

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA



*EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO POR AIRE
DE LAS UNIDADES MOTOCOMPRESORAS DE UNA PLANTA DE
COMPRESIÓN DE GAS NATURAL*

Realizado por:
Br. YAMILÉ COROMOTO GONZÁLEZ GASCÓN

Trabajo de grado presentado ante la Universidad de Oriente como requisito parcial para optar al título
de **INGENIERO QUÍMICO**

Barcelona, marzo de 2009

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA



*EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO POR AIRE
DE LAS UNIDADES MOTOCOMPRESORAS DE UNA PLANTA DE
COMPRESIÓN DE GAS NATURAL*

Asesores

Ing. Quím. Hernán R. Raven C. (M.Sc)

Asesor Académico

Ing. Quím. David E. Domínguez M.

Asesor Industrial

Barcelona, marzo de 2009

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA



*EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO POR AIRE
DE LAS UNIDADES MOTOCOMPRESORAS DE UNA PLANTA DE
COMPRESIÓN DE GAS NATURAL*

Jurado

Ing. Quím. Hernán R. Raven C. (M.Sc.)

Asesor Académico

Ing. Quím. Raúl Miranda

Jurado Principal

Ing. Quím. Yuvi Moreno

Jurado Principal

Barcelona, marzo de 2009

RESOLUCIÓN

DE ACUERDO AL ARTÍCULO 44 DEL REGLAMENTO DE TRABAJO DE GRADO DE LA UNIVERSIDAD DE ORIENTE:

“LOS TRABAJOS DE GRADO SON DE LA EXCLUSIVA PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DE ORIENTE Y SÓLO PODRÁN SER UTILIZADOS A OTROS FINES CON EL CONSENTIMIENTO DEL CONSEJO DE NÚCLEO RESPECTIVO, QUIEN LE PARTICIPARÁ AL CONSEJO UNIVERSITARIO”

DEDICATORIA

*A mis padres, **Yaritza Gascón y Juan López**, por ser lo más grande y valioso que Dios me dio, por ser los pilares fundamentales en mi vida, por ser los que me enseñaron a luchar a crecer, por guiarme siempre por el camino del bien. Gracias por quererme tanto, gracias por su amor, por sus abrazos y apoyo cuando lo he necesitado, gracias por brindarme la oportunidad de estudiar y formarme como profesional, por siempre creer y confiar en mí, sin ustedes nunca lo hubiese logrado.... Sé que tendrán su recompensa por ser los mejores padres del mundo y por haberse sacrificado tanto por mí, son la razón de mi vida y por ustedes siempre lucharé. Este triunfo es de ustedes...!!! Se lo merecen y todo en esta vida... los amo...*

A una persona que ha estado a mi lado, con la que he compartido los mejores momentos de la vida y los no tan buenos... mi hermanita Yasseline, gracias por siempre estar allí a mi lado, por confiar en mí y ser mi ejemplo y mi apoyo, por el cariño incondicional que me has brindado y hasta por tus peleas conmigo. Espero siempre seas la persona especial que eres y siempre contar contigo, éxito hermana... a María Fernanda por ser como una hermana para mí, también siempre estuviste allí durante mis estudios, gracias por tu cariño, ayuda, apoyo y por tus cuidados. TQM... a mis hermanos Adriana, Juan Leandro y Juan Ramón, gracias mi Dios por unirnos y así darnos la oportunidad de compartir momentos chéveres y no tan chéveres junto a nuestros padres... A todos los quiero mucho y estoy orgullosa de sus logros!!

A mis dos hermanos que no están a mi lado físicamente pero sé que siempre me acompañan... mi angelito Jennifer, aunque te fuiste muy chiquitica y no te pude conocer, siempre has estado presente en mis oraciones, pidiéndote fuerzas y que me acompañaras en los momentos difíciles. Gracias... a ti Anthony, mi "Fororo" (como te decíamos hermanito), gracias por haber sido siempre tan cariñoso y por estar pendiente de nosotras... lástima que ya no estés, siempre te recordare como mi

hermano bello y precioso, le pido a mi Dios que te perdone todos los errores que cometiste, siempre estarás presente en mi corazón, nunca te olvidare... TQM.

A mis abuelitos Gladys y Francisco por siempre estar con nosotros, por querernos tanto y apoyarnos siempre... los quiero. A mis tíos: Yolivel de González (gracias tía por ser tan buena y por querernos tanto), Raimundo González, Jenny de Orea (gracias tía por ser tan especial), Mariano Orea, Reina, Migdalys, Frinee, Sor... a todos mil gracias por el cariño que me han brindado. Los quiero muchísimo!!!

“A toda mi familia, gracias por acompañarme en este difícil pero precioso camino”

AGRADECIMIENTOS

A Dios Todopoderoso por haberme dado la oportunidad de nacer y crecer, por siempre estar a mi lado y escuchar mis plegarias, gracias por haberme acompañado en este largo camino, sin su protección no lo hubiese logrado. Gracias por darme siempre las fuerzas para continuar.

