \times L_{\text{tuberia}})} + \frac{1}{(0.933 \times 19.29 \times 4.86 \times L_{\text{tuberia}})} + \frac{(3.29 \times 10^{-4})}{L_{\text{tuberia}}}$$

$$\frac{1}{U_3 A_3} = \frac{0.0124}{L_{\text{tuberia}}}$$

$$L_{\text{tuberia}} = 0.0124 \times 3820$$

$$L_{\text{tuberia}} = 47.37 \text{ m}$$

Para la longitud de cada espiral de tubería (L_{espira}), asumiremos que cada espira tiene 1 metro de diámetro (D_{espira}):

$$L_{\text{espira}} = \pi \times D_{\text{espira}}$$

$$L_{\text{espira}} = \pi \times (1) \text{ m}$$

$$L_{\text{espira}} = 3.14 \text{ m}$$

Ahora calculamos el número de espiras (N_{espiras}) que se van a obtener de la longitud de tubería ($L_{\text{tubería}}$) calculada anteriormente y la separación ($e_{\text{separación}}$) que debe tener cada una de ellas para una torre de una altura (h_{torre}) de 2.6 m.

$$N_{\text{espiras}} = \frac{L_{\text{Tubería}}}{L_{\text{espiras}}}$$

$$N_{\text{espiras}} = \frac{47.37}{3.14}$$

$$N = 15 \text{ espiras}$$

$$e_{\text{separación}} = \frac{[2.6 - (N_{\text{espiras}} \times D_e)]}{N_{\text{espiras}}}$$

$$e_{\text{separación}} = \frac{[2.6 - (15 \times 0.0889)]}{15}$$

$$e_{\text{separación}} = 0.0844 \text{ m}$$

$$e_{\text{separación}} = 8.44 \text{ cm}$$

Area de la sección transversal de la torre de enfriamiento

De la figura 4 del apéndice E se obtiene la concentración necesaria del agua de enfriamiento a través de un cierto intervalo y con una determinada cercanía a la temperatura de bulbo húmedo, pero esta gráfica supone esta temperatura de 21.1°C (70°F), una torre de 10.7 m (35 ft) de alto y una velocidad del viento de 4.83 Km/hr (3 mph).

Si cambiase cualquiera de estos parámetros, que es lo que está sucediendo en nuestro caso, hay que corregir la concentración para las nuevas condiciones, utilizando uno o varios de los factores de corrección que se indican en las figuras del apéndice E.

Para calcular la longitud de la torre atmosférica con un ancho efectivo (a_{Torre}) de 3.66 m (12 ft), se utiliza la siguiente fórmula general:

$$L_{\text{Torre}} = \frac{\dot{Q}_2 \times C'_w}{12 \times C \times C_w \times C_h}$$

donde:

L_{Torre} = Longitud de torre, ft.

\dot{Q}_2 = Cantidad de agua, gal/min.

C'_w = Factor de corrección debido a la velocidad del viento.

C = Concentración del agua, gal/min ft de área de torre.

C_w = Factor de corrección debido a la temperatura de bulbo húmedo.

C_h = Factor de corrección debido a la altura de la torre.

T_1 = Temperatura de entrada, °F.

T_2 = Temperatura de salida, °F.

$(T_1 - T_2)$ = Intervalo de temperatura.

T_{bh} = Temperatura de bulbo húmedo, °F.

$(T_2 - T_{bh})$ = Aproximación a la temperatura de bulbo húmedo, °F.

Datos:

$$\dot{Q}_2 = 0.7 \times \dot{Q}$$

$$\dot{Q}_2 = 0.7 \times 115$$

$$\dot{Q}_2 = 80.5 \text{ gal/min}$$

$$V_{\text{aire}} = 5 \text{ mph}$$

$$T_1 = 73.9^\circ\text{C} = 166^\circ\text{F}$$

$$T_2 = 71.11^\circ\text{C} = 160^\circ\text{F}$$

$$(T_1 - T_2) = 6^\circ\text{F}$$

$$T_{bh} = 80^\circ\text{F}$$

$$(T_2 - T_{bh}) = 80^\circ\text{F}$$

$$A_{\text{Torre}} = 3.66 \text{ m} = 12 \text{ ft}$$

Con estos datos vamos a las figuras del apéndice E y obtenemos los valores de los factores de corrección:

$$C'_w = 0.83$$

$$C_w = 1.3$$

$$C_h = 0.338$$

$$C = 18.2 \text{ gal/min ft}^2$$

Reemplazo los valores de \dot{Q}_2 , C'_w , C_w y C_h y obtengo cuál es la longitud de torre (L_{torre}) requerida:

$$L_{\text{Torre}} = \frac{80.5 \times 0.83}{12 \times 18.2 \times 1.3 \times 0.338}$$

$$L_{\text{Torre}} = 0.705 \text{ ft}$$

$$\boxed{L_{\text{Torre}} = 0.215 \text{ m}}$$

Con la longitud (L_{torre}) y el ancho (a_{torre}) determino el área de la sección transversal de la torre de enfriamiento, y obtengo cuál será el radio equivalente de la sección transversal ($r_{\text{sección transversal}}$) que corresponde a esta área de rociado del agua.

$$A_{\text{sección transversal}} = \pi \times r_{\text{sección transversal}}^2$$

$$A_{\text{sección transversal}} = 3.66 \times 0.215$$

$$\boxed{A_{\text{sección transversal}} = 0.787 \text{ m}^2}$$

$$r_{\text{sección transversal}} = \left(\frac{0.787}{\pi} \right)^{1/2}$$

$$r_{\text{sección transversal}} = 50 \text{ cm}$$

3.3.2.1.- Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Masa en la Torre de Enfriamiento

Determinaremos cuál será el coeficiente de transferencia de masa en la torre de enfriamiento (KA) usando el método de integración numérica de Tchebycheff.

Datos

$$\text{Velocidad del viento} = V_{\text{aire}} = 5 \text{ mph} = 439.79 \text{ ft/min}$$

$$\text{Densidad del aire} = \rho_{\text{aire}} = 0.07 \text{ lbm/hr}$$

$$\text{Flujo másico de agua} = \dot{m}_2 = \dot{m}_{\text{agua}} = 39252.5 \text{ lbm/hr}$$

$$\text{Area de flujo de aire} = A_{\text{flujo}}$$

$$A_{\text{flujo}} = \text{Ancho} \times \text{Alto}$$

$$\text{Ancho} = 2 \times r_{\text{sección transversal}}$$

$$\text{Ancho} = (2 \times 0.5) \text{ m}$$

$$\text{Ancho} = 1 \text{ m}$$

$$\text{Alto} = 2.6 \text{ m}$$

$$A_{\text{flujo}} = (2.6 \times 1) \text{ m}^2 \times \frac{3.28 \text{ ft}^2}{1 \text{ m}^2}$$

$$A_{\text{flujo}} = 27.97 \text{ ft}^2$$

$$\text{Caudal de aire} = Q_{\text{aire}}$$

$$Q_{\text{aire}} = A_{\text{flujo}} \times V_{\text{aire}}$$

$$Q_{\text{aire}} = 27.97 \times 439.79$$

$$Q_{\text{aire}} = 12301.02 \text{ ft}^3 / \text{min}$$

$$\text{Flujo másico de aire} = \dot{m}_{\text{aire}}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \rho_{\text{aire}} \times Q_{\text{aire}}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = (0.07 \times 12301.02) \times \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hr}}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 51664.28 \frac{\text{lbm}}{\text{hr}}$$

$$\text{Relación } \frac{\dot{m}_{\text{agua}}}{\dot{m}_{\text{aire}}} = \frac{L}{G}$$

$$\frac{L}{G} = \frac{39252.5}{51664.21}$$

$$\boxed{\frac{L}{G} = 0.76}$$

$$\text{Volumen efectivo de la torre} = V_{\text{torre}}$$

$$V_{\text{torre}} = A_{\text{piso}} \times \text{Alto}$$

$$A_{\text{piso}} = \pi \times r_{\text{seccion transversal}}^2$$

$$A_{\text{piso}} = \pi \times 0.5^2 \times \left(\frac{3.28^2 \text{ ft}^2}{1 \text{ m}^2} \right)$$

$$A_{\text{piso}} = 8.45 \text{ ft}^2$$

$$V_{\text{torre}} = (8.45 \times 2.6) \times \frac{3.28 \text{ ft}}{1 \text{ m}}$$

$$V_{\text{torre}} = 72.06 \text{ ft}^3$$

Reemplazando los datos en el Método de Integración Numérica de Tchebycheff podemos encontrar el coeficiente de transferencia de masa en la torre de enfriamiento (KA).

$$\frac{KAV}{\dot{m}_{\text{agua}}} = \int_{T_s}^{T_c} \frac{dT}{h_{\text{agua}} - h_{\text{aire}}} \cong \frac{T_c - T_s}{4} \left(\frac{1}{\Delta h_1} + \frac{1}{\Delta h_2} + \frac{1}{\Delta h_3} + \frac{1}{\Delta h_4} \right)$$

donde :

$$K = \text{coeficiente de transferencia de masa, } \frac{\text{lbm}_{\text{agua}}}{\text{hr ft}^2}$$

$$A = \text{área de contacto, } \frac{\text{ft}^2}{\text{ft}^3 \text{ volumen de torre}}$$

$$V = V_{\text{torre}} = \text{volumen efectivo de torre, } \frac{\text{ft}^3}{\text{ft}^2 \text{ área de piso}}$$

$$\dot{m}_{\text{agua}} = \text{razón de agua, } \frac{\text{lbm}}{\text{hr ft}^2}$$

h_{agua} = entalpía de vapor mezcla agua-aire a temperatura de

$$\text{agua, } \frac{\text{BTU}}{\text{lbm}_{\text{aire}}}$$

h_{aire} = entalpía de vapor mezcla agua-aire a temperatura de

$$\text{bulbo húmedo, } \frac{\text{BTU}}{\text{lbm}_{\text{aire}}}$$

T_e = temperatura de entrada a la torre, °F

T_s = temperatura de salida de la torre, °F

$$\Delta h_1 = \text{valor de } (h_{\text{agua}} - h_{\text{aire}}) \text{ a: } T_s + 0.1 \times (T_e - T_s)$$

$$\Delta h_2 = \text{valor de } (h_{\text{agua}} - h_{\text{aire}}) \text{ a: } T_s + 0.4 \times (T_e - T_s)$$

$$\Delta h_3 = \text{valor de } (h_{\text{agua}} - h_{\text{aire}}) \text{ a: } T_e - 0.4 \times (T_e - T_s)$$

$$\Delta h_4 = \text{valor de } (h_{\text{agua}} - h_{\text{aire}}) \text{ a: } T_e - 0.1 \times (T_e - T_s)$$

$$h_2 = h_1 + \frac{L}{G} \times (T_e - T_s)$$

En la tabla VII se resuelve el inverso de la variación de entalpía, usando el apéndice F.

| T [°F] | h_{agua} [BTU/lbm] | h_{aire} [BTU/lbm] | $(h_{\text{agua}} - h_{\text{aire}})$ [BTU/lbm] | $\frac{1}{\Delta h}$ |
|--------------------------------|--------------------------------|---|--|-----------------------|
| $T_s = 160$ | 376.74 | $h_1 = 43.70$ | | |
| $T_s + 0.1 \times (6) = 160.6$ | 384.29 | $h_1 + [0.1 \times L / G \times (6)] = 44.16$ | $\Delta h_1 = 340.13$ | 2.94×10^{-3} |
| $T_s + 0.4 \times (6) = 162.4$ | 407.94 | $h_1 + [0.4 \times L / G \times (6)] = 45.52$ | $\Delta h_2 = 362.42$ | 2.76×10^{-3} |
| $T_e - 0.4 \times (6) = 163.6$ | 424.79 | $h_2 - [0.4 \times L / G \times (6)] = 46.44$ | $\Delta h_3 = 378.35$ | 2.64×10^{-3} |
| $T_e - 0.1 \times (6) = 165.4$ | 451.83 | $h_2 - [0.1 \times L / G \times (6)] = 47.80$ | $\Delta h_4 = 404.03$ | 2.47×10^{-3} |
| $T_s = 166$ | 461.27 | $h_2 = 48.26$ | | ----- |
| $\Sigma 1 / \Delta h =$ | | | | 0.01082 |

Tabla VII : Variación de la Entalpía

$$\frac{KAV_{\text{torre}}}{\dot{m}_{\text{agua}}} = \frac{(166 - 160)}{4} \times 0.01082$$

$$\frac{KAV_{\text{torre}}}{\dot{m}_{\text{agua}}} = 0.0162$$

$$KA = 0.0162 \times \frac{V_{\text{torre}}}{\dot{m}_{\text{agua}}}$$

$$KA = 0.0162 \times \left(\frac{39252.5}{72.06} \right)$$

$$KA = 8.84 \left(\frac{\text{lbm}_{\text{agua}}}{\text{ft}^2} \right) \left(\frac{\text{hr}}{\text{ft}^3} \right)$$

3.3.3.- CALCULOS EN LA TUBERIA QUE UNE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO CON EL MOTOR

La temperatura de entrada en la tubería ($T_{\text{tubería}}$) es de 160°F, temperatura que fue calculada anteriormente, pero debido a que a la entrada del motor se requiere una temperatura ($T_{\text{motor}} = T_{\text{me}}$) de 165°F se tendrá que elevar la temperatura ($T_{\text{tubería}}$) en 5°F, lo cual se lo conseguirá haciendo una mezcla entre el agua del tanque que está a 180°F y el fluido que está a 160°F, por medio de la instalación de una válvula de 3 vías con control neumático.

La cantidad de mezcla está controlada por un termostato que está conectado a un receptor controlador y éste a una válvula de 3 vías con

control neumático que regula la cantidad de flujo másico que se requiere del tanque y de la tubería. El termostato debe estar seteado a 165 °F que es la temperatura de entrada al motor. En la siguiente figura [fig. 29.] se muestra lo explicado anteriormente.