A mi madre: Yaritza Gascón, mami gracias por tanto amor, por tanta dedicación, apoyo incondicional y por todo tu esfuerzo... eres la mejor. A mi padre: Juan López, papi gracias por existir y por habernos brindado tanto afecto, por siempre confiar en mí y por habernos hecho unas personas de bien, sin tu apoyo no lo hubiese logrado.. Gracias por habernos guiado, eres mi orgullo... los amo!!!

A mi hermana Yasseline, gracias por estar allí a mi lado, gracias por haber soportado mis malcriadeces y por tu ayuda en todo momento, te adoro... y a mi cuñado Luis Martínez, por ser tan buena persona conmigo y con toda la familia, eres como un hermano para mí, los felicito por tus logros y por la familia tan hermosa que tienen...

Al chiquitico de la casa, mi sobrino Elvis, gracias bebé porque desde tu nacimiento me has hecho sonreír hasta en los momentos más difíciles, has llenado de alegría mi vida. A mis sobrinos Andrés, Moisés, Verónica y Fabiana. A todos los quiero mucho.

A mis abuelos: Gladys de Gascón (gracias abuela por querernos tanto) y Francisco Gascón (gracias por ser tan fuerte, gracias a Dios por darte la oportunidad de seguir viviendo y compartir conmigo este logro) son la alegría de la familia!!! Los adoro.

A mi tíos: Yolivel (gracias por ser tan especial y por estar en todo momento) y Raimundo, gracias por su apoyo. A mis tíos Jenny y Mariano, gracias por abrirme las puertas de su casa y por todo la ayuda que me brindaron para lograr esta meta, los quiero muchísimo, que Dios les recompense con felicidad y cosas buenas. A Marina por su apoyo y por haberme curado todas las enfermedades que se me presentaron, muchas gracias...

A mis primas Yoismar y Mariennys, con las que conviví y compartí las alegrías de los exámenes aprobados y la tristeza de los reprobados, sigan adelante muchachas, ya les falta poco para lograrlo también, mucha suerte... A mis primos: Jesús Gabriel, Paola, Mariano, Raimundo y Francisco... a todos los quiero mucho!!!

A las personas más especiales que se cruzaron en mi vida y se quedaron para formar parte importante en ella, con los que recorrí este paseo por la universidad, mis grandes amigos: Eliana Vicent, María Mata, María Rodríguez, Carlos Silva y Rosángela Salazar. Espero nunca nos separemos, siempre estaré cuando me necesiten, los quiero muchísimo!!!

A mis amigos: Jesús, Julio y Deivys (por alegrarnos los últimos semestres de lucha y por ser tan especiales), Luz Chacón, Vanessa Benavides, Mario Urbina. Cesar Cabrera, Jesús Coraspe. A todos les deseo lo mejor.

A la universidad de Oriente por abrirme sus puertas para lograr esta meta tan importante en mi vida.

A mi tutor académico, Ing. Hernán Raven, gracias por la paciencia y por todas las enseñanzas tanto en el desarrollo de la tesis como en el transcurso de la carrera, siga así enseñando y formando buenos profesionales... Muchas gracias profe!!!

A mi tutor Industrial, Ing. David Domínguez, gracias por el apoyo que me brindaste y la colaboración para desarrollar este trabajo. Te deseo lo mejor del mundo y que sigas creciendo como profesional... Gracias!!!

Al personal de Hanover-Exterran que me permitió iniciarme como profesional: Sr. José Martínez (gracias por brindarme la oportunidad de formar parte de ustedes), Ing. Leonardo Heredia; y muy especialmente a mis compañeros de trabajo: Francisco Pinto, gracias por la paciencia, por compartir tus conocimientos y por prestarme todo el apoyo en la planta, eres el mejor supervisor y mi amigo, TQM, Anaís León (gracias comadre por tu ayuda en todo momento y por tu compañía en mi paso por la empresa). A Graciela Tachinamo (gracias por tu compañía y enseñanzas, eres excelente persona), Darwin Pírela, Ángel Garban, Carmen Ducreau, René Gómez, Norelis. Gracias a todos por brindarme su amistad.

A todas las personas que me acompañaron en este largo camino y que por motivo de espacio no se encuentran aquí, mil gracias...

RESUMEN

En el presente trabajo se evaluó el sistema de enfriamiento por aire de las unidades motocompresoras de la planta compresora de gas Zorro. Para ello, se realizó el análisis de los estudios fisicoquímicos del agua del tanque de almacenamiento y de las corrientes de agua de las unidades motocompresoras M-1 y M-2, con la finalidad de determinar si éstas cumplen con las características requeridas y de no ser así, si pudiesen estar influyendo en la transferencia de calor de los mismos. Posteriormente, se realizó un estudio de las condiciones de diseño y de operación del sistema de enfriamiento de las unidades motocompresoras M-1 y M-2, que permitieron evaluar su comportamiento a través del modelado y validación del sistema de enfriamiento por aire, con el programa de simulación de procesos Hysys Plant, con lo cual se determinaron las causas que ocasionan el enfriamiento deficiente de las corrientes de agua involucradas. Los resultados de los análisis realizados al agua de enfriamiento arrojaron que la misma no cumple con las características aceptables, por el alto contenido de sodio, sílice y sólidos totales, con lo que se produce acumulación de éstos en el sistema de enfriamiento de ambas unidades. Los resultados de las simulaciones arrojaron valores confiables con respecto a la temperatura, siendo la mayor desviación 7,15%, obteniéndose lo contrario con respecto al flujo másico, donde se encontraron desviaciones hasta de 14,32%, por lo cual se hace necesario utilizar otra herramienta que soporte la simulación de los enfriadores por aire con todas las corrientes de gas y de agua que los mismos manejan, ya que el simulador empleado está limitado para evaluar el sistema de enfriamiento de estas unidades. En cuanto a las condiciones operacionales se tiene que las unidades están operando fuera de las condiciones de diseño, ya que se está usando solo agua como refrigerante y según el diseño debe emplearse 50% de agua y 50 % de glicol; además, se maneja solo de 20% a 30 % del flujo volumétrico de diseño.

CONTENIDO

	Pág
RESOLUCIÓN	IV
DEDICATORIA	V
AGRADECIMIENTOS.....	VII
RESUMEN	X
CONTENIDO.....	XI
ÍNDICE DE TABLAS	XVII
ÍNDICE DE FIGURAS	XX
CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 DESCRIPCIÓN DE LA EMPRESA	1
1.1.1 Distribución del área de operaciones El Tigre	2
1.1.2 Misión y visión empresarial	3
1.1.3 Ubicación geográfica de Hanover-Exterran, C.A en el área de operaciones de El Tigre.....	4
1.2 PLANTA COMPRESORA DE GAS ZORRO.....	5
1.2.1 Descripción del manejo de gas en la planta compresora de gas Zorro	5
1.3 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	7
1.4 OBJETIVOS	8
1.4.1 Objetivo general	8
1.4.2 Objetivos específicos	9
CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO	11

2.1 ANTECEDENTES	11
2.2 GAS NATURAL.....	12
2.3 PLANTAS COMPRESORAS DE GAS NATURAL.....	14
2.3.1 Descripción del proceso de la planta compresora de gas Zorro	17
2.4 UNIDADES MOTOCOMPRESORAS	19
2.4.1 Descripción del proceso de compresión en las unidades de Zorro nuevo	21
2.4.2 Sistema de enfriamiento de agua de las unidades motocompresoras	24
2.5 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE LAS UNIDADES MOTOCOMPRESORAS DE LA PLANTA COMPRESORA DE GAS ZORRO	26
2.5.1 Circuito de refrigeración principal.....	26
2.5.2 Circuito de refrigeración auxiliar.....	28
2.6 INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	29
2.6.1 Naturaleza del flujo de calor.....	30
2.7 ENFRIADORES DE AGUA REFRIGERADOS POR AIRE.....	30
2.7.1 Secciones generales de los enfriadores por aire	32
2.7.2 Intercambiadores de superficie extendida	33
2.7.3 Haz de tubos	34
2.7.4 Tubos	34
2.7.5 Cabezales	35
2.7.6 Tiro forzado	35
2.7.7 Ventiladores.....	36
2.7.8 Orientación con respecto a la dirección del viento.....	37
2.7.9 Efecto de la configuración de los tubos en la operación	37
2.7.10 Temperatura del agua de enfriamiento	38
2.8 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	39
2.9 FACTOR DE ENSUCIAMIENTO	40
2.10 DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA.....	41

2.10.1 Diferencia efectiva de temperatura.....	42
2.11 EFICIENCIA DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR	43
2.12 QUÍMICA DEL AGUA	46
2.12.1 Caracterización del agua.....	46
2.12.2 Gases disueltos	47
2.12.3 Minerales disueltos	49
2.13 TRATAMIENTO QUÍMICO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO	51
2.13.1 Corrosión	52
2.13.1.1 Tipos de corrosión	52
2.13.1.2 Factores que afectan la corrosión	54
2.13.1.3 Tratamiento químico para controlar la corrosión	55
2.13.2 Incrustaciones	55
2.13.2.1 Factores que aumentan la formación de incrustaciones	56
2.13.2.2 Incrustaciones más comunes	56
2.13.2.3 Problemas causados por las incrustaciones	57
2.13.2.4 Tratamiento químico para controlar las incrustaciones	57
2.13.3 Depósitos o ensuciamiento	57
2.13.3.1 Tratamiento para controlar los depósitos o ensuciamiento.....	58
2.13.4 Crecimiento microbiológico	59
2.13.4.1 Tratamiento químico para el control microbiológico	60
2.14 ÍNDICES DE ESTABILIDAD	60
2.15 SIMULACIÓN PROCESOS	62
2.15.1 Hysys de Aspentech.....	63
CAPÍTULO 3: DESARROLLO DEL PROYECTO	64
3.1 CARACTERIZACIÓN DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO DE LAS UNIDADES MOTOCOMPRESORAS	64