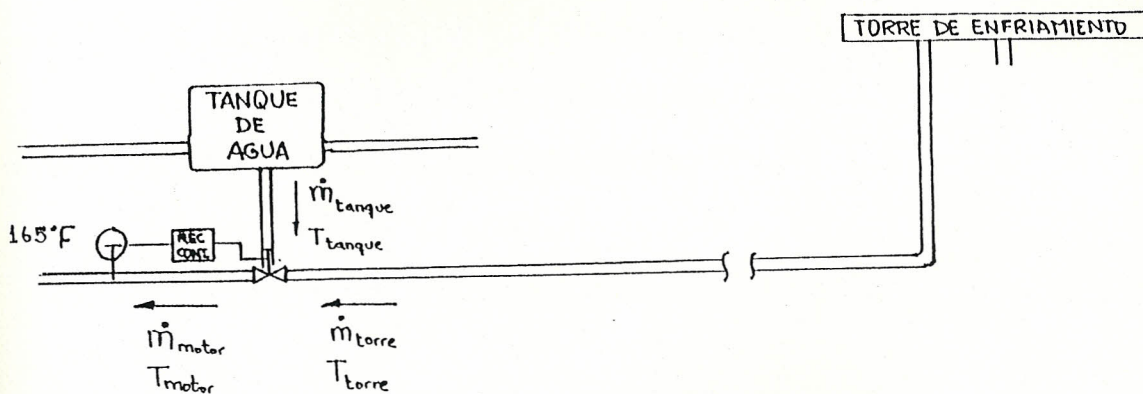


Fig. 29 : Esquema de la conexión entre la tubería y el tanque de agua

A continuación determinaremos el flujo másico que se requiere del tanque (\dot{m}_{tanque}) y de la tubería ($\dot{m}_{\text{tubería}}$), [fig. 29.], por medio de un balance de energía.

$$\dot{m}_{\text{motor}} = \dot{m}_{\text{tanque}} + \dot{m}_{\text{tubería}}$$

$$\dot{m}_{\text{motor}} C_{p\text{motor}} T_{\text{motor}} = \dot{m}_{\text{tanque}} C_{p\text{tanque}} T_{\text{tanque}} + \dot{m}_{\text{tubería}} C_{p\text{tubería}} T_{\text{tubería}}$$

Datos:

$$T_{\text{tanque}} = 180^{\circ}\text{F} = 355.2^{\circ}\text{K}$$

$$T_{\text{tubería}} = 160^{\circ}\text{F} = 344.26^{\circ}\text{K}$$

$$T_{\text{motor}} = 165^{\circ}\text{F} = 346.8^{\circ}\text{K}$$

$$\dot{m}_{\text{motor}} = 56075 \text{ lbm-hr}$$

Con estos datos vamos al apéndice A y obtenemos el calor específico (C_p) de cada una de ellos.

$$C_{p \text{ tanque}} = 4199 \text{ J/Kg } ^{\circ}\text{K} = 1.0029 \text{ Btu/lbm } ^{\circ}\text{F}$$

$$C_{p \text{ tubería}} = 4190 \text{ J/Kg } ^{\circ}\text{K} = 1.00095 \text{ Btu/lbm } ^{\circ}\text{F}$$

$$C_{p \text{ motor}} = 4192 \text{ J/Kg } ^{\circ}\text{K} = 1.0014 \text{ Btu/lbm } ^{\circ}\text{F}$$

Reemplazamos los datos obtenidos en la ecuación siguiente:

$$\dot{m}_{\text{tubería}} = \dot{m}_{\text{motor}} \frac{(C_{p \text{ motor}} T_{\text{motor}} - C_{p \text{ tanque}} T_{\text{tanque}})}{(C_{p \text{ tubería}} T_{\text{tubería}} - C_{p \text{ tanque}} T_{\text{tanque}})}$$

$$\dot{m}_{\text{tubería}} = 56075 \frac{(1.0014 \times 165 - 1.0029 \times 180)}{(1.00095 \times 160 - 1.0029 \times 180)}$$

$$\dot{m}_{\text{tubería}} = 42095.40 \text{ lbm / hr}$$

$$\dot{m}_{\text{tanque}} = \dot{m}_{\text{motor}} - \dot{m}_{\text{tubería}}$$

$$\dot{m}_{\text{tanque}} = 56075 - 42095.40$$

$$\dot{m}_{\text{tanque}} = 13979.60 \text{ lbm / hr}$$

3.3.4.- CALCULOS DEL SISTEMA HIDRAULICO PARA LA SELECCION DE LA BOMBA

Realizaremos un análisis de las pérdidas por fricción debido a la longitud de tubería, a los accesorios de la bomba, codos, tee, etc., determinando de esta forma que tipo de bomba de agua se necesita.

Pérdida por fricción

Para determinar las pérdidas por fricción o carga de la bomba se calculará primeramente la presión que actúa en el punto (2) [fig. 30. (b)].

entre (1) y (2)

$$\left(\frac{g_c}{g} \times \frac{P_1}{\rho}\right) + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \left(\frac{g_c}{g} \times \frac{P_2}{\rho}\right) + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_{\text{bomba}} + h_f$$

Datos:

$$g = 32.2 \text{ ft-seg}^2$$

$$g_c = 32.17 \text{ lbm ft-lbf seg}^2$$

$$\rho = 60.78 \text{ lbm/ft}^3$$

$$d = 3 \text{ pulg} = 3/12 \text{ ft}$$

$$P_1 = P_{\text{atm}} = 14.7 \text{ psi} = 2116.8 \text{ lbf/ft}^2$$

$$V_1 \approx 0$$

$$Z_1 = (0.9 + 0.3)\text{m} = 1.2 \text{ m} = 3.94 \text{ ft}$$

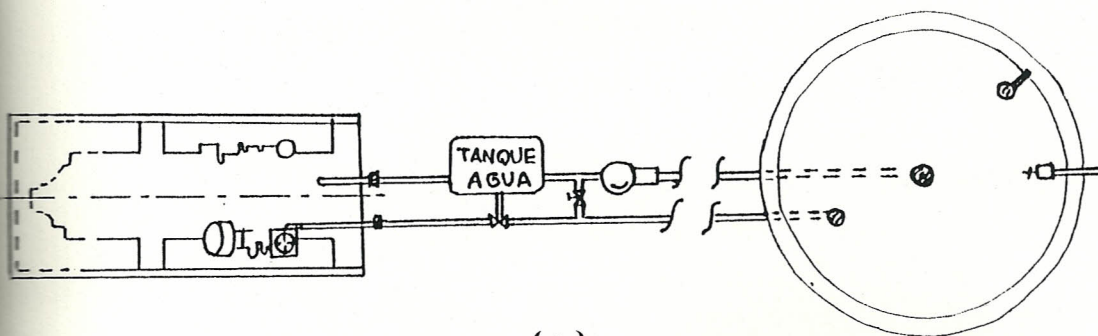
$$Z_2 = 0.25 \text{ m} = 0.82 \text{ ft}$$

$$h_{\text{bomba}} = 0$$

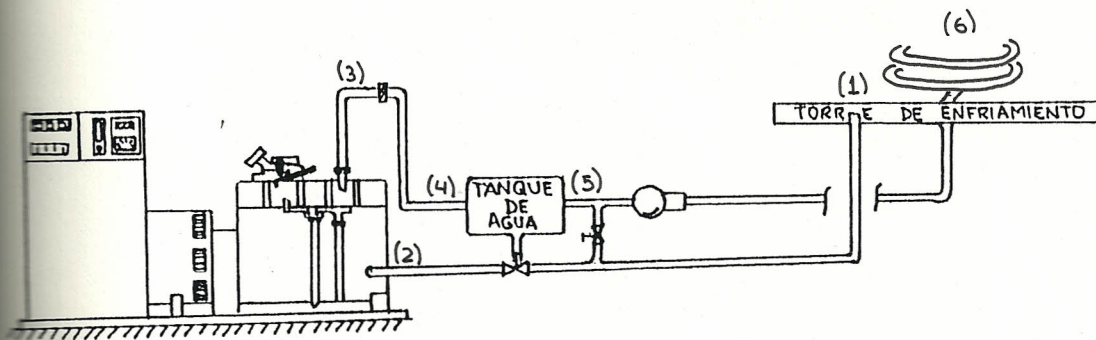
$$V_2 = Q \times A$$

$$V_2 = \frac{115 \frac{\text{gal}}{\text{min}}}{\pi \times \frac{(3/12)^2}{4}} \times \frac{1 \text{ft}^3}{7.48 \text{gal}} \times \frac{1 \text{min}}{60 \text{seg}}$$

$$V_2 = 5.22 \text{ ft/seg}$$



(a)



(b)

Fig. 30 : Esquema de la Instalación de la Torre de Enfriamiento
a) Vista superior. b) Vista frontal.

$$\frac{32.17}{32.2} \times \frac{2116.8}{60.78} + 3.94 = \frac{32.17}{32.2} \times \frac{P_2}{60.78} + \frac{(5.22)^2}{2 \times 32.2} + 0.82 + \frac{f \times P_{\text{perdidas}} \times V_2^2}{2 \times d \times g}$$

Para determinar las P_{perdidas} usamos el apéndice G :

1 codo standard 90°, 3" , long. Rad. → 5 ft

1 Tee, 3" , no reducción → 5 ft

1 codo standard 90°, 3" , long. Rad. → 5 ft

Longitud de tubería = (10 + 0.7) m → 35.10 ft

$$P_{\text{perdidas}} = 50.10 \text{ ft}$$

$$Re = \frac{V_2 \times d}{\nu}$$

Con una temperatura de 165°F (73.8°C) vamos al apéndice H y obtenemos:

$$\nu_{|T=165^\circ\text{F}} = 0.42 \times 10^{-5} \frac{\text{ft}^2}{\text{seg}}$$

$$Re = \frac{5.22 \times (3/12)}{0.42 \times 10^{-5}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}}$$

$$Re = 306770$$

ϵ = rugosidad media → para acero comercial

vamos al apéndice I, obtenemos:

$$\epsilon = 0.00015 \text{ ft}$$

$$\frac{\epsilon}{d} = \frac{0.00015}{3/12}$$

$$\epsilon/d = 0.0006$$

Con los valores de $\epsilon/d = 0.0006$ y $Re = 306770$ nos vamos al diagrama de Moody (apéndice J) y obtenemos el coeficiente de fricción (f).

$$f = 0.0185$$

$$38.73 = 0.016P_2 + 0.42 + 0.82 + \frac{0.0185}{3/2} \times 50.1 \times 0.42$$

$$P_2 = 2185.20 \text{ lbf/ft}^2$$

$$P_{\text{total } 2} = P_2 + \frac{V_2^2}{2g}$$

$$P_{\text{total } 2} = 2185.20 + \frac{5.22^2}{2 \times 32.2} \times 60.78$$

$$P_{\text{total } 2} = 2210.92 \text{ lbf/ft}^2 \times \frac{1 \text{ ft}^2}{144 \text{ pulg}^2}$$

| |
|---|
| $P_{\text{total } 2} = 15.35 \text{ psi}$ |
|---|

Para determinar la presión en el punto (3) se usan las especificaciones del motor y la presión de entrada a la bomba de agua de el motor ($P_{\text{total}2}$).

Como se dijo, el motor está dispuesto de una bomba que tiene por función hacer circular el agua de enfriamiento por las tuberías internas del motor. Se sabe además que la caída de presión en las tuberías internas es de 7 psi (P_{int}) y que esta bomba incrementa la presión de succión (en este caso P_{total2}) en 13 psi (ΔP); con estos datos podemos determinar la presión en el punto (3), en la [fig. 30 (b)].

$$P_3 = P_2 + \Delta P - P_{int}$$

$$P_3 = (15.35 + 13 - 7) \text{psi}$$

$$\boxed{P_3 = 21.35 \text{ psi}}$$

Por último calculamos la presión que descarga en el tanque de agua (P_4), punto (4).

entre (3) y (4)

$$\left(\frac{g_c}{g} \times \frac{P_3}{\rho}\right) + \frac{V_3^2}{2g} + z_3 = \left(\frac{g_c}{g} \times \frac{P_4}{\rho}\right) + \frac{V_4^2}{2g} + z_4 + h_{bomba} + h_f$$

Datos:

$$P_3 = 21.35 \text{ psi} = 3074.40 \text{ lbf/ft}^2$$

$$V_2 \approx V_3 \approx V_4$$

$$Z_3 \approx Z_4$$

$$h_{bomba} = 0$$

$$h_f = \frac{f \times P_{\text{perdidas}} \times V_4^2}{2 \times d \times g}$$

$$\text{longitud de tubería} = (0.7 + 3) \text{ m} = 3.7 \text{ m}$$

$$2 \text{ codo standard } 90^\circ, 3'' \text{ , long. Rad.} \rightarrow 10 \text{ ft}$$

$$\text{Longitud de tubería} = 3.7 \text{ m} \rightarrow \underline{12.14 \text{ ft}}$$

$$P_{\text{perdidas}} = 22.14 \text{ ft}$$

$$Re = \frac{V_4 \times d}{\nu}$$

Con una temperatura de 180°F (82.2°C) vamos al apéndice H y obtenemos:

$$\nu_{|T=180^\circ\text{F}} = 0.38 \times 10^{-5} \frac{\text{ft}^2}{\text{seg}}$$

$$Re = \frac{5.22 \times (3/12)}{0.38 \times 10^{-5}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}}$$

$$Re = 339932$$

$$\epsilon/d = 0.0006$$

Con los valores de $\epsilon/d = 0.0006$ y $Re = 339932$ nos vamos al diagrama de Moody (apéndice J) y obtenemos el coeficiente de fricción (f).

$$f = 0.0184$$

$$\frac{32.17}{32.2} \times \frac{3074.4}{60.78} = \frac{32.17}{32.2} \times \frac{P_4}{60.78} + \frac{0.0184 \times 21.48 \times (5.22)^2}{2 \times (3/12) \times 32.2}$$

$$P_4 = 3033.71 \text{ lbf/ft}^2$$

$$\boxed{P_4 = 21.06 \text{ psi}}$$

Con estos resultados de las presiones en los puntos (2), (3) y (4) se comprueba que en este tramo no es necesario la instalación de una bomba de agua, ya que se aprovecha la gravedad en la caída del agua de la torre de enfriamiento y también la bomba de agua que está instalada en el motor.

Analizaremos entre los puntos (5) y (6) la carga de bomba (h_{bomba})

$$\left(\frac{g_c}{g} \times \frac{P_5}{\rho}\right) + \frac{V_5^2}{2g} + z_5 = \left(\frac{g_c}{g} \times \frac{P_6}{\rho}\right) + \frac{V_6^2}{2g} + z_6 - h_{\text{bomba}} + h_f$$

Datos:

$$P_5 = P_6$$

$$V_5 \approx 0$$

$$Z_5 = 0.6 \text{ m} = 1.97 \text{ ft}$$

$$Z_6 = (0.3 + 0.4 + 2.6) \text{ m} = 3.3 \text{ m} = 10.82 \text{ ft}$$

$$V_6 = Q_2 \times A_6$$

$$V_6 = \frac{80.5 \frac{\text{gal}}{\text{min}}}{\pi \times \frac{(3/12)^2}{4}} \times \frac{1 \text{ft}^3}{7.48 \text{gal}} \times \frac{1 \text{min}}{60 \text{seg}}$$

$$V_6 = 3.65 \text{ ft/seg}$$

$$\text{longitud de tubería} = (6 + 1 + 0.3 + 0.4 + 47.37) \text{ m} = 55.07 \text{ m}$$

$$2 \text{ codo standard } 90^\circ, 3", \text{ long. Rad.} \quad \rightarrow \quad 10 \text{ ft}$$

$$\text{Longitud de tubería} = 55.7 \text{ m} \quad \rightarrow \quad \underline{180.63 \text{ ft}}$$

$$P_{\text{pérdidas}} = 190.63 \text{ ft}$$

$$R_e = \frac{V_6 \times d}{v_{|T=173^\circ\text{F}}}$$

Con una temperatura de 173°F vamos al apéndice H y obtenemos:

$$v_{|T=173^\circ\text{F}} = 0.40 \times 10^{-5} \frac{\text{ft}^2}{\text{seg}}$$

$$Re = \frac{5.22 \times (3/12)}{0.40 \times 10^{-5}} \times \frac{1 \text{min}}{60 \text{seg}}$$

$$Re = 227333$$

$$\varepsilon/d = 0.0006$$

Con los valores de $\varepsilon/d = 0.0006$ y $Re = 227333$ nos vamos al diagrama de Moody (apéndice J) y obtenemos el coeficiente de fricción (f).

$$f = 0.0191$$

$$1.97 = \frac{(3.65)^2}{2 \times 32.2} + 10.82 + \frac{0.0191 \times 190.63 \times (3.65)^2}{2 \times (3/12) \times 32.2} - h_{\text{bomba}}$$

$$h_{\text{bomba}} = 12.07 \text{ ft}$$

El valor para la carga de la bomba será entonces 12.07 ft, pero para darnos una mayor seguridad asumiremos 15 ft. Con los valores del galonaje del motor (\dot{Q}_2) y la carga de la bomba determinamos el modelo de la bomba a usar.