3.2 ESTABLECIMIENTO DE LOS PARÁMETROS OPERACIONALES ACTUALES RELACIONADOS CON EL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE AGUA DE LAS UNIDADES MOTOCOMPRESORAS.....	69
3.2.1 Medición de los parámetros de operación	69
3.3 DETECCIÓN DE LAS CAUSAS QUE OCASIONAN EL ENFRIAMIENTO DEFICIENTE DE LAS CORRIENTES DE AGUA DE LAS UNIDADES MOTOCOMPRESORAS, EN BASE A LOS RESULTADOS OBTENIDOS DE LAS SIMULACIONES DEL ENFRIADOR POR AIRE CON DATOS DE DISEÑO Y OPERACIONALES	72
3.3.1 Realización de la simulación del enfriador por aire con datos de diseño	72
3.3.1.1 Datos de diseño de los enfriadores por aire.....	73
3.3.1.2 Selección del modelo termodinámico.....	75
3.3.1.3 Caracterización de las corrientes	76
3.3.1.4 Restricciones empleadas para la realización de las simulaciones	76
3.3.1.5 Aprobación de la simulación a las condiciones de diseño.....	79
3.3.2 Validación de la simulación del enfriador por aire con datos operacionales actuales.....	81
3.3.3 Detección de las posibles causas que producen el enfriamiento deficiente del agua en el sistema de enfriamiento.....	83
3.4 ESTABLECIMIENTO DE LAS RECOMENDACIONES NECESARIAS PARA MEJORAR EL FUNCIONAMIENTO DE LOS ENFRIADORES POR AIRE DE LAS UNIDADES EN ESTUDIO.....	84
3.5 MUESTRA DE CÁLCULOS	84
3.5.1. Determinación de los índices de estabilidad.....	84
3.5.2 Aprobación de la simulación con datos de diseño.....	86
3.5.3 Eficiencia de diseño y real de los radiadores de las unidades motocompresoras M-1 y M-2.....	88

3.5.4 Cálculo de la diferencia de temperatura efectiva ($\Delta T_{\text{efectiva}}$) teórica. 93

CAPÍTULO 4: DISCUSIÓN DE RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES..... 96

4.1 DISCUSIÓN DE RESULTADOS	96
4.1.1 Análisis de estudios fisicoquímicos realizados al agua refrigerante del sistema de enfriamiento de las unidades motocompresoras.....	96
4.1.1.1 Muestras de agua	99
4.1.1.2 Inhibidor de corrosión e incrustaciones.....	104
4.1.2 Verificación de las variables operacionales de las unidades motocompresoras y las desviaciones presentes.....	105
4.1.2.1 Condiciones operacionales	105
4.1.2.2 Condiciones de los equipos asociados al sistema de enfriamiento de las unidades	106
4.1.3 Detección de las causas que ocasionan el enfriamiento deficiente de las corrientes de agua de las unidades motocompresoras, en base a los resultados obtenidos de las simulaciones del enfriador por aire con datos de diseño y operacionales.....	109
4.1.3.1 Realización de las simulaciones del enfriador por aire con datos de diseño	109
4.1.3.2 Validación de las simulaciones del enfriador por aire con datos operacionales actuales.....	124
4.1.3.3 Resultados más relevantes arrojados mediante la validación de la simulación de los enfriadores por aire	130
4.1.3.4 Principales causas que producen el enfriamiento deficiente de las corrientes de agua tomando en cuenta el enfriador por aire.....	133
4.1.4 Recomendaciones para mejorar el funcionamiento de los enfriadores por aire de las unidades en estudio.....	137
4.2 CONCLUSIONES	137

4.3 RECOMENDACIONES	139
BIBLIOGRAFÍA	141
ANEXOS.....	144
ANEXO A.....	145
ANEXO B.....	148
ANEXO C.....	151
ANEXO D.....	155
ANEXO E.....	157
ANEXO F.....	161
ANEXO G.....	163
ANEXO H.....	164

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág
Tabla 2.1. Datos generales y capacidad de la planta compresora de gas Zorro	18
Tabla 2.2. Clasificación del agua de acuerdo a su dureza ^[4]	47
Tabla 2.3. Características mínimas del agua aceptable para el uso en sistemas de enfriamiento de motores ^[3]	47
Tabla 3.1. Normas que rigen las pruebas realizadas al agua de enfriamiento de las unidades motocompresoras	67
Tabla 3.2. Índices de Langelier (IL), índices de Ryznar (IR) y sus tendencias	68
Tabla 3.3. Clasificación del agua de acuerdo a la concentración de dureza	68
Tabla 3.4. Datos operacionales de los motocompresores M-1 y M-2.....	70
Tabla 3.5. Datos operacionales actuales de los enfriadores por aire de las unidades motocompresoras M-1 y M-2.....	71
Tabla 3.6. Datos de diseño de los enfriadores por aire de las unidades motocompresoras	73
Tabla 3.7. Datos de diseño de los ventiladores de los enfriadores por aire	74
Tabla 3.8. Porcentajes de desviación aceptadas por los simuladores de procesos....	80
Tabla 3.9. Variables empleadas en la primera corrida de validación del sistema de enfriamiento por aire de la unidad M-1	82
Tabla 4.1. Resultados del análisis fisicoquímico del agua del sistema de enfriamiento	97
Tabla 4.2. Índices de Langelier y Ryznar de las diferentes muestras de agua.....	98
Tabla 4.3. Temperaturas del agua a la salida del enfriador por aire, para los sistemas de enfriamiento de las unidades motocompresoras M-1 y M-2 en las diferentes corridas de la simulación.....	110