$$h_{\text{bomba}} = 15 \text{ ft}$$

Selección de la bomba

Con los datos de galonaje del motor y carga de la bomba, voy al gráfico del apéndice K :

$$\dot{Q}_2 = 80.5 \text{ GPM}$$

$$h_{\text{bomba}} = 15 \text{ ft}$$

Obtengo que puedo usar una bomba de agua marca TACO:

$$\text{Modelo VI-2507}$$

Determino que eficiencia me proporciona este modelo de bomba, con las curvas que encontramos en el apéndice L :

Modelo VI-2507 → 61%

Ahora calculamos que potencia se requiere:

$$\text{bhp}_{\text{bomba}} = \frac{\text{GPM} \times h_{\text{bomba}}}{3960 \times \text{eficiencia}}$$

$$\text{bhp}_{\text{bomba}} = \frac{80.5 \times 15}{3960 \times 0.61}$$

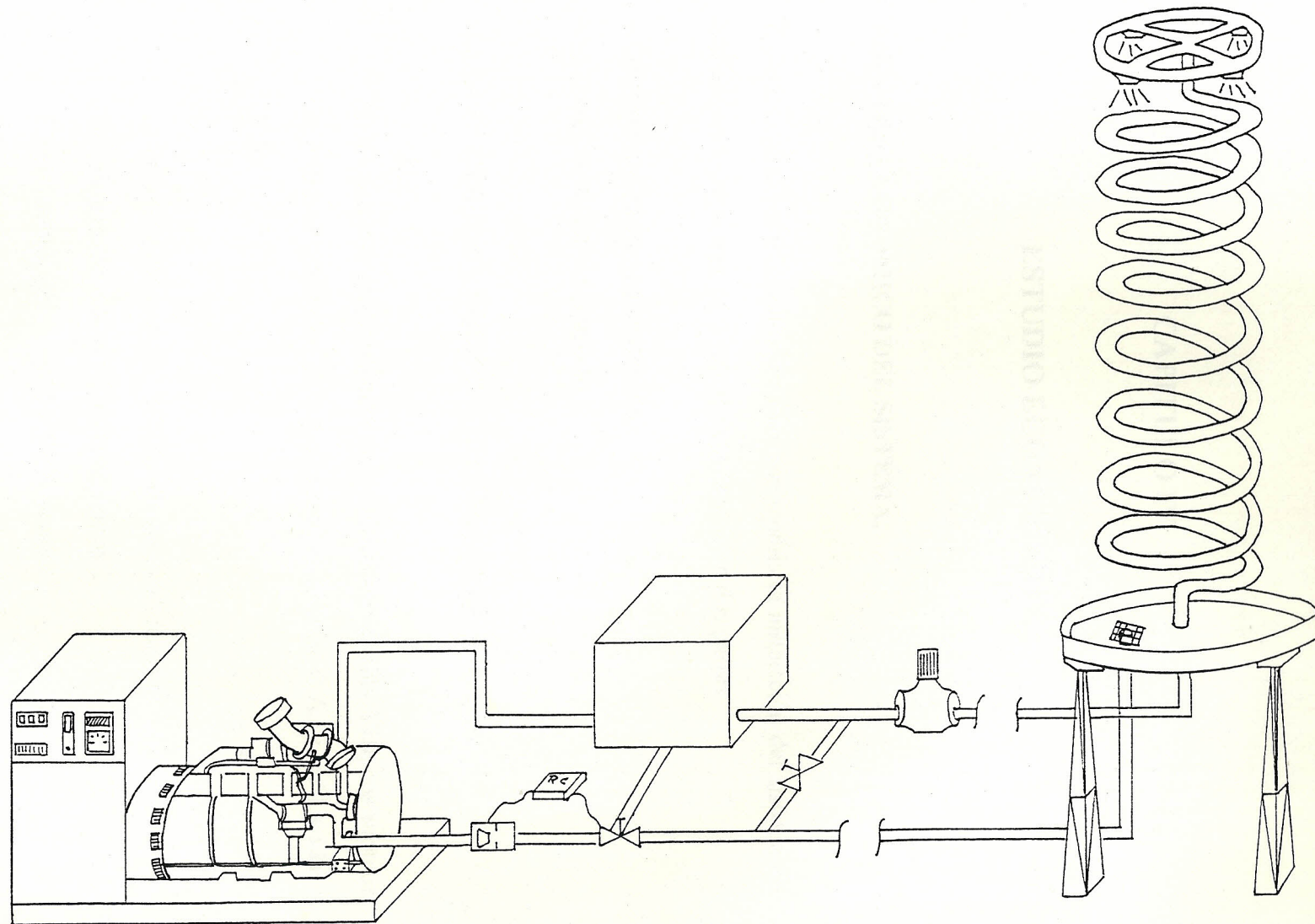
bhp_{bomba} = 0.49 bhp

Con este resultado podemos establecer la potencia de la bomba de agua que debemos usar, pero debido a que en el mercado no existen bombas de agua con esta potencia se seleccionará una bomba con un motor de 0.5 Hp.

Bomba seleccionada:

Marca: Taco
Modelo: VI-2507
Motor: 0.5 Hp
RPM: 1160

Fig. 31. : Esquema Definitivo del Sistema de Enfriamiento Propuesto



| | |
|----------------------------------|--------------|
| | 450.000,00 |
| tres vías con control automático | 1.028.000,00 |
| controlador | 1.285.000,00 |
| agua de 0,5 Hp | 200.000,00 |
| agua 500 litros | 200.000,00 |
| distribución de agua | 200.000,00 |

CAPITULO IV

ESTUDIO ECONOMICO

4.1.- ANALISIS ECONOMICO DEL SISTEMA.

En este capítulo analizaremos el costo que tendría la instalación del sistema de enfriamiento propuesto, para esto vamos hacerlo en dos partes:

- Costo del equipo con su instalación,
- Costo de operación del proyecto.

4.1.1.- COSTOS DEL EQUIPO E INSTALACION.

Los costos se los detallan a continuación en la tabla VIII, los mismos que fueron obtenidos en Maquinarias Henriques C.A. y en La Llave S.A.:

Tubería 3" , c/metro → 38800; usaremos 75 metros.

Vávula gate 3" , c/u → 391092; usaremos 2.

Junta flexible , c/u → 150000; usaremos 2.

Boquillas de distribución del agua → 45000; usaremos 4.

| | |
|---|---------------|
| 1 termostato | 450.000,00 |
| 1 válvulas de tres vías con control neumático | 1'028.000,00 |
| 1 recibidor controlador | 1'285.000,00 |
| 1 bomba de agua de 0.5 Hp | 780.000,00 |
| 1 tanque de agua 500 litros | 320.000,00 |
| 4 boquillas de distribución de agua | 180.000,00 |
| 75 mts. de tubería | 2'910.000,00 |
| 1 válvula check | 391.000,00 |
| 2 válvula gate | 452.000,00 |
| 2 juntas flexibles | 300.000,00 |
| Filtro de agua | 1'980.000,00 |
| Diseño de la torre | 1'000.000,00 |
| Construcción de la torre | 3'000.000,00 |
| Instalación de tuberías y bomba | 1'500.000,00 |
| Trabajos de reemplazo en el motor-generador | 1'000.000,00 |
| Total S/. | 16'576.000,00 |

Tabla VIII. : Costos del Equipo e Instalación

Este costo es aproximado, debido a que puede variar dependiendo de los valores de mano de obra, pudiendo aproximarlos a:

| |
|---|
| COSTO DEL PROYECTO \approx 20'000.000 |
|---|

4.1.2.- COSTO DE OPERACION DEL PROYECTO

Antes de realizar el costo de operación se tiene que saber que este generador eléctrico puede funcionar un máximo de 500 horas anuales, considerando que es un motor en stand-by (auxiliar) y además es lo recomendado por Caterpillar.

Costo del consumo de energía de la bomba:

Tiempo de operación anual = 500 horas.

1 US \$ = 2570.

$$\text{Consumo} = 0.5\text{bhp} \times \frac{0.746\text{Kw}}{1\text{bhp}} \times 500\text{horas}$$

$$\text{Consumo} = 186.5 \frac{\text{Kw} - \text{H}}{\text{Ano}}$$

El costo de 1 Kw-H \approx 0.1 US \$.

$$\text{Costo} = 186.5 \text{ Kw} - \text{H} \times \frac{0.1\text{US\$}}{\text{Kw} - \text{H}}$$

| |
|--|
| $\text{Costo} = 18.65 \frac{\text{US\$}}{\text{Ano}} = 47930.5 \frac{\text{S/}}{\text{Ano}}$ |
|--|

Costo de operación original del motor

Potencia efectiva que produce el generador = 587 Hp.

Eficiencia de carga promedio con la que va operar = 60 %

1 galón de diesel \approx 1US \$.

$$587\text{Hp} \times \frac{1\text{gal/hr}}{18.5\text{Hp}} \times 0.6 \times 500\text{hr} \times \frac{1\text{US\$}}{1\text{Gal}} = 9518.92 \frac{\text{US\$}}{\text{Ano}}$$

| |
|---|
| Costo de Operación Original = 9518.92 US\$/Año |
|---|

Costo de operación del motor sin ventilador y sin radiador:

Potencia ahorrada por el ventilador y por el radiador $bhp_{\text{ventilador}}$

$$bhp_{\text{ventilador}} = \frac{\text{caudal} \times \Delta P}{6343 \times \eta_{\text{vent.}}}$$

$$bhp_{\text{ventilador}} = \frac{15000 \times 0.5 \text{ in}}{6343 \times 0.6} = 1.97 \text{ bhp}$$

$$bhp_{\text{ventilador}} \approx 2 \text{ hp}$$

Entonces, ahora la potencia del motor es $(587-2) = 585 \text{ Hp}$

Costo de operación:

$$585 \text{ Hp} \times \frac{1 \text{ gal / hr}}{18.5 \text{ Hp}} \times 0.6 \times 500 \text{ hr} \times \frac{1 \text{ US\$}}{1 \text{ Gal}} = 9486.47 \frac{\text{US\$}}{\text{Año}}$$

$$\text{Costo Sin Ventilador y Sin Radiador} = 9486.47 \text{ US\$/Año}$$

Costo de operación del motor con la instalación de la bomba:

$$\text{Costo de Operación con la Bomba} = (9486.47 + 18.65) \text{ US\$/Año}$$

$$\text{Costo de Operación con la Bomba} = 9505.12 \text{ US\$/Año}$$

Con estos resultados determinamos cual será el costo de operación del proyecto, con la diferencia entre el costo de operación original y el costo de operación con la bomba.

Diferencia entre el costo original y el costo de operación con la bomba

$$\text{Diferencia} = (95505.12 - 9518.92) \text{ US\$/Año}$$

| |
|--|
| Diferencia = 13.8 US\$/Año = 35466 S./Año |
|--|

Podemos observar que la instalación de este sistema nos proporciona un ahorro de S/. 35466 por año (US \$ 13.8) en comparación con el sistema original. Además, si consideramos que si no se hace esta alteración en el sistema de enfriamiento, el motor podría llegar a fundirse, resultando conveniente y rentable la inversión en el proyecto, debido a que el costo de este motor es muy alto.

CONCLUSIONES

Los análisis realizados en este trabajo de tesis, nos permite llegar a siguientes conclusiones :

- 1.- Se comprobaron las especificaciones originales del motor con radiador y mantubimos las mismas condiciones para el diseño de la torre de enfriamiento.
- 2.- Con la elevación del reservorio de agua de la torre de enfriamiento no se hizo necesario la instalación de una bomba de agua en el tramo de la tubería que une la torre atmosférica y el motor, ya que se aprovechó la gravedad en el momento de la caída del agua obteniéndose una presión suficiente en la llegada del motor.
- 3.- Se hace notorio que a medida que reducimos el flujo másico del agua podemos tener una mayor pérdida de calor del fluido y se reduce además la longitud de la tubería.
- 4.- El aumento del número de aletas en la tubería en espiral disminuye la temperatura del agua y nos permite optimizar la longitud de la tubería.

5.- Con la instalación del tanque y la bomba de agua se pudo variar el flujo másico original del motor y reducirlo en un 70 % para aprovechar de esta forma una mayor pérdida de calor del fluido en la tubería y no depender en gran parte de las variaciones del medio ambiente tales como la velocidad del viento, temperatura de bulbo húmedo, etc. las mismas que pueden influir sobre el enfriamiento del agua en la torre atmosférica.

6.- En la torre atmosférica la concentración para el enfriamiento deseado depende de los siguientes factores: el rango de temperatura que está entre la temperatura de entrada y salida de la torre, la velocidad del viento, la altura de la torre y la temperatura de bulbo húmedo.

7.- La instalación de la torre de enfriamiento seleccionada, a más de enfriar el agua del motor puede ser aprovechada como un sistema decorativo en cualquier industria, fábrica, hospital, o lugar donde se use este tipo de generador.

8.- Desde el punto de vista económico nos damos cuenta que la diferencia entre el costo de operación original del motor y el costo de operación del motor con la instalación de la bomba resulta satisfactoria la inversión en este proyecto y al mismo tiempo garantiza la vida útil del generador.

9.- Este proyecto de tesis deja abierta la posibilidad de realizar otras experiencias variando el tipo de torres de enfriamiento para ver los cambios que se pueden presentar en el sistema de enfriamiento del generador.

10.- Sistemas similares al desarrollado permitirán rebajar el nivel de ruido de las instalaciones sin perjudicar el equilibrio térmico del motor.

APENDICES

APENDICE A

Propiedades Termofísicas del Agua Saturada.

| TEMPERATURE, T (K) | PRESSURE, P (bars) ^a | SPECIFIC VOLUME (m ³ /kg) | | HEAT OF VAPORIZATION, h _{fg} (kJ/kg) | SPECIFIC HEAT (kJ/kg · K) | | VISCOSITY (N · s/m ²) | | THERMAL CONDUCTIVITY (W/m · K) | | PRANDTL NUMBER | | SURFACE TENSION, σ _f · 10 ³ (N/m) | EXPANSION COEFFICIENT, β _f · 10 ⁶ (K ⁻¹) | TEMPERATURE T (K) |
|-----------------------|------------------------------------|---|----------------|---|------------------------------|------------------|--------------------------------------|----------------------------------|-----------------------------------|----------------------------------|-----------------|-----------------|---|--|----------------------|
| | | v _f · 10 ³ | v _g | | c _{p,f} | c _{p,g} | μ _f · 10 ⁶ | μ _g · 10 ⁶ | k _f · 10 ³ | k _g · 10 ³ | Pr _f | Pr _g | | | |
| 273.15 | 0.00611 | 1.000 | 206.3 | 2502 | 4.217 | 1.854 | 1750 | 8.02 | 569 | 18.2 | 12.99 | 0.815 | 75.5 | -68.05 | 273.15 |
| 275 | 0.00697 | 1.000 | 181.7 | 2497 | 4.211 | 1.855 | 1652 | 8.09 | 574 | 18.3 | 12.22 | 0.817 | 75.3 | -32.74 | 275 |
| 280 | 0.00990 | 1.000 | 130.4 | 2485 | 4.198 | 1.858 | 1422 | 8.29 | 582 | 18.6 | 10.26 | 0.825 | 74.8 | 46.04 | 280 |
| 285 | 0.01387 | 1.000 | 99.4 | 2473 | 4.189 | 1.861 | 1225 | 8.49 | 590 | 18.9 | 8.81 | 0.833 | 74.3 | 114.1 | 285 |
| 290 | 0.01917 | 1.001 | 69.7 | 2461 | 4.184 | 1.864 | 1080 | 8.69 | 598 | 19.3 | 7.56 | 0.841 | 73.7 | 174.0 | 290 |
| 295 | 0.02617 | 1.002 | 51.94 | 2449 | 4.181 | 1.868 | 959 | 8.89 | 606 | 19.5 | 6.62 | 0.849 | 72.7 | 227.5 | 295 |
| 300 | 0.03531 | 1.003 | 39.13 | 2438 | 4.179 | 1.872 | 855 | 9.09 | 613 | 19.6 | 5.83 | 0.857 | 71.7 | 276.1 | 300 |
| 305 | 0.04712 | 1.005 | 29.74 | 2426 | 4.178 | 1.877 | 769 | 9.29 | 620 | 20.1 | 5.20 | 0.865 | 70.9 | 320.6 | 305 |
| 310 | 0.06221 | 1.007 | 22.93 | 2414 | 4.178 | 1.882 | 695 | 9.49 | 628 | 20.4 | 4.62 | 0.873 | 70.0 | 361.9 | 310 |
| 315 | 0.08132 | 1.009 | 17.82 | 2402 | 4.179 | 1.888 | 631 | 9.69 | 634 | 20.7 | 4.16 | 0.883 | 69.2 | 400.4 | 315 |
| 320 | 0.1053 | 1.011 | 13.98 | 2390 | 4.180 | 1.895 | 577 | 9.89 | 640 | 21.0 | 3.77 | 0.894 | 68.3 | 436.7 | 320 |
| 325 | 0.1351 | 1.013 | 11.06 | 2378 | 4.182 | 1.903 | 528 | 10.09 | 645 | 21.3 | 3.42 | 0.901 | 67.5 | 471.2 | 325 |
| 330 | 0.1719 | 1.016 | 8.82 | 2366 | 4.184 | 1.911 | 489 | 10.29 | 650 | 21.7 | 3.15 | 0.908 | 66.6 | 504.0 | 330 |
| 335 | 0.2167 | 1.018 | 7.09 | 2354 | 4.186 | 1.920 | 453 | 10.49 | 656 | 22.0 | 2.88 | 0.916 | 65.8 | 535.5 | 335 |
| 340 | 0.2713 | 1.021 | 5.74 | 2342 | 4.188 | 1.930 | 420 | 10.69 | 660 | 22.3 | 2.66 | 0.925 | 64.9 | 566.0 | 340 |
| 345 | 0.3372 | 1.024 | 4.683 | 2329 | 4.191 | 1.941 | 389 | 10.89 | 668 | 22.6 | 2.45 | 0.933 | 64.1 | 595.4 | 345 |
| 350 | 0.4163 | 1.027 | 3.846 | 2317 | 4.195 | 1.954 | 365 | 11.09 | 668 | 23.0 | 2.29 | 0.942 | 63.2 | 624.2 | 350 |
| 355 | 0.5100 | 1.030 | 3.180 | 2304 | 4.199 | 1.968 | 343 | 11.29 | 671 | 23.3 | 2.14 | 0.951 | 62.3 | 652.3 | 355 |
| 360 | 0.6209 | 1.034 | 2.645 | 2291 | 4.203 | 1.983 | 324 | 11.49 | 674 | 23.7 | 2.02 | 0.960 | 61.4 | 697.9 | 360 |
| 365 | 0.7514 | 1.038 | 2.212 | 2278 | 4.209 | 1.999 | 306 | 11.69 | 677 | 24.1 | 1.91 | 0.969 | 60.5 | 707.1 | 365 |
| 370 | 0.9040 | 1.041 | 1.861 | 2265 | 4.214 | 2.017 | 289 | 11.89 | 679 | 24.5 | 1.80 | 0.978 | 59.5 | 728.7 | 370 |
| 373.15 | 1.0133 | 1.044 | 1.679 | 2257 | 4.217 | 2.029 | 279 | 12.02 | 680 | 24.8 | 1.76 | 0.984 | 58.9 | 750.1 | 373.15 |
| 375 | 1.0815 | 1.045 | 1.574 | 2252 | 4.220 | 2.036 | 274 | 12.09 | 681 | 24.9 | 1.70 | 0.987 | 58.6 | 761 | 375 |
| 380 | 1.2869 | 1.049 | 1.337 | 2239 | 4.226 | 2.057 | 260 | 12.29 | 683 | 25.4 | 1.61 | 0.999 | 57.6 | 788 | 380 |
| 385 | 1.5233 | 1.053 | 1.142 | 2225 | 4.232 | 2.080 | 248 | 12.49 | 685 | 25.8 | 1.53 | 1.004 | 56.6 | 814 | 385 |

APENDICE B

Propiedades Termofísicas de gases a Presión Atmosférica.

| T (K) | ρ (kg/m ³) | c_p (kJ/kg · K) | $\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²) | $\nu \cdot 10^6$ (m ² /s) | $k \cdot 10^3$ (W/m · K) | $\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s) | Pr |
|----------------------------|--------------------------------|----------------------|---|---|-----------------------------|--|-------|
| Air | | | | | | | |
| 100 | 3.5562 | 1.032 | 71.1 | 2.00 | 9.34 | 2.54 | 0.786 |
| 150 | 2.3364 | 1.012 | 103.4 | 4.426 | 13.8 | 5.84 | 0.758 |
| 200 | 1.7458 | 1.007 | 132.5 | 7.590 | 18.1 | 10.3 | 0.737 |
| 250 | 1.3947 | 1.006 | 159.6 | 11.44 | 22.3 | 15.9 | 0.720 |
| 300 | 1.1614 | 1.007 | 184.6 | 15.89 | 26.3 | 22.5 | 0.707 |
| 350 | 0.9950 | 1.009 | 208.2 | 20.92 | 30.0 | 29.9 | 0.700 |
| 400 | 0.8711 | 1.014 | 230.1 | 26.41 | 33.8 | 38.3 | 0.690 |
| 450 | 0.7740 | 1.021 | 250.7 | 32.39 | 37.3 | 47.2 | 0.686 |
| 500 | 0.6964 | 1.030 | 270.1 | 38.79 | 40.7 | 56.7 | 0.684 |
| 550 | 0.6329 | 1.040 | 288.4 | 45.57 | 43.9 | 66.7 | 0.683 |
| 600 | 0.5804 | 1.051 | 305.8 | 52.69 | 46.9 | 76.9 | 0.685 |
| 650 | 0.5356 | 1.063 | 322.5 | 60.21 | 49.7 | 87.3 | 0.690 |
| 700 | 0.4975 | 1.075 | 338.8 | 68.10 | 52.4 | 98.0 | 0.695 |
| 750 | 0.4643 | 1.087 | 354.6 | 76.37 | 54.9 | 109 | 0.702 |
| 800 | 0.4354 | 1.099 | 369.8 | 84.93 | 57.3 | 120 | 0.709 |
| 850 | 0.4097 | 1.110 | 384.3 | 93.80 | 59.6 | 131 | 0.716 |
| 900 | 0.3868 | 1.121 | 398.1 | 102.9 | 62.0 | 143 | 0.720 |
| 950 | 0.3666 | 1.131 | 411.3 | 112.2 | 64.3 | 155 | 0.723 |
| 1000 | 0.3482 | 1.141 | 424.4 | 121.9 | 66.7 | 168 | 0.726 |
| 1100 | 0.3166 | 1.159 | 449.0 | 141.8 | 71.5 | 195 | 0.728 |
| 1200 | 0.2902 | 1.175 | 473.0 | 162.9 | 76.3 | 224 | 0.728 |
| 1300 | 0.2679 | 1.189 | 496.0 | 185.1 | 82 | 238 | 0.719 |
| 1400 | 0.2488 | 1.207 | 530 | 213 | 91 | 303 | 0.703 |
| 1500 | 0.2322 | 1.230 | 557 | 240 | 100 | 350 | 0.685 |
| 1600 | 0.2177 | 1.248 | 584 | 268 | 106 | 390 | 0.688 |
| 1700 | 0.2049 | 1.267 | 611 | 298 | 113 | 435 | 0.685 |
| 1800 | 0.1935 | 1.286 | 637 | 329 | 120 | 482 | 0.683 |
| 1900 | 0.1833 | 1.307 | 663 | 362 | 128 | 534 | 0.677 |
| 2000 | 0.1741 | 1.337 | 689 | 396 | 137 | 589 | 0.672 |
| 2100 | 0.1658 | 1.372 | 715 | 431 | 147 | 646 | 0.667 |
| 2200 | 0.1582 | 1.417 | 740 | 468 | 160 | 714 | 0.655 |
| 2300 | 0.1513 | 1.478 | 766 | 506 | 175 | 783 | 0.647 |
| 2400 | 0.1448 | 1.558 | 792 | 547 | 196 | 869 | 0.630 |
| 2500 | 0.1389 | 1.665 | 818 | 589 | 222 | 960 | 0.613 |
| 3000 | 0.1135 | 2.726 | 955 | 841 | 486 | 1570 | 0.536 |
| Ammonia (NH ₃) | | | | | | | |
| 300 | 0.6894 | 2.158 | 101.5 | 14.7 | 24.7 | 16.6 | 0.887 |
| 320 | 0.6448 | 2.170 | 109 | 16.9 | 27.2 | 19.4 | 0.870 |
| 340 | 0.6059 | 2.192 | 116.5 | 19.2 | 29.3 | 22.1 | 0.872 |
| 360 | 0.5716 | 2.221 | 124 | 21.7 | 31.6 | 24.9 | 0.872 |
| 380 | 0.5410 | 2.254 | 131 | 24.2 | 34.0 | 27.9 | 0.869 |
| 400 | 0.5136 | 2.287 | 138 | 26.9 | 37.0 | 31.5 | 0.853 |
| 420 | 0.4888 | 2.322 | 145 | 29.7 | 40.4 | 35.6 | 0.833 |
| 440 | 0.4664 | 2.357 | 152.5 | 32.7 | 43.5 | 39.6 | 0.826 |

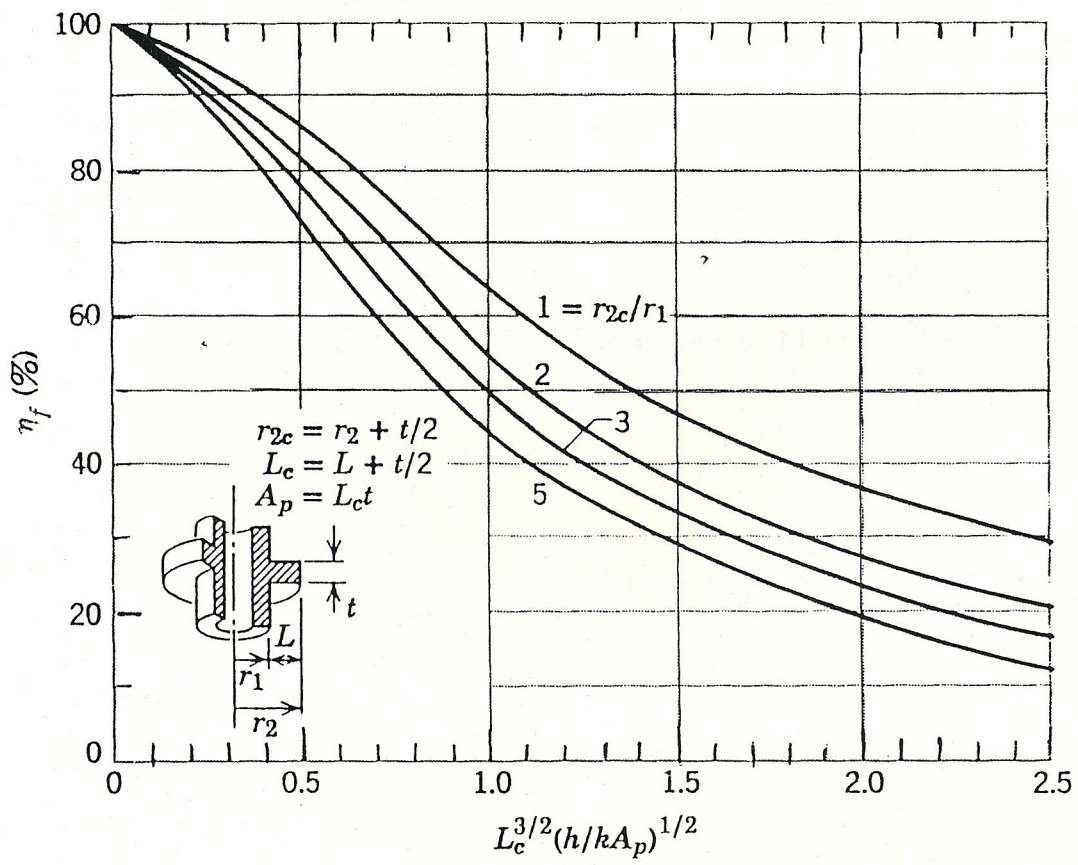
APENDICE C

Propiedades Termofísicas de Metales Sólidos Seleccionados.

| COMPOSITION | MELTING POINT (K) | PROPERTIES AT 300K | | | | PROPERTIES AT VARIOUS TEMPERATURES (K) | | | | | | | | | | | | |
|--|-------------------|-----------------------------|------------------|---------------|---|--|------|------|------|------|------|------|------|------|------|--|--|--|
| | | ρ (kg/m ³) | c_p (J/kg · K) | k (W/m · K) | $\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s) | k (W/m · K)/ c_p (J/kg · K) | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | 100 | 200 | 400 | 600 | 800 | 1000 | 1200 | 1500 | 2000 | 2500 | | | |
| Cartridge brass (70% Cu, 30% Zn) | 1188 | 8530 | 380 | 110 | 33.9 | 75 | 95 | 137 | 149 | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | 360 | 395 | 425 | | | | | | | | |
| Constantan (55% Cu, 45% Ni) | 1493 | 8920 | 384 | 23 | 6.71 | 17 | 19 | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | 237 | 362 | | | | | | | | | | | |
| Germanium | 1211 | 5360 | 322 | 59.9 | 34.7 | 232 | 96.8 | 43.2 | 27.3 | 19.8 | 17.4 | 17.4 | | | | | | |
| | | | | | | 190 | 290 | 337 | 348 | 357 | 375 | 395 | | | | | | |
| Gold | 1336 | 19300 | 129 | 317 | 127 | 327 | 323 | 311 | 298 | 284 | 270 | 255 | | | | | | |
| | | | | | | 109 | 124 | 131 | 135 | 140 | 145 | 155 | | | | | | |
| Iridium | 2720 | 22500 | 130 | 147 | 50.3 | 172 | 153 | 144 | 138 | 132 | 126 | 120 | 111 | | | | | |
| | | | | | | 90 | 122 | 133 | 138 | 144 | 153 | 161 | 172 | | | | | |
| Iron Pure | 1810 | 7870 | 447 | 80.2 | 23.1 | 134 | 94.0 | 69.5 | 54.7 | 43.3 | 32.8 | 28.3 | 32.1 | | | | | |
| | | | | | | 216 | 384 | 490 | 574 | 680 | 975 | 609 | 654 | | | | | |
| Armco (99.75% pure) | | 7870 | 447 | 72.7 | 20.7 | 95.6 | 80.6 | 65.7 | 53.1 | 42.2 | 32.3 | 28.7 | 31.4 | | | | | |
| | | | | | | 215 | 384 | 490 | 574 | 680 | 975 | 609 | 654 | | | | | |
| Carbon steels | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Plain carbon (Mn ≤ 1%, Si ≤ 0.1%) | | 7854 | 434 | 60.5 | 17.7 | | | 56.7 | 48.0 | 39.2 | 30.0 | | | | | | | |
| | | | | | | | | 487 | 559 | 685 | 1169 | | | | | | | |
| AISI 1010 | | 7832 | 434 | 63.9 | 18.8 | | | 58.7 | 48.8 | 39.2 | 31.3 | | | | | | | |
| | | | | | | | | 487 | 559 | 685 | 1168 | | | | | | | |
| Carbon-silicon (Mn ≤ 1%, 0.1% < Si ≤ 0.6%) | | 7817 | 446 | 51.9 | 14.9 | | | 49.8 | 44.0 | 37.4 | 29.3 | | | | | | | |
| | | | | | | | | 501 | 582 | 699 | 971 | | | | | | | |
| Carbon-manganese-silicon (1% < Mn ≤ 1.65%, 0.1% < Si ≤ 0.6%) | | 8131 | 434 | 41.0 | 11.6 | | | 42.2 | 39.7 | 35.0 | 27.6 | | | | | | | |
| | | | | | | | | 487 | 559 | 685 | 1090 | | | | | | | |