Tabla 4.4. Valores del flujo másico del agua y del aire manejados en el sistema de enfriamiento de unidades M-1 y M-2 arrojados por el simulador Hysys con datos de diseño	115
Tabla 4.5. Comparación de las variables de diseño con valores obtenidos por el simulador en el montaje de los enfriadores por aire de los motocompresores M-1 y M-2, caso diseño	115
Tabla 4.6. Comparación de las variables de diseño con valores obtenidos por el simulador en el montaje del enfriadores por aire del motocompresor M-2, caso 1	118
Tabla 4.7. Comparación de las variables de diseño con valores obtenidos por el simulador en el montaje de los enfriadores por aire de los motocompresores M-1 y M-2, caso 2.....	118
Tabla 4.8. Capacidades térmicas y eficiencias de diseño del sistema de enfriamiento de agua principal y auxiliar de la unidad M-1 para el caso diseño y para el caso 2 .	119
Tabla 4.9. Capacidades térmicas y eficiencias de diseño del sistema de enfriamiento de agua principal y auxiliar de la unidad M-2 para el caso diseño, y los casos 1 y 2	120
Tabla 4.10. Resultados de la temperatura media logarítmica (MLTD), factor de corrección (F), y diferencia efectiva de temperatura ($\Delta T_{\text{efectiva}}$) arrojados por el simulador y los calculados teóricamente (caso diseño)	122
Tabla 4.11. Resultados de la temperatura media logarítmica (MLTD), factor de corrección (F), y diferencia efectiva de temperatura ($\Delta T_{\text{efectiva}}$) arrojados por el simulador y los calculados teóricamente (caso 1) (2 ventiladores).....	123
Tabla 4.12. Resultados de la temperatura media logarítmica (MLTD), factor de corrección (F), y diferencia efectiva de temperatura ($\Delta T_{\text{efectiva}}$) arrojados por el simulador y los calculados teóricamente (caso 2) (1 ventilador).....	123
Tabla 4.13. Porcentajes de desviación de las variables obtenidas por la simulación para la primera corrida con dos ventiladores para la unidad M-1	125
Tabla 4.14. Porcentajes de desviación de las variables obtenidas por la simulación para la segunda corrida con un ventilador para la unidad M-1	125

Tabla 4.15. Porcentajes de desviación de las variables obtenidas por la simulación para la primera corrida con tres ventiladores para la unidad M-2.....	126
Tabla 4.16. Porcentajes de desviación de las variables obtenidas por la simulación para la segunda corrida con dos ventiladores para la unidad M-2	127
Tabla 4.17. Porcentajes de desviación de las variables obtenidas por la simulación para la tercera corrida con un ventilador para la unidad M-2	127
Tabla 4.18. Eficiencias actuales de operación de los enfriadores por aire de las unidades M-1 y M-2 y su comparación con las respectivas eficiencias de diseño ...	128
Tabla 4.19. Resultados arrojados por el simulador de procesos Hysys para el enfriador por aire de la unidad M-1 con 2 ventiladores	130
Tabla 4.20. Resultados arrojados por el simulador de procesos Hysys para el enfriador por aire de la unidad M-1 con 1 ventilador	131
Tabla 4.21. Resultados arrojados por el simulador de procesos Hysys para el enfriador por aire de la unidad M-2 con 3 ventiladores	131
Tabla 4.22. Resultados arrojados por el simulador de procesos Hysys para el enfriador por aire de la unidad M-2 con 2 ventiladores	132
Tabla 4.23. Resultados arrojados por el simulador de procesos Hysys para el enfriador por aire de la unidad M-2 con 1 ventilador	132
Tabla A.1. Constante A como función de la temperatura del agua para calcular los Índices de Langelier y Ryznar.....	146
Tabla A.2. Constante B como función de los sólidos disueltos para el cálculo de los Índices de Langelier y Ryznar.....	147
Tabla E.1. Variables empleadas en la primera corrida de validación del sistema de enfriamiento por aire de la unidad M-2	158
Tabla E.2. Variables empleadas en la segunda corrida de validación del sistema de enfriamiento por aire de la unidad M-2	158
Tabla E.3. Variables empleadas en la tercera corrida de validación del sistema de enfriamiento por aire de la unidad M-2	159