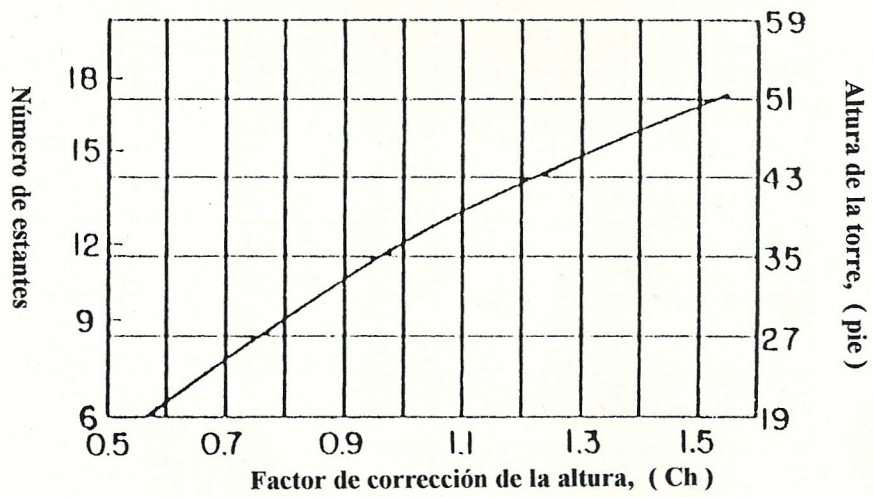
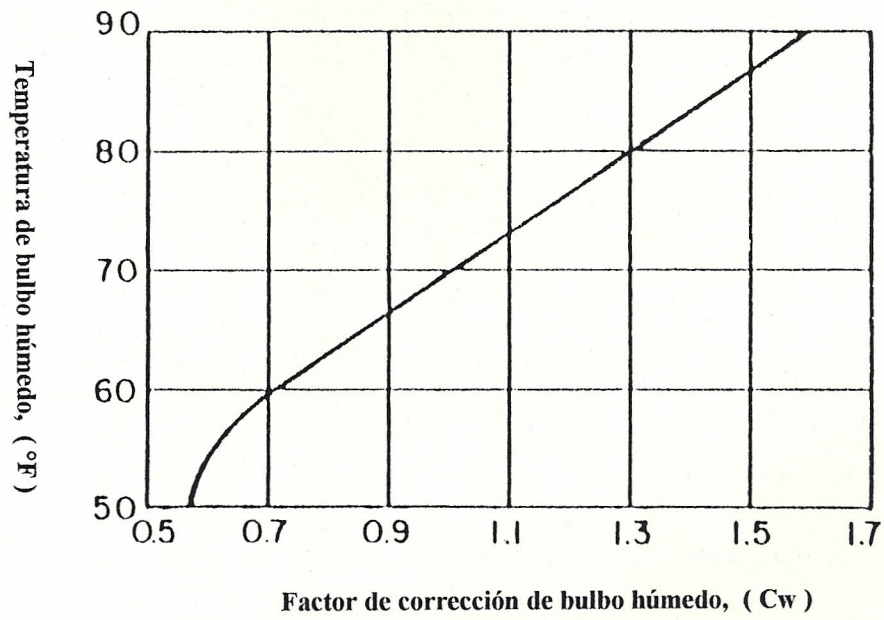
APENDICE D

Eficiencia de Aletas Anulares de Perfil Rectangular.



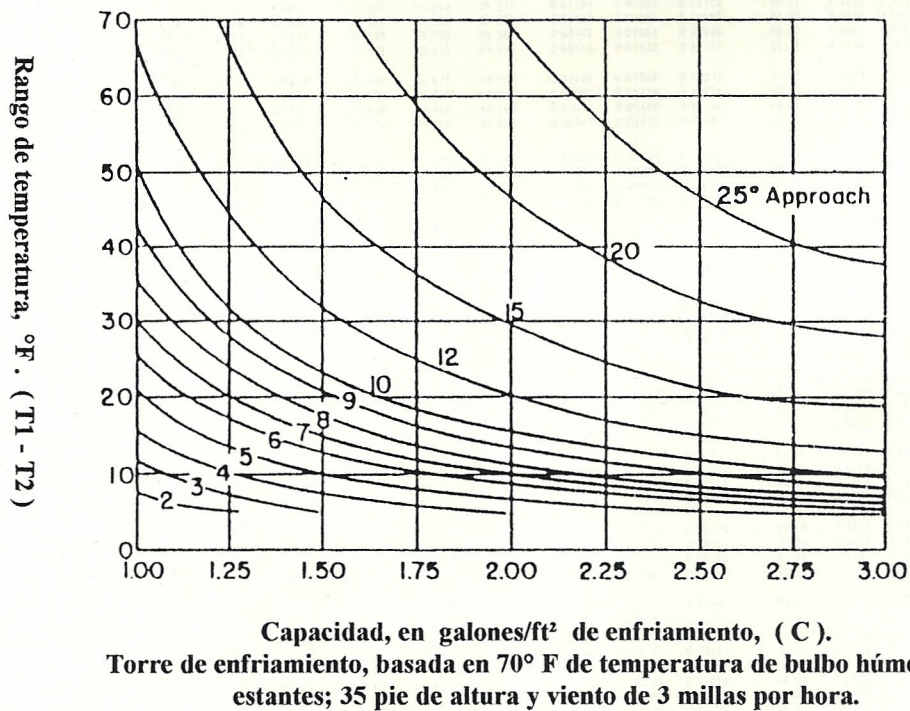
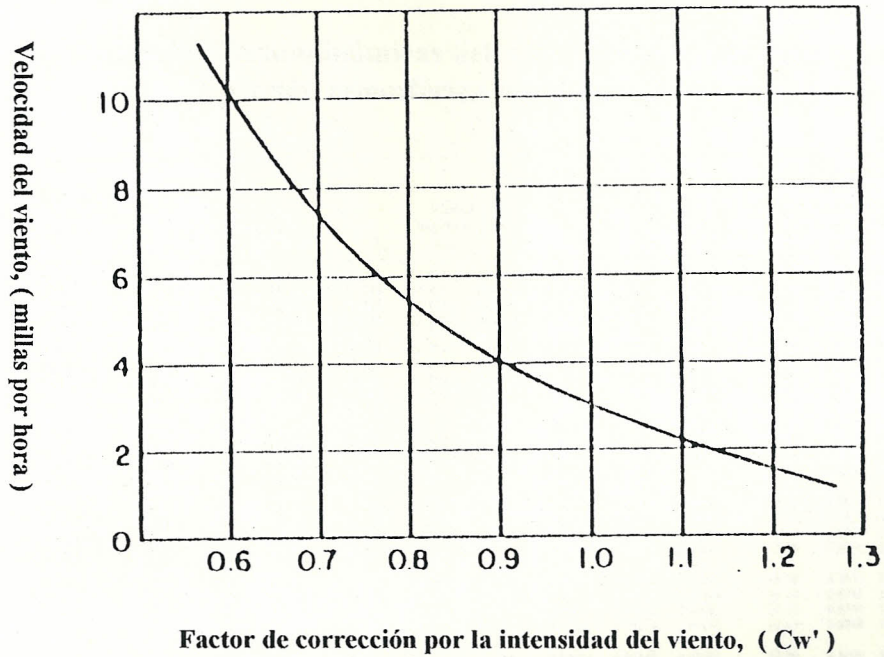
APENDICE E

Curvas de Factores de Corrección.



continua.

Curvas de Factores de Corrección.



Capacidad, en galones/ft² de enfriamiento, (C).
Torre de enfriamiento, basada en 70° F de temperatura de bulbo húmedo; 12 estantes; 35 pie de altura y viento de 3 millas por hora.

APENDICE F

Propiedades Termodinámicas del Aire Húmedo, unidades convencionales
(presión atmosférica standard, 29.921 pulg. Hg.)

| Temp. F | Humidity Ratio lb _v /lb _a W ₂ | Volume (ft ³ /lb dry air) | | | Enthalpy Btu/lb dry air | | | Entropy Btu/(lb dry air) · F | | | Condensed Water Enthalpy Entropy Vapor Btu/lb Btu/lb · F in. Hg | | | Temp F |
|------------|---|---|----------------|----------------|----------------------------|----------------|----------------|---------------------------------|----------------|----------------|---|----------------|----------------|-----------|
| | | v _a | v _g | v _g | h _a | h _g | h _g | s _a | s _g | s _g | h _w | s _w | P _t | |
| 64 | 0.012805 | 13.198 | 0.271 | 13.468 | 15.176 | 13.942 | 29.318 | 0.03132 | 0.02804 | 0.05936 | 32.11 | 0.0632 | 0.60113 | 64 |
| 65 | 0.013270 | 13.223 | 0.281 | 13.504 | 15.616 | 14.454 | 30.071 | 0.03178 | 0.02902 | 0.06080 | 33.11 | 0.0651 | 0.62252 | 65 |
| 66 | 0.013750 | 13.248 | 0.292 | 13.540 | 16.066 | 14.983 | 30.840 | 0.03223 | 0.03003 | 0.06226 | 34.11 | 0.0670 | 0.64454 | 66 |
| 67 | 0.014246 | 13.273 | 0.303 | 13.577 | 16.527 | 15.530 | 31.626 | 0.03269 | 0.03107 | 0.06376 | 35.11 | 0.0689 | 0.66723 | 67 |
| 68 | 0.014758 | 13.299 | 0.315 | 13.613 | 16.997 | 16.094 | 32.431 | 0.03315 | 0.03214 | 0.06529 | 36.11 | 0.0708 | 0.69065 | 68 |
| 69 | 0.015286 | 13.324 | 0.326 | 13.650 | 17.477 | 16.677 | 33.254 | 0.03360 | 0.03323 | 0.06685 | 37.11 | 0.0727 | 0.71479 | 69 |
| 70 | 0.015832 | 13.349 | 0.339 | 13.688 | 17.968 | 17.279 | 34.097 | 0.03406 | 0.03438 | 0.06844 | 38.11 | 0.0746 | 0.73966 | 70 |
| 71 | 0.016395 | 13.375 | 0.351 | 13.726 | 18.470 | 17.901 | 34.959 | 0.03451 | 0.03556 | 0.07007 | 39.11 | 0.0765 | 0.76528 | 71 |
| 72 | 0.016976 | 13.400 | 0.365 | 13.764 | 18.983 | 18.543 | 35.841 | 0.03496 | 0.03677 | 0.07173 | 40.11 | 0.0783 | 0.79167 | 72 |
| 73 | 0.017575 | 13.425 | 0.378 | 13.803 | 19.507 | 19.204 | 36.743 | 0.03541 | 0.03801 | 0.07343 | 41.11 | 0.0802 | 0.81882 | 73 |
| 74 | 0.018194 | 13.450 | 0.392 | 13.843 | 20.042 | 19.889 | 37.668 | 0.03586 | 0.03930 | 0.07516 | 42.11 | 0.0821 | 0.84689 | 74 |
| 75 | 0.018833 | 13.476 | 0.407 | 13.882 | 20.588 | 20.595 | 38.615 | 0.03631 | 0.04062 | 0.07694 | 43.11 | 0.0840 | 0.87567 | 75 |
| 76 | 0.019491 | 13.501 | 0.422 | 13.923 | 21.145 | 21.323 | 39.583 | 0.03676 | 0.04199 | 0.07875 | 44.10 | 0.0858 | 0.90533 | 76 |
| 77 | 0.020170 | 13.526 | 0.437 | 13.963 | 21.713 | 22.075 | 40.576 | 0.03721 | 0.04339 | 0.08060 | 45.10 | 0.0877 | 0.93589 | 77 |
| 78 | 0.020871 | 13.551 | 0.453 | 14.005 | 22.292 | 22.851 | 41.592 | 0.03766 | 0.04484 | 0.08250 | 46.10 | 0.0896 | 0.96733 | 78 |
| 79 | 0.021594 | 13.577 | 0.470 | 14.046 | 22.881 | 23.652 | 42.633 | 0.03811 | 0.04633 | 0.08444 | 47.10 | 0.0914 | 0.99970 | 79 |
| 80 | 0.022340 | 13.602 | 0.487 | 14.089 | 23.472 | 24.479 | 43.701 | 0.03855 | 0.04787 | 0.08642 | 48.10 | 0.0933 | 1.03302 | 80 |
| 81 | 0.023109 | 13.627 | 0.505 | 14.132 | 24.074 | 25.332 | 44.794 | 0.03900 | 0.04945 | 0.08844 | 49.10 | 0.0951 | 1.06728 | 81 |
| 82 | 0.023902 | 13.653 | 0.523 | 14.175 | 24.687 | 26.211 | 45.913 | 0.03944 | 0.05108 | 0.09052 | 50.10 | 0.0970 | 1.10252 | 82 |
| 83 | 0.024720 | 13.678 | 0.542 | 14.220 | 25.312 | 27.120 | 47.062 | 0.03988 | 0.05276 | 0.09264 | 51.09 | 0.0988 | 1.13882 | 83 |
| 84 | 0.025563 | 13.703 | 0.561 | 14.264 | 25.955 | 28.055 | 48.238 | 0.04033 | 0.05448 | 0.09481 | 52.09 | 0.1006 | 1.17608 | 84 |
| 85 | 0.026433 | 13.728 | 0.581 | 14.310 | 26.611 | 29.021 | 49.445 | 0.04077 | 0.05626 | 0.09703 | 53.09 | 0.1025 | 1.21445 | 85 |
| 86 | 0.027329 | 13.754 | 0.602 | 14.356 | 27.180 | 30.017 | 50.681 | 0.04121 | 0.05809 | 0.09930 | 54.09 | 0.1043 | 1.25388 | 86 |
| 87 | 0.028254 | 13.779 | 0.624 | 14.403 | 27.772 | 31.045 | 51.949 | 0.04165 | 0.05998 | 0.10163 | 55.09 | 0.1061 | 1.29443 | 87 |
| 88 | 0.029208 | 13.804 | 0.646 | 14.450 | 28.387 | 32.105 | 53.250 | 0.04209 | 0.06192 | 0.10401 | 56.09 | 0.1080 | 1.33613 | 88 |
| 89 | 0.030189 | 13.829 | 0.669 | 14.498 | 29.017 | 33.197 | 54.582 | 0.04253 | 0.06392 | 0.10645 | 57.09 | 0.1098 | 1.37891 | 89 |
| 90 | 0.031203 | 13.855 | 0.692 | 14.547 | 29.670 | 34.323 | 55.941 | 0.04297 | 0.06598 | 0.10895 | 58.09 | 0.1116 | 1.42390 | 90 |
| 91 | 0.032247 | 13.880 | 0.717 | 14.597 | 30.346 | 35.489 | 57.335 | 0.04340 | 0.06810 | 0.11150 | 59.08 | 0.1134 | 1.46824 | 91 |
| 92 | 0.033323 | 13.905 | 0.742 | 14.647 | 31.049 | 36.687 | 58.761 | 0.04384 | 0.07028 | 0.11412 | 60.08 | 0.1152 | 1.51471 | 92 |
| 93 | 0.034433 | 13.930 | 0.768 | 14.699 | 31.772 | 37.924 | 60.221 | 0.04427 | 0.07253 | 0.11680 | 61.08 | 0.1170 | 1.56248 | 93 |
| 94 | 0.035577 | 13.956 | 0.795 | 14.751 | 32.515 | 39.199 | 61.718 | 0.04471 | 0.07484 | 0.11955 | 62.08 | 0.1188 | 1.61151 | 94 |
| 95 | 0.036757 | 13.981 | 0.823 | 14.804 | 33.276 | 40.515 | 63.243 | 0.04514 | 0.07722 | 0.12237 | 63.08 | 0.1206 | 1.66196 | 95 |
| 96 | 0.037972 | 14.006 | 0.852 | 14.858 | 34.057 | 41.871 | 64.810 | 0.04558 | 0.07968 | 0.12525 | 64.07 | 0.1224 | 1.71372 | 96 |
| 97 | 0.039225 | 14.032 | 0.881 | 14.913 | 34.870 | 43.269 | 66.418 | 0.04601 | 0.08220 | 0.12811 | 65.07 | 0.1242 | 1.76685 | 97 |
| 98 | 0.040516 | 14.057 | 0.912 | 14.969 | 35.704 | 44.711 | 68.060 | 0.04644 | 0.08480 | 0.13104 | 66.07 | 0.1260 | 1.82141 | 98 |
| 99 | 0.041848 | 14.082 | 0.944 | 15.026 | 36.559 | 46.198 | 69.738 | 0.04687 | 0.08747 | 0.13404 | 67.07 | 0.1278 | 1.87745 | 99 |
| 100 | 0.043219 | 14.107 | 0.976 | 15.084 | 37.434 | 47.730 | 71.451 | 0.04730 | 0.09022 | 0.13712 | 68.07 | 0.1296 | 1.93492 | 100 |
| 101 | 0.044634 | 14.133 | 1.010 | 15.143 | 38.327 | 49.312 | 73.199 | 0.04773 | 0.09306 | 0.14029 | 69.07 | 0.1314 | 1.99390 | 101 |
| 102 | 0.046090 | 14.158 | 1.045 | 15.203 | 39.237 | 50.940 | 75.082 | 0.04816 | 0.09597 | 0.14353 | 70.06 | 0.1332 | 2.05447 | 102 |
| 103 | 0.047592 | 14.183 | 1.081 | 15.264 | 40.174 | 52.611 | 77.000 | 0.04859 | 0.09897 | 0.14686 | 71.06 | 0.1350 | 2.11661 | 103 |
| 104 | 0.049140 | 14.208 | 1.118 | 15.326 | 41.134 | 54.334 | 79.054 | 0.04901 | 0.10206 | 0.15028 | 72.06 | 0.1367 | 2.18037 | 104 |
| 105 | 0.050737 | 14.234 | 1.156 | 15.390 | 42.117 | 56.112 | 81.245 | 0.04944 | 0.10523 | 0.15379 | 73.06 | 0.1385 | 2.24581 | 105 |
| 106 | 0.052383 | 14.259 | 1.196 | 15.455 | 43.124 | 57.946 | 83.460 | 0.04987 | 0.10852 | 0.15739 | 74.06 | 0.1402 | 2.31297 | 106 |
| 107 | 0.054077 | 14.284 | 1.236 | 15.521 | 44.154 | 59.844 | 85.799 | 0.05029 | 0.11189 | 0.16108 | 75.06 | 0.1420 | 2.38173 | 107 |
| 108 | 0.055826 | 14.309 | 1.279 | 15.588 | 45.207 | 61.844 | 88.179 | 0.05071 | 0.11537 | 0.16488 | 76.05 | 0.1438 | 2.45232 | 108 |
| 109 | 0.057628 | 14.335 | 1.322 | 15.657 | 46.284 | 63.866 | 90.601 | 0.05114 | 0.11894 | 0.16878 | 77.05 | 0.1455 | 2.52473 | 109 |
| 110 | 0.059486 | 14.360 | 1.367 | 15.727 | 47.384 | 65.920 | 93.066 | 0.05156 | 0.12262 | 0.17278 | 78.05 | 0.1473 | 2.59891 | 110 |
| 111 | 0.061401 | 14.385 | 1.414 | 15.799 | 48.507 | 68.099 | 95.576 | 0.05198 | 0.12641 | 0.17689 | 79.05 | 0.1490 | 2.67500 | 111 |
| 112 | 0.063378 | 14.411 | 1.462 | 15.872 | 49.654 | 70.319 | 98.121 | 0.05240 | 0.13032 | 0.18122 | 80.05 | 0.1508 | 2.75310 | 112 |
| 113 | 0.065411 | 14.436 | 1.511 | 15.947 | 50.824 | 72.603 | 100.700 | 0.05282 | 0.13433 | 0.18566 | 81.05 | 0.1525 | 2.83291 | 113 |
| 114 | 0.067512 | 14.461 | 1.562 | 16.023 | 52.017 | 74.964 | 103.313 | 0.05324 | 0.13847 | 0.19022 | 82.05 | 0.1543 | 2.91491 | 114 |
| 115 | 0.069676 | 14.486 | 1.615 | 16.101 | 53.234 | 77.396 | 105.960 | 0.05366 | 0.14274 | 0.19490 | 83.04 | 0.1560 | 2.99883 | 115 |
| 116 | 0.071908 | 14.512 | 1.670 | 16.181 | 54.474 | 79.906 | 108.640 | 0.05408 | 0.14713 | 0.20021 | 84.04 | 0.1577 | 3.08488 | 116 |
| 117 | 0.074211 | 14.537 | 1.726 | 16.263 | 55.737 | 82.497 | 111.353 | 0.05450 | 0.15165 | 0.20613 | 85.04 | 0.1595 | 3.17305 | 117 |
| 118 | 0.076586 | 14.562 | 1.784 | 16.346 | 57.024 | 85.469 | 114.100 | 0.05492 | 0.15631 | 0.21222 | 86.04 | 0.1612 | 3.26335 | 118 |
| 119 | 0.079036 | 14.587 | 1.844 | 16.432 | 58.334 | 88.527 | 116.880 | 0.05533 | 0.16111 | 0.21844 | 87.04 | 0.1630 | 3.35586 | 119 |
| 120 | 0.081560 | 14.613 | 1.906 | 16.519 | 59.667 | 90.770 | 119.692 | 0.05575 | 0.16605 | 0.22480 | 88.04 | 0.1647 | 3.45052 | 120 |
| 121 | 0.084169 | 14.638 | 1.971 | 16.609 | 61.024 | 93.099 | 122.537 | 0.05616 | 0.17115 | 0.23131 | 89.04 | 0.1664 | 3.54764 | 121 |
| 122 | 0.086860 | 14.663 | 2.037 | 16.700 | 62.404 | 95.524 | 125.420 | 0.05658 | 0.17640 | 0.23798 | 90.03 | 0.1681 | 3.64704 | 122 |
| 123 | 0.089633 | 14.688 | 2.106 | 16.794 | 63.807 | 98.048 | 128.330 | 0.05699 | 0.18181 | 0.24480 | 91.03 | 0.1698 | 3.74871 | 123 |
| 124 | 0.092500 | 14.714 | 2.176 | 16.890 | 65.234 | 100.660 | 131.260 | 0.05740 | 0.18738 | 0.25180 | 92.03 | 0.1715 | 3.85298 | 124 |
| 125 | 0.095456 | 14.739 | 2.250 | 16.989 | 66.684 | 103.070 | 134.210 | 0.05781 | 0.19311 | 0.25896 | 93.03 | 0.1732 | 3.95966 | 125 |
| 126 | 0.098504 | 14.764 | 2.325 | 17.090 | 68.157 | 105.460 | 137.180 | 0.05823 | 0.19900 | 0.26629 | 94.03 | 0.1749 | 4.06863 | 126 |
| 127 | 0.101657 | 14.789 | 2.404 | 17.193 | 69.654 | 107.930 | 140.160 | 0.05864 | 0.20505 | 0.27380 | 95.03 | 0.1766 | 4.18016 | 127 |
| 128 | 0.104910 | 14.815 | 2.485 | 17.299 | 71.174 | 110.470 | 143.280 | 0.05905 | 0.21127 | 0.28150 | 96.03 | 0.1783 | 4.29477 | 128 |
| 129 | 0.108270 | 14.840 | 2.569 | 17.409 | 72.747 | 113.000 | 146.420 | 0.05946 | 0.21765 | 0.28940 | 97.03 | 0.1800 | 4.41181 | 129 |
| 130 | 0.111738 | 14.865 | 2.655 | 17.520 | 74.354 | 115.610 | 149.580 | 0.05986 | 0.22419 | 0.29750 | 98.03 | 0.1817 | 4.53148 | 130 |
| 131 | 0.115322 | 14.891 | 2.743 | 17.635 | 76.004 | 118.200 | 152.760 | 0.06027 | 0.23089 | 0.30580 | 99.03 | 0.1834 | 4.65397 | 131 |
| 132 | 0.119033 | 14.916 | 2.837 | 17.753 | 77.697 | 120.870 | 155.960 | 0.06068 | 0.23776 | 0.31430 | 100.03 | 0.1851 | 4.77919 | 132 |
| 133 | 0.122865 | 14.941 | 2.934 | 17.875 | 79.434 | 123.500 | 159.180 | 0.06109 | 0.24479 | 0.32300 | 101.03 | 0.1868 | 4.90755 | 133 |
| 134 | 0.126804 | 14.966 | 3.033 | 17.999 | 81.214 | 126.150 | 162.420 | 0.06149 | 0.25198 | 0.33190 | 102. | | | |








continua.

Propiedades Termodinámicas del Aire Húmedo, unidades convencionales (presión atmosférica standard, 29.921 pulg. Hg.)