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág
Figura 1.1. Organigrama del área de operaciones El Tigre	3
Figura 1.2. Ubicación Geográfica de Hanover Venezuela, en el área de El Tigre ^[2] ..	4
Figura 1.3. Manejo de gas de la planta compresora de gas Zorro	6
Figura 2.1. Composición típica del gas natural ^[7]	13
Figura 2.2. Unidad motocompresora MC-1	21
Figura 2.3. Diagrama del proceso de compresión de la unidad M-1	23
Figura 2.4. Diagrama del circuito de refrigeración principal.....	27
Figura 2.5. Diagrama del circuito de refrigeración auxiliar.....	29
Figura 2.6. Enfriadores por aire atmosférico	31
Figura 2.7. Vista frontal de un enfriador por aire ^[Air-x-changers]	32
Figura 2.8. Esquema de una unidad intercambiadora de calor enfriada por aire ^[Air-x-changers]	36
Figura 2.9. Escala de pH ^[16]	50
Figura 2.10. Diagrama del procedimiento a seguir para crear un caso con Hysys	63
Figura 3.1. Llaves de alivio de las unidades motocompresoras M-1 y M-2 respectivamente, de donde fueron recolectadas las muestras de agua	65
Figura 3.2. Muestras de agua recolectadas para la realización del análisis fisicoquímico.....	66
Figura 3.3. Operación de Hysys utilizada para el montaje de la simulación	77
Figura 3.4. Condiciones de diseño de la corriente de refrigerante de la unidad M-1 a la entrada del enfriador por aire mostradas en el simulador	78
Figura 3.5. Parámetros de diseño del enfriador por aire para el sistema de refrigeración principal de la unidad M-1	79
Figura 3. 6. Esquema utilizado para la simulación del enfriador por aire para el sistema de agua principal y auxiliar de la unida M-1 de la PCG-ZORRO	83

Figura 4.1. Bomba portátil empleada para suministrar químicos al sistema de agua de cada unidad motocompresora.....	105
Figura 4.2. Tanques de compensación de la unidad motocompresora M-2 y sus respectivos visores de agua.	107
Figura 4.3. Comportamiento de la temperatura de salida del agua principal de la unidad M-1, con respecto al número de ventiladores (caso diseño y caso 2)	110
Figura 4.4. Comportamiento de la temperatura de salida del agua auxiliar de la unidad M-1, con respecto al número de ventiladores (caso diseño y caso 2)	111
Figura 4.5. Comportamiento de la temperatura de salida del agua principal de la unidad M-2, con respecto al número de ventiladores (caso diseño, caso 1 y 2)	112
Figura 4.6. Comportamiento de la temperatura de salida del agua auxiliar de la unidad M-2, con respecto al número de ventiladores (caso diseño, caso 1 y 2)	113
Figura 4.7. Comportamiento de la temperatura de salida del agua del sistema principal de la unidad M-1, con respecto al número de ventiladores, (operacional)	135
Figura 4.8. Comportamiento de la temperatura de salida del agua del sistema auxiliar de la unidad M-1, con respecto al número de ventiladores (operacional)	135
Figura 4.9. Comportamiento de la temperatura de salida del agua principal de la unidad M-2, con respecto al número de ventiladores (operacional)	136
Figura 4.10. Comportamiento de la temperatura de salida del agua auxiliar de la unidad M-2, con respecto al número de ventiladores (operacional)	136
Figura D.1. Factores de corrección para flujo transversal o cruzado con un paso por la carcasa y una o más filas de tubos paralelos	156
Figura F.1. Tanque de almacenamiento de agua de alimentación de las unidades motocompresoras de zorro nuevo	162

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

1.1 DESCRIPCIÓN DE LA EMPRESA

Hanover Compressor Company fue fundada en 1990, constituida como una empresa proveedora de soluciones totales a equipos de superficie en la industria energética, cuya sede principal está ubicada en Houston, Estados Unidos de América. Con 3.700.000 caballos de fuerza de capacidad instalada, Hanover posee la flota de equipos para servicios de compresión más grande a escala mundial, en América, África, Asia y Europa. En adición a esto, también fabrica y suministra partes, y presta servicios a equipos de compresión, refinación y generación de electricidad.

En Venezuela, entró al negocio de la compresión y tratamiento de gas natural en 1997, y más tarde a partir del año 2000 la empresa experimenta un crecimiento en sus activos, donde adquiere todas las acciones de sus más cercanos competidores, convirtiéndose de esta manera en la empresa líder en este tipo de servicios. Desde el año 2003 operó bajo la razón social Hanover Venezuela, C.A en siete estados, Anzoátegui, Apure, Barinas, Delta Amacuro, Falcón, Zulia y Monagas, estado en el cual se encuentra su sede principal específicamente en la ciudad de Maturín; y desde el 2008, pasó a operar bajo la razón social EXTERRAN, C.A.

Actualmente la empresa mantiene en el país una capacidad instalada de 332.000 HP, incluyendo compresión, generación e instalaciones de tratamiento de gas natural, bajo distintos convenios contractuales, que pueden ser de alquiler, operación y mantenimiento de equipos, o solamente operación y mantenimiento con sus principales clientes.