| Temp. F | Humidity Ratio lb _w /lb _a W ₂ | Volume ft ³ /lb dry air | | | Enthalpy Btu/lb dry air | | | Entropy Btu/(lb dry air) · F | | | Condensed Water Enthalpy Entropy Vapor Btu/lb Btu/lb · F In. Hg | | | Temp F |
|------------|---|---------------------------------------|-----------------|----------------|----------------------------|-----------------|----------------|---------------------------------|-----------------|----------------|---|----------------|----------------|-----------|
| | | v _a | v _{af} | v ₂ | h _a | h _{af} | h ₂ | s _a | s _{af} | s ₂ | h _w | s _w | P _f | |
| 136 | 0.135124 | 15.017 | 3.242 | 18.239 | 32.693 | 151.294 | 183.987 | 0.06230 | 0.26973 | 0.33203 | 104.02 | 0.1919 | 5.30973 | 136 |
| 137 | 0.139494 | 15.042 | 3.352 | 18.394 | 32.934 | 156.245 | 189.179 | 0.06271 | 0.27811 | 0.34082 | 105.02 | 0.1935 | 5.44985 | 137 |
| 138 | 0.144019 | 15.067 | 3.467 | 18.534 | 33.175 | 161.374 | 194.348 | 0.06311 | 0.28678 | 0.34989 | 106.02 | 0.1952 | 5.59324 | 138 |
| 139 | 0.148696 | 15.093 | 3.585 | 18.678 | 33.415 | 166.677 | 200.092 | 0.06351 | 0.29573 | 0.35924 | 107.02 | 0.1969 | 5.73970 | 139 |
| 140 | 0.153538 | 15.118 | 3.708 | 18.825 | 33.656 | 172.168 | 205.824 | 0.06391 | 0.30498 | 0.36890 | 108.02 | 0.1985 | 5.88945 | 140 |
| 141 | 0.158552 | 15.143 | 3.835 | 18.978 | 33.897 | 177.857 | 211.754 | 0.06431 | 0.31456 | 0.37887 | 109.02 | 0.2002 | 6.04256 | 141 |
| 142 | 0.163748 | 15.168 | 3.967 | 19.135 | 34.138 | 183.754 | 217.892 | 0.06471 | 0.32445 | 0.38918 | 110.02 | 0.2019 | 6.19918 | 142 |
| 143 | 0.169122 | 15.194 | 4.103 | 19.297 | 34.379 | 189.855 | 244.233 | 0.06511 | 0.33470 | 0.39981 | 111.02 | 0.2035 | 6.35898 | 143 |
| 144 | 0.174694 | 15.219 | 4.245 | 19.464 | 34.620 | 196.183 | 230.802 | 0.06551 | 0.34530 | 0.41081 | 112.02 | 0.2052 | 6.52241 | 144 |
| 145 | 0.180467 | 15.244 | 4.392 | 19.637 | 34.860 | 202.740 | 237.600 | 0.06591 | 0.35626 | 0.42218 | 113.02 | 0.2068 | 6.68932 | 145 |
| 146 | 0.186460 | 15.269 | 4.545 | 19.813 | 35.101 | 209.350 | 244.651 | 0.06631 | 0.36764 | 0.43395 | 114.02 | 0.2085 | 6.86009 | 146 |
| 147 | 0.192668 | 15.295 | 4.704 | 19.999 | 35.342 | 216.607 | 251.949 | 0.06671 | 0.37941 | 0.44611 | 115.02 | 0.2101 | 7.03435 | 147 |
| 148 | 0.199110 | 15.320 | 4.869 | 20.189 | 35.583 | 223.932 | 259.514 | 0.06710 | 0.39160 | 0.45871 | 116.02 | 0.2118 | 7.21239 | 148 |
| 149 | 0.205792 | 15.345 | 5.040 | 20.385 | 35.824 | 231.533 | 267.356 | 0.06750 | 0.40424 | 0.47174 | 117.02 | 0.2134 | 7.39413 | 149 |
| 150 | 0.212730 | 15.370 | 5.218 | 20.589 | 36.064 | 239.426 | 275.490 | 0.06790 | 0.41735 | 0.48524 | 118.02 | 0.2151 | 7.57977 | 150 |
| 151 | 0.219945 | 15.396 | 5.404 | 20.799 | 36.305 | 247.638 | 283.943 | 0.06829 | 0.43096 | 0.49925 | 119.02 | 0.2167 | 7.76958 | 151 |
| 152 | 0.227429 | 15.421 | 5.596 | 21.017 | 36.546 | 256.158 | 292.705 | 0.06868 | 0.44507 | 0.51375 | 120.02 | 0.2184 | 7.96306 | 152 |
| 153 | 0.235218 | 15.446 | 5.797 | 21.243 | 36.787 | 265.028 | 301.816 | 0.06908 | 0.45973 | 0.52881 | 121.02 | 0.2200 | 8.16087 | 153 |
| 154 | 0.243309 | 15.471 | 6.003 | 21.477 | 37.028 | 274.245 | 311.273 | 0.06947 | 0.47494 | 0.54441 | 122.02 | 0.2216 | 8.36256 | 154 |
| 155 | 0.251738 | 15.497 | 6.223 | 21.720 | 37.269 | 283.849 | 321.118 | 0.06986 | 0.49077 | 0.56064 | 123.02 | 0.2233 | 8.56871 | 155 |
| 156 | 0.260512 | 15.522 | 6.450 | 21.972 | 37.510 | 293.849 | 331.359 | 0.07025 | 0.50723 | 0.57749 | 124.02 | 0.2249 | 8.77915 | 156 |
| 157 | 0.269644 | 15.547 | 6.686 | 22.233 | 37.751 | 304.761 | 342.012 | 0.07065 | 0.52434 | 0.59499 | 125.02 | 0.2265 | 8.99378 | 157 |
| 158 | 0.279166 | 15.572 | 6.933 | 22.505 | 37.992 | 316.120 | 353.112 | 0.07104 | 0.54217 | 0.61320 | 126.02 | 0.2281 | 9.21297 | 158 |
| 159 | 0.289101 | 15.598 | 7.190 | 22.788 | 38.233 | 328.452 | 364.685 | 0.07143 | 0.56074 | 0.63216 | 127.02 | 0.2297 | 9.43677 | 159 |
| 160 | 0.29945 | 15.623 | 7.459 | 23.082 | 38.474 | 338.263 | 376.737 | 0.07181 | 0.58007 | 0.65188 | 128.02 | 0.2314 | 9.6648 | 160 |
| 161 | 0.31027 | 15.648 | 7.740 | 23.388 | 38.715 | 350.610 | 389.325 | 0.07220 | 0.60025 | 0.67245 | 129.02 | 0.2330 | 9.8978 | 161 |
| 162 | 0.32156 | 15.673 | 8.034 | 23.707 | 38.956 | 363.501 | 402.457 | 0.07259 | 0.62128 | 0.69388 | 130.02 | 0.2346 | 10.1353 | 162 |
| 163 | 0.33336 | 15.699 | 8.341 | 24.040 | 39.197 | 376.979 | 416.175 | 0.07298 | 0.64325 | 0.71623 | 131.02 | 0.2362 | 10.3776 | 163 |
| 164 | 0.34572 | 15.724 | 8.664 | 24.388 | 39.438 | 391.095 | 430.533 | 0.07337 | 0.66622 | 0.73959 | 132.02 | 0.2378 | 10.6250 | 164 |
| 165 | 0.35865 | 15.749 | 9.001 | 24.750 | 39.679 | 405.865 | 445.544 | 0.07375 | 0.69022 | 0.76397 | 133.02 | 0.2394 | 10.8771 | 165 |
| 166 | 0.37220 | 15.774 | 9.353 | 25.129 | 39.920 | 421.352 | 461.211 | 0.07414 | 0.71535 | 0.78949 | 134.02 | 0.2410 | 11.1343 | 166 |
| 167 | 0.38639 | 15.800 | 9.726 | 25.526 | 40.161 | 437.578 | 477.739 | 0.07452 | 0.74165 | 0.81617 | 135.02 | 0.2426 | 11.3965 | 167 |
| 168 | 0.40131 | 15.825 | 10.117 | 25.942 | 40.402 | 454.630 | 495.032 | 0.07491 | 0.76925 | 0.84415 | 136.02 | 0.2442 | 11.6641 | 168 |
| 169 | 0.41698 | 15.850 | 10.527 | 26.377 | 40.643 | 472.554 | 513.197 | 0.07529 | 0.79821 | 0.87350 | 137.02 | 0.2458 | 11.9370 | 169 |
| 170 | 0.43343 | 15.875 | 10.959 | 26.834 | 40.884 | 491.372 | 532.356 | 0.07567 | 0.82858 | 0.90425 | 138.02 | 0.2474 | 12.2149 | 170 |
| 171 | 0.45079 | 15.901 | 11.414 | 27.315 | 41.125 | 511.371 | 552.556 | 0.07606 | 0.86058 | 0.93661 | 139.02 | 0.2490 | 12.4988 | 171 |
| 172 | 0.46905 | 15.926 | 11.894 | 27.820 | 41.366 | 532.138 | 573.504 | 0.07644 | 0.89423 | 0.97067 | 140.02 | 0.2506 | 12.7880 | 172 |
| 173 | 0.48829 | 15.951 | 12.400 | 28.352 | 41.607 | 554.160 | 595.767 | 0.07682 | 0.92962 | 1.00644 | 141.02 | 0.2521 | 13.0823 | 173 |
| 174 | 0.50867 | 15.976 | 12.937 | 28.913 | 41.848 | 577.489 | 619.337 | 0.07720 | 0.96707 | 1.04427 | 142.02 | 0.2537 | 13.3831 | 174 |
| 175 | 0.53019 | 16.002 | 13.504 | 29.505 | 42.089 | 602.139 | 644.229 | 0.07758 | 1.00657 | 1.08416 | 143.02 | 0.2553 | 13.6894 | 175 |
| 176 | 0.55294 | 16.027 | 14.103 | 30.130 | 42.331 | 628.197 | 670.528 | 0.07796 | 1.04828 | 1.12624 | 144.02 | 0.2569 | 14.0010 | 176 |
| 177 | 0.57710 | 16.052 | 14.741 | 30.793 | 42.572 | 655.876 | 698.448 | 0.07834 | 1.09253 | 1.17087 | 145.02 | 0.2585 | 14.3191 | 177 |
| 178 | 0.60274 | 16.078 | 15.418 | 31.496 | 42.813 | 685.260 | 728.073 | 0.07872 | 1.13943 | 1.21815 | 146.02 | 0.2600 | 14.6430 | 178 |
| 179 | 0.63002 | 16.103 | 16.139 | 32.242 | 43.054 | 716.524 | 759.379 | 0.07910 | 1.18927 | 1.26837 | 147.02 | 0.2616 | 14.9731 | 179 |
| 180 | 0.65911 | 16.128 | 16.909 | 33.037 | 43.295 | 749.871 | 793.166 | 0.07947 | 1.24236 | 1.32183 | 148.02 | 0.2632 | 15.3097 | 180 |
| 181 | 0.69012 | 16.153 | 17.730 | 33.883 | 43.536 | 785.426 | 828.962 | 0.07985 | 1.29888 | 1.37873 | 149.02 | 0.2647 | 15.6522 | 181 |
| 182 | 0.72331 | 16.178 | 18.609 | 34.787 | 43.778 | 823.487 | 867.265 | 0.08023 | 1.35932 | 1.43954 | 150.02 | 0.2663 | 16.0014 | 182 |
| 183 | 0.75885 | 16.204 | 19.551 | 35.755 | 44.019 | 864.259 | 908.278 | 0.08060 | 1.42396 | 1.50457 | 151.02 | 0.2679 | 16.3569 | 183 |
| 184 | 0.79703 | 16.229 | 20.564 | 36.793 | 44.260 | 908.061 | 952.321 | 0.08098 | 1.49332 | 1.57430 | 152.02 | 0.2694 | 16.7190 | 184 |
| 185 | 0.83817 | 16.254 | 21.656 | 37.910 | 44.501 | 955.261 | 999.763 | 0.08135 | 1.56797 | 1.64932 | 153.02 | 0.2710 | 17.0880 | 185 |
| 186 | 0.88251 | 16.280 | 22.834 | 39.113 | 44.742 | 1006.149 | 1050.892 | 0.08172 | 1.64834 | 1.73006 | 154.02 | 0.2725 | 17.4634 | 186 |
| 187 | 0.93057 | 16.305 | 24.111 | 40.416 | 44.984 | 1061.314 | 1106.298 | 0.08210 | 1.73554 | 1.81744 | 155.02 | 0.2741 | 17.8462 | 187 |
| 188 | 0.98272 | 16.330 | 25.498 | 41.828 | 45.225 | 1121.174 | 1166.399 | 0.08247 | 1.82963 | 1.91210 | 156.02 | 0.2756 | 18.2357 | 188 |
| 189 | 1.03951 | 16.355 | 27.010 | 43.365 | 45.466 | 1186.382 | 1231.848 | 0.08284 | 1.93221 | 2.01505 | 157.02 | 0.2772 | 18.6323 | 189 |
| 190 | 1.10154 | 16.381 | 28.661 | 45.042 | 45.707 | 1257.614 | 1303.321 | 0.08321 | 2.04412 | 2.12733 | 158.02 | 0.2787 | 19.0358 | 190 |
| 191 | 1.16965 | 16.406 | 30.476 | 46.882 | 45.949 | 1335.834 | 1381.783 | 0.08359 | 2.16684 | 2.25043 | 159.02 | 0.2803 | 19.4468 | 191 |
| 192 | 1.24471 | 16.431 | 32.477 | 48.908 | 46.190 | 1422.047 | 1468.238 | 0.08396 | 2.30193 | 2.38589 | 160.10 | 0.2818 | 19.8652 | 192 |
| 193 | 1.32788 | 16.456 | 34.693 | 51.131 | 46.431 | 1517.581 | 1564.013 | 0.08433 | 2.45144 | 2.53576 | 161.10 | 0.2834 | 20.2913 | 193 |
| 194 | 1.42029 | 16.481 | 37.161 | 53.642 | 46.673 | 1623.758 | 1670.430 | 0.08470 | 2.61738 | 2.70208 | 162.11 | 0.2849 | 20.7244 | 194 |
| 195 | 1.52396 | 16.507 | 39.928 | 56.435 | 46.914 | 1742.879 | 1789.793 | 0.08506 | 2.80332 | 2.88838 | 163.11 | 0.2864 | 21.1661 | 195 |
| 196 | 1.64070 | 16.532 | 43.046 | 59.578 | 47.155 | 1877.032 | 1924.188 | 0.08543 | 3.01244 | 3.09787 | 164.12 | 0.2880 | 21.6152 | 196 |
| 197 | 1.77299 | 16.557 | 46.580 | 63.137 | 47.397 | 2029.069 | 2076.466 | 0.08580 | 3.24914 | 3.33494 | 165.12 | 0.2895 | 22.0714 | 197 |
| 198 | 1.92472 | 16.583 | 50.616 | 67.218 | 47.638 | 2203.464 | 2251.102 | 0.08617 | 3.52030 | 3.60647 | 166.13 | 0.2910 | 22.5357 | 198 |
| 199 | 2.09715 | 16.608 | 55.316 | 71.923 | 47.879 | 2404.668 | 2452.547 | 0.08653 | 3.83275 | 3.91929 | 167.13 | 0.2926 | 23.0092 | 199 |
| 200 | 2.30454 | 16.633 | 60.793 | 77.426 | 48.121 | 2640.084 | 2688.205 | 0.08690 | 4.19787 | 4.28477 | 168.13 | 0.2941 | 23.4906 | 200 |

APENDICE G

Pérdidas en Accesorios de Tubería en equivalente pie (ft).

| NOMINAL PIPE OR TUBE SIZE (in.) | SMOOTH BEND ELBOWS | | | | | | SMOOTH BEND TEES | | | |
|--|---|---|--|---|---|---|---------------------|---|-----------------|--------------|
| | 90° Std* | 90° Long Rad.† | 90° Street* | 45° Std* | 45° Street* | 180° Std* | Flow-Thru Branch | Straight-Thru Flow | | |
| |  |  |  |  |  |  | |  | No Reduction | Reduced ¼ |
| ¾ | 1.4 | 0.9 | 2.3 | 0.7 | 1.1 | 2.3 | 2.7 | 0.9 | 1.2 | 1.4 |
| ½ | 1.6 | 1.0 | 2.5 | 0.8 | 1.3 | 2.5 | 3.0 | 1.0 | 1.4 | 1.6 |
| ¾ | 2.0 | 1.4 | 3.2 | 0.9 | 1.6 | 3.2 | 4.0 | 1.4 | 1.9 | 2.0 |
| 1 | 2.6 | 1.7 | 4.1 | 1.3 | 2.1 | 4.1 | 5.0 | 1.7 | 2.3 | 2.6 |
| 1¼ | 3.3 | 2.3 | 5.6 | 1.7 | 3.0 | 5.6 | 7.0 | 2.3 | 3.1 | 3.3 |
| 1½ | 4.0 | 2.6 | 6.3 | 2.1 | 3.4 | 6.3 | 8.0 | 2.6 | 3.7 | 4.0 |
| 2 | 5.0 | 3.3 | 8.2 | 2.6 | 4.5 | 8.2 | 10 | 3.3 | 4.7 | 5.0 |
| 2½ | 6.0 | 4.1 | 10 | 3.2 | 5.2 | 10 | 12 | 4.1 | 5.6 | 6.0 |
| 3 | 7.5 | 5.0 | 12 | 4.0 | 6.4 | 12 | 15 | 5.0 | 7.0 | 7.5 |
| 3½ | 9.0 | 5.9 | 15 | 4.7 | 7.3 | 15 | 18 | 5.9 | 8.0 | 9.0 |
| 4 | 10 | 6.7 | 17 | 5.2 | 8.5 | 17 | 21 | 6.7 | 9.0 | 10 |
| 5 | 13 | 8.2 | 21 | 6.5 | 11 | 21 | 25 | 8.2 | 12 | 13 |
| 6 | 16 | 10 | 25 | 7.9 | 13 | 25 | 30 | 10 | 14 | 16 |
| 8 | 20 | 13 | — | 10 | — | 33 | 40 | 13 | 18 | 20 |
| 10 | 25 | 16 | — | 13 | — | 42 | 50 | 16 | 23 | 25 |
| 12 | 30 | 19 | — | 16 | — | 50 | 60 | 19 | 26 | 30 |
| 14 | 34 | 23 | — | 18 | — | 55 | 68 | 23 | 30 | 34 |
| 16 | 38 | 26 | — | 20 | — | 62 | 78 | 26 | 35 | 38 |
| 18 | 42 | 29 | — | 23 | — | 70 | 85 | 29 | 40 | 42 |
| 20 | 50 | 33 | — | 26 | — | 81 | 100 | 33 | 44 | 50 |
| 24 | 60 | 40 | — | 30 | — | 94 | 115 | 40 | 50 | 60 |

APENDICE H

Propiedades del Agua a 1 atmósfera.

PROPIEDADES DEL AGUA A 1 atm†

| T, °C | ρ , kg/m ³ | μ , (N · s)/m ² × 10 ³ | ν , m ² /s × 10 ⁶ | T, °F | ρ , slug/ft ³ | μ , (lb · s)/ft ² × 10 ⁵ | ν , ft ² /s × 10 ⁵ |
|-------|----------------------------|--|---|-------|-------------------------------|--|--|
| 0 | 1000 | 1,788 | 1,788 | 32 | 1,940 | 3,73 | 1,925 |
| 10 | 1000 | 1,307 | 1,307 | 50 | 1,940 | 2,73 | 1,407 |
| 20 | 998 | 1,003 | 1,005 | 68 | 1,937 | 2,09 | 1,082 |
| 30 | 996 | 0,799 | 0,802 | 86 | 1,932 | 1,67 | 0,864 |
| 40 | 992 | 0,657 | 0,662 | 104 | 1,925 | 1,37 | 0,713 |
| 50 | 988 | 0,548 | 0,555 | 122 | 1,917 | 1,14 | 0,597 |
| 60 | 983 | 0,467 | 0,475 | 140 | 1,908 | 0,975 | 0,511 |
| 70 | 978 | 0,405 | 0,414 | 158 | 1,897 | 0,846 | 0,446 |
| 80 | 972 | 0,355 | 0,365 | 176 | 1,886 | 0,741 | 0,393 |
| 90 | 965 | 0,316 | 0,327 | 194 | 1,873 | 0,660 | 0,352 |
| 100 | 958 | 0,283 | 0,295 | 212 | 1,859 | 0,591 | 0,318 |

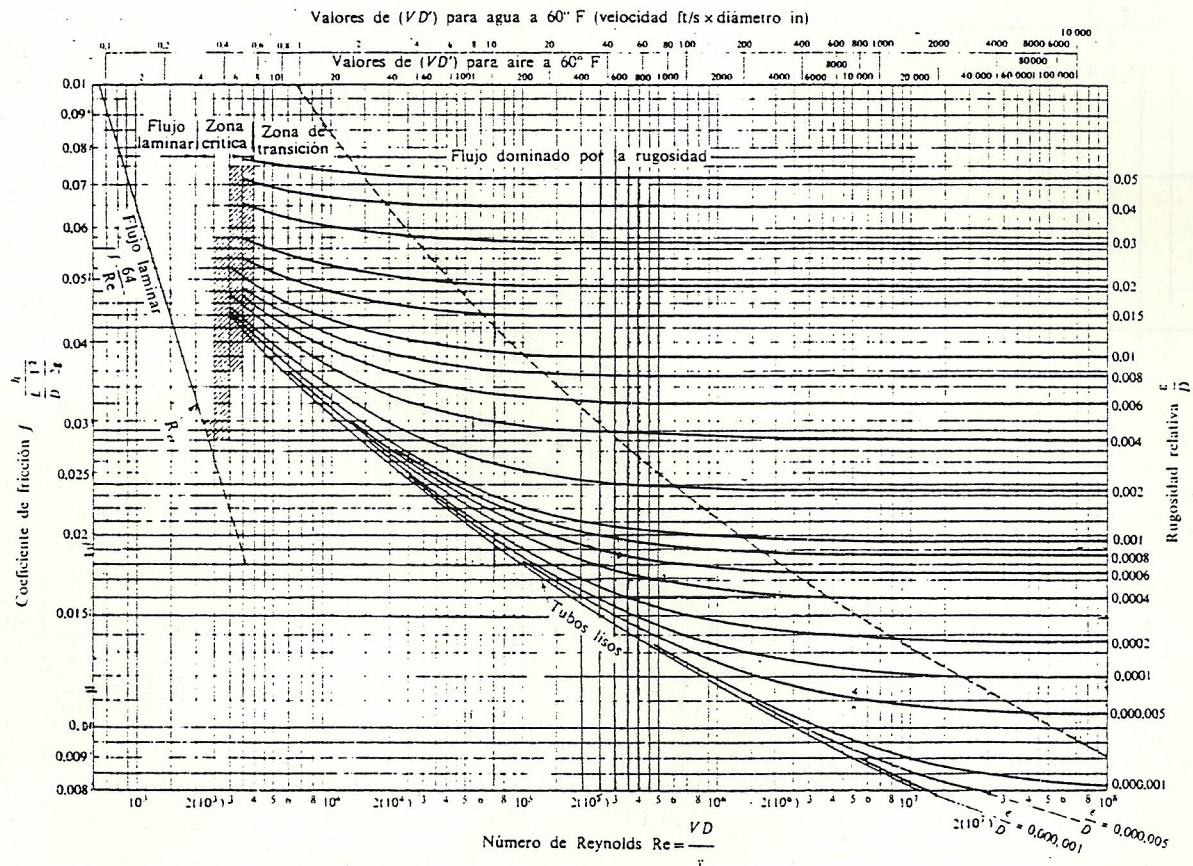
APENDICE I

RUGOSIDAD MEDIA DE TUBOS COMERCIALES

| <i>Material (nuevo)</i> | ϵ | |
|-----------------------------------|--------------|----------|
| | ft | mm |
| Acero remachado | 0,003-0,03 | 0,9-9,0 |
| Hormigón | 0,001-0,01 | 0,3-3,0 |
| Madera | 0,0006-0,003 | 0,18-0,9 |
| Hierro fundido | 0,00085 | 0,26 |
| Hierro galvanizado | 0,0005 | 0,15 |
| Hierro fundido asfáltico | -- 0,0004 | 0,12 |
| Acero comercial o hierro estirado | 0,00015 | 0,046 |
| Latón o cobre estirado | 0,000005 | 0,0015 |
| Vidrio | «Liso» | «Liso» |

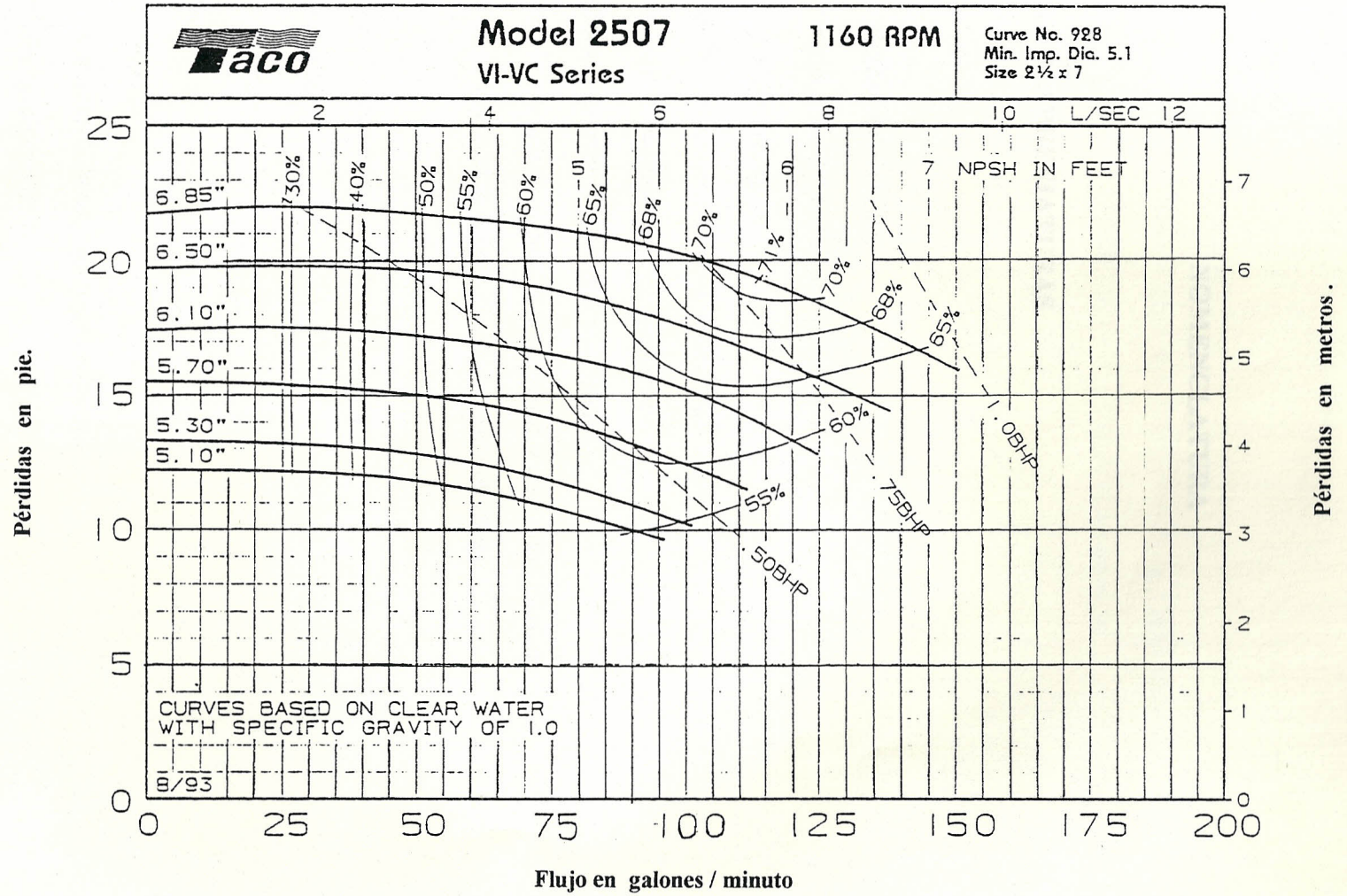
APENDICE J

Diagrama de Moody de la Fricción en Conductos de Paredes Lisas y Rugosas.



APENDICE L

Curvas de Eficiencia para Bombas, Modelo 2507 VI-VC Series.



NOMENCLATURA

SIMBOLOS Y ABREVIATURAS

A = Area.

bhp_{bomba} = Potencia de bomba.

$bhp_{ventilador}$ = Potencia del ventilador y radiador.

C = Concentración del agua.

C_h = Factor de corrección debido a la altura de la torre.

C_p = Coeficiente específico a presión constante.

C_v = Coeficiente específico a volumen constante.

C_w = Factor de corrección debido a la temperatura de bulbo húmedo.

C'_w = Factor de corrección debido a la velocidad del viento.

d = Diámetro.

D_e = Diámetro externo.

D_i = Diámetro interior.

f = Factor de fricción.

g = Gravedad.

G_a = Gasto de aire.

G_{at} = Cantidad teórica de aire que entra al cilindro.

G_c = Gasto de combustible.

G_{ct} = Cantidad teórica de combustible.

g_e = Gasto específico efectivo de combustible.

- g_i = Gasto específico indicado de combustible.
- G_{mr} = Cantidad real de la mezcla.
- G_{mt} = Cantidad teórica de mezcla.
- h_{agua} = Entalpía de vapor mezcla agua-aire a temperatura de bulbo húmedo.
- h_{aire} = Entalpía de vapor mezcla agua-aire a temperatura de agua.
- h_{bomba} = Carga de bomba.
- h_i = Coeficiente de transferencia de calor interior.
- h_e = Coeficiente de transferencia de calor externo.
- h_f = Pérdidas por fricción.
- H_u = Poder calorífico de combustible.
- i = Números de cilindros.
- J = Constante de Joule.
- K = Conductividad térmica.
- KA = Transferencia de masa por área de contacto.
- L = Longitud.
- L/G = Relación entre flujo másico del agua y flujo másico de aire.
- L_o = Cantidad de aire.
- \dot{m} = Flujo másico.
- n = Números de RPM.
- n_1 = Coeficiente de compresión politrópica.
- n_2 = Coeficiente de expansión politrópica.
- N = Número de espiras.
- N_i = Potencia indicada.
- N_e = Potencia efectiva.
- N_p = Potencia del pistón.
- N_R = Potencia de roce.

N_w = Número de Nussel.

P = Presión atmosférica.

P_1 = Presión al comenzar la admisión.

P_a = Presión de admisión

P_B = Presión al final de la expansión.

P_c = Presión de compresión.

P_e = Presión media efectiva.

P_i = Presión media indicada.

P'_i = Presión media indicada en el proceso politrópico.

P_k = Presión de salida del compresor.

$P_{pérdidas}$ = Pérdidas en accesorios de tubería.

Pr = Número de Prandtl.

P_R = Presión de roce.

P_z = Presión máxima del ciclo.

\dot{Q} = Galonaje.

Q = Calor absorbido.

Q_1 = Cantidad de calor introducido.

Q_{aire} = Caudal de aire

r = Radio.

r_e = Radio exterior.

R_e = Número de Reynolds.

r_i = Radio interior.

R_w = Resistencia térmica.

s = Carrera del pistón.

S_1 = Separación entre aletas.

t = Espesor de aleta.

T = Temperatura.

T_a = Temperatura de admisión.

T_{aire} = Temperatura de bulbo seco.

T_{bh} = Temperatura de bulbo húmedo.

T_B = Temperatura al final de la expansión.

T_c = Temperatura de compresión.

T_k = Temperatura de la mezcla.

$T_{\text{motor}} = T_{\text{me}}$ = Temperatura de entrada al motor

T_{ms} = Temperatura de salida del motor.

T_z = Temperatura máxima del ciclo.

U = Coeficiente de transferencia de caalor.

V_{aire} = Velocidad del viento.

$V = V_{\text{torre}}$ = Volumen efectivo de la torre.

V_c = Volumen de la cámara.

V_{mp} = Velocidad media del pistón.

\dot{V}_p = Volumen del desplazamiento del pistón.

V_T = Volumen total.

W = Trabajo.

W_e = Trabajo efectivo.

W_i = Trabajo indicado.

W'_i = Trabajo real indicado.

W_t = Trabajo termodinámico.

W'_t = Trabajo por efecto de temperatura alta.

W''_t = Trabajo por efecto de disociación en la combustión.

z = Altura.

SIMBOLOS GRIEGOS

α = Coeficiente de carga.

β = Coeficiente de cambio molecular.

δ_1 = Coeficiente de sobrecalentamiento.

ε = Rugosidad media.

γ_{aire} = Peso específico del aire.

η = Eficiencia.

η_e = Eficiencia efectiva.

η_f = Eficiencia de aletas anulares.

η_i = Eficiencia indicada.

η_m = Eficiencia mecánica.

η_t = Eficiencia térmica.

η'_t = Eficiencia térmica por efecto de la temperatura.

η''_t = Eficiencia térmica por efecto de disociación en la combustión.

η_v = Eficiencia volumétrica.

η_w = Eficiencia de llenado.

λ = Grado de aumento de la presión.

λ_1 = Coeficiente de sobrecarga.

μ = Viscosidad dinámica.

ν = Viscosidad cinemática.

ρ = Densidad.

τ_c = Relación de compresión.

ζ = Coeficiente de transmisión de calor.

ΔT = Variación de temperatura.

Δh = Variación de entalpía

BIBLIOGRAFIA

1. ASHRAE HANDBOOK COMMITTEE, Ashrae handbook 1981 fundamentals, American Society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers, Inc., Atlanta, 1981.
2. BAUMEISTER & AVALLONE, Marks manual del ingeniero mecánico, Mc Graw Hill, México, 1992, Volumen I.
3. CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY, Handbook of air conditioning system design, McGraw-Hill Book Company, New York, 1965.
4. CATERPILLAR, Systems operation testing and adjusting 3406 & 3406B generator set engines, Caterpillar Inc., USA, 1988.
5. CEVALLOS FREDDY, Motores de combustión interna, Imprenta ESPOL, 1974.
6. DANTE GIACOSA, Motores endotérmicos, Publicación ESPOL, 1986.
7. INCROPERA FRANK, Fundamentals of heat and mass transfer, John Willey & Sons, Singapore, 1990.
8. MOTRIX, Motrix, Volumen 36, No.7, Motrix Lineal Publishing CO., Costa Rica, 1977.
9. MOTRIX, Motrix, Volumen 43, No.12, Motrix Lineal Publishing CO., Costa Rica, 1984.
10. MOTRIX, Motrix, Volumen 44, No.3, Motrix Lineal Publishing CO., Costa Rica, 1985.
11. MOTRIX, Motrix, Volumen 46, No.1, Motrix Lineal Publishing CO., Costa Rica, 1987.

12. MOTRIX, Motrix, Motrix Lineal Publishing CO., Costa Rica, 1987, Volumen 46, No.6.
13. ORVILLE ADAMS, Motores diesel, Gustavo Gili S.A., Barcelona, 1967.
14. PERRY ROBERT & CHILTON CECIL, Chemical engineers' handbook, McGraw-Hill Kogakusha, Ltd., Tokyo, 1973.
15. TACO, VI vertical in-line pumps, TACO products, USA, 1994.
16. TACO, Performance curves "VI" and "VC", TACO products, USA, 1993.
17. TORRES VALENCIA ALBERTO, Diseño de una torre de enfriamiento de agua para uso industrial, Tesis, Facultad de Ingeniería en Mecánica, Escuela superior Politécnica del Litoral, 1973.
18. WHITE FRANK, Mecánica de fluidos, Mc Graw Hill, España, 1993.