En el estado Anzoátegui, los centros de operación de Hanover-Exterran, C.A, se dividen en dos áreas: Anaco y El Tigre; cada una con una superintendencia de operaciones y ambas dependientes de la Gerencia de Operaciones de Maturín^[1].

1.1.1 Distribución del área de operaciones El Tigre

El área de operaciones El Tigre se encuentra dividida en tres áreas de operaciones; área I, área II, y área III donde se operan 58 motocompresores distribuidos en 21 plantas, todas ellas destinadas a soportar la producción de los distintos campos petroleros mediante inyección, o levantamiento artificial utilizando el gas natural comprimido.

A continuación se presenta la distribución de las plantas compresoras en las tres áreas de operaciones y sus respectivos clientes:

Área I: tiene por clientes a las filiales de PDVSA Petronado y Petrocuragua, la misma se encuentra conformada por las plantas compresoras Acema Anaco, Acema Casma, Acema Oritupano, Guico, Nardo, Nigua, Nipa 100, Onado y Oscurote.

Área II: los clientes de ésta área son las filiales de PDVSA Petropiar, Petroven Bras, Petro-oritupano y Petrokariña; y la conforman las plantas compresoras Araibel, Bare, Mata 8, Ored 4, Oritupano Sur y Zorro.

Área III: el cliente de ésta área de operaciones es PDVSA y las plantas compresoras que la integran son; Dación I, Dación II, Dación Este y Dación Oeste.

En la figura 1.1 se muestra el organigrama de operaciones del área El Tigre

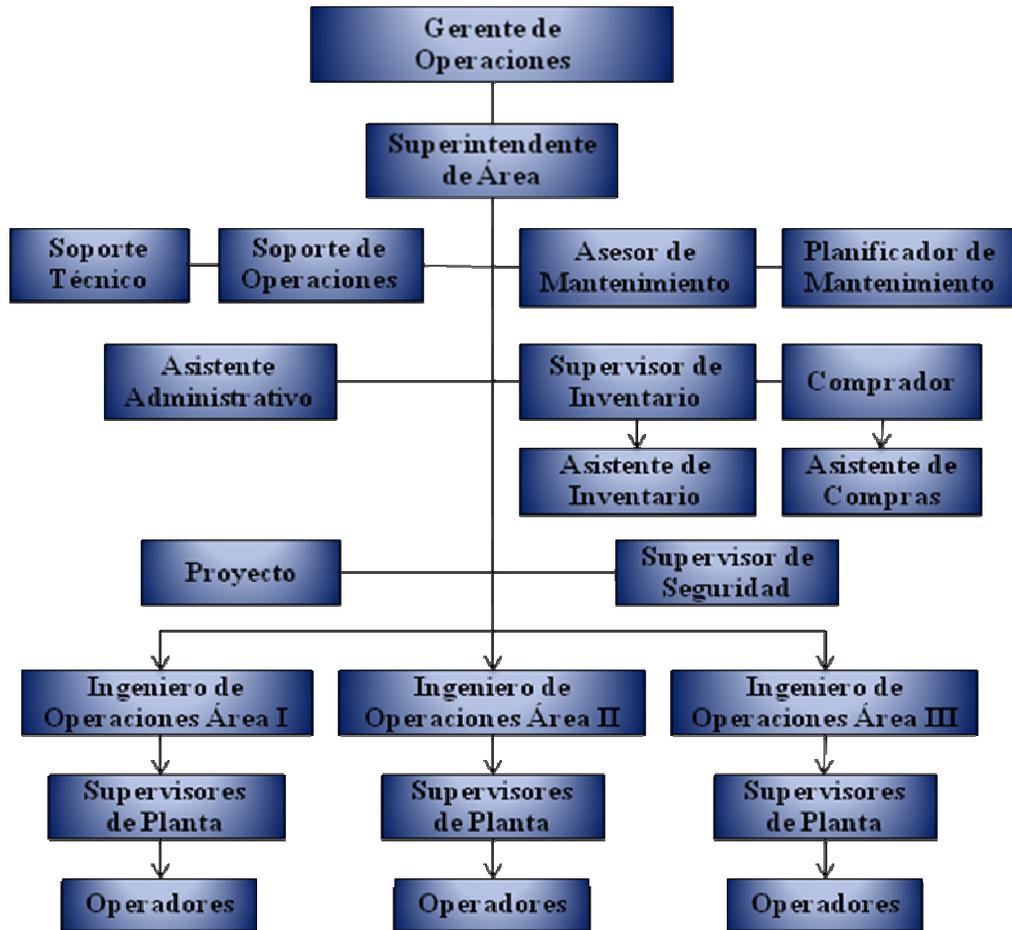


Figura 1. 1. Organigrama del área de operaciones El Tigre

1.1.2 Misión y visión empresarial

Visión: la visión que Hanover-Exterran, C.A tiene, es constituirse como la compañía líder en el mercado de compresión de gas natural en Venezuela, prestando atención a las necesidades de calidad por parte de los clientes, apoyando la actuación del personal y crecimiento del mismo como profesionales, respetando el entorno; para promulgar el desarrollo como empresa, manteniendo de igual manera la rentabilidad financiera ^[1].



Misión: Hanover-Exterran, C.A tiene como misión prestar servicios de asesoría en el área de compresión de gas natural en Venezuela, por medio de la constancia, profesionalismo, planificación e integridad, características principales del recurso humano para la ejecución de las actividades administrativas y operativas ^[1].

1.1.3 Ubicación geográfica de Hanover-Exterran, C.A en el área de operaciones de El Tigre

En el mapa de la figura 1.2, se muestra de manera sencilla la ubicación geográfica de Hanover-Exterran, C.A en la ciudad de El Tigre.

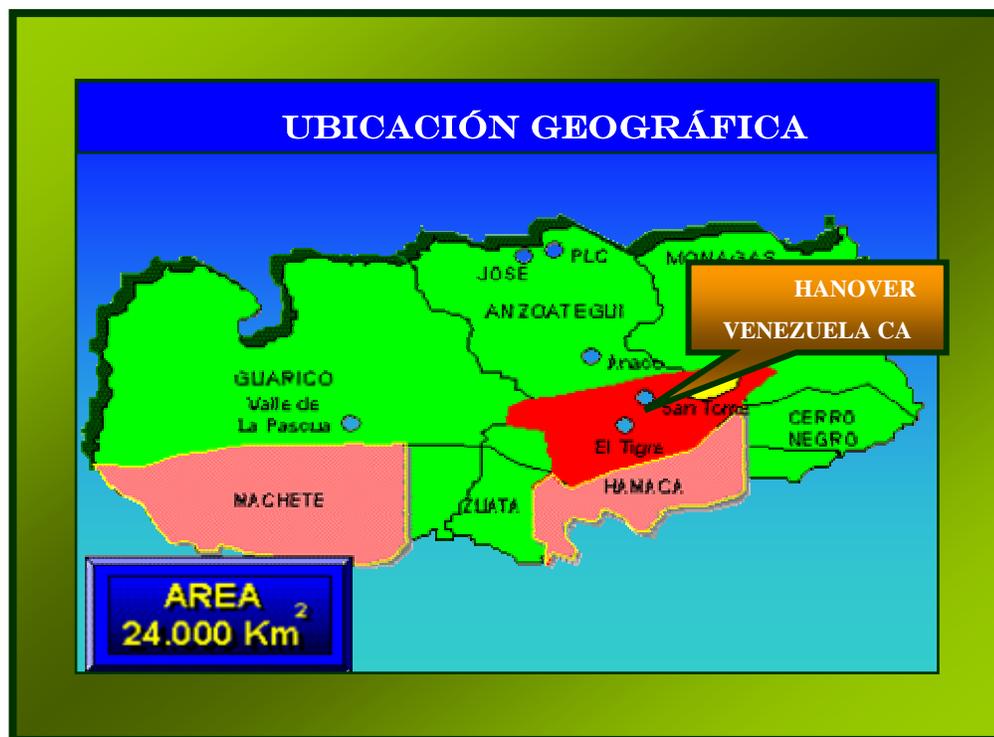


Figura 1. 2. Ubicación Geográfica de Hanover- Exterran, Venezuela, en el área de El Tigre ^[2]



En el estado Anzoátegui, sus oficinas, se encuentran ubicadas en la ciudad de El Tigre en la avenida Intercomunal con sentido San José de Guanipa-El Tigre.

El área de operaciones El Tigre, se encuentra ubicada en la mesa de Guanipa, el cual comprende parte de las jurisdicciones de los municipios Simón Rodríguez y Freites, en la zona sur del estado Anzoátegui.

1.2 PLANTA COMPRESORA DE GAS ZORRO

El estudio y centralización del desarrollo del proyecto, se llevó a cabo en la planta compresora de gas Zorro; la cual se encarga de elevar la presión del gas recibido de las estaciones de producción, a través de las unidades motocompresoras, hasta un nivel mayor, para que el mismo sea utilizado como gas natural para la inyección de pozos o gas de levantamiento artificial (gas lift).

1.2.1 Descripción del manejo de gas en la planta compresora de gas Zorro

La planta compresora de gas Zorro está conformada por diez unidades motocompresoras, dispuestas para manejar el gas producido proveniente de las estaciones de flujo asociadas a la Planta, la misma se encuentra dividida en tres secciones, llamadas Zorro Viejo, Zorro Ampliación y Zorro Nuevo; como se observa en la figura 1.3.

En la planta compresora Zorro se maneja un flujo total de gas de 58 MMPCND, los cuales son distribuidos a las 10 unidades motocompresoras, en los cuales se comprime el gas separado de baja presión 60 psig hasta una presión de



1.500 para gas de levantamiento artificial (gas lift) (gas inyectado a la columna del pozo para aumentar su presión y que se produzca el levantamiento del crudo), y hasta 2.500 psig para gas de inyección (el cual se encarga de mantener la presión del pozo para que el mismo se mantenga productivo).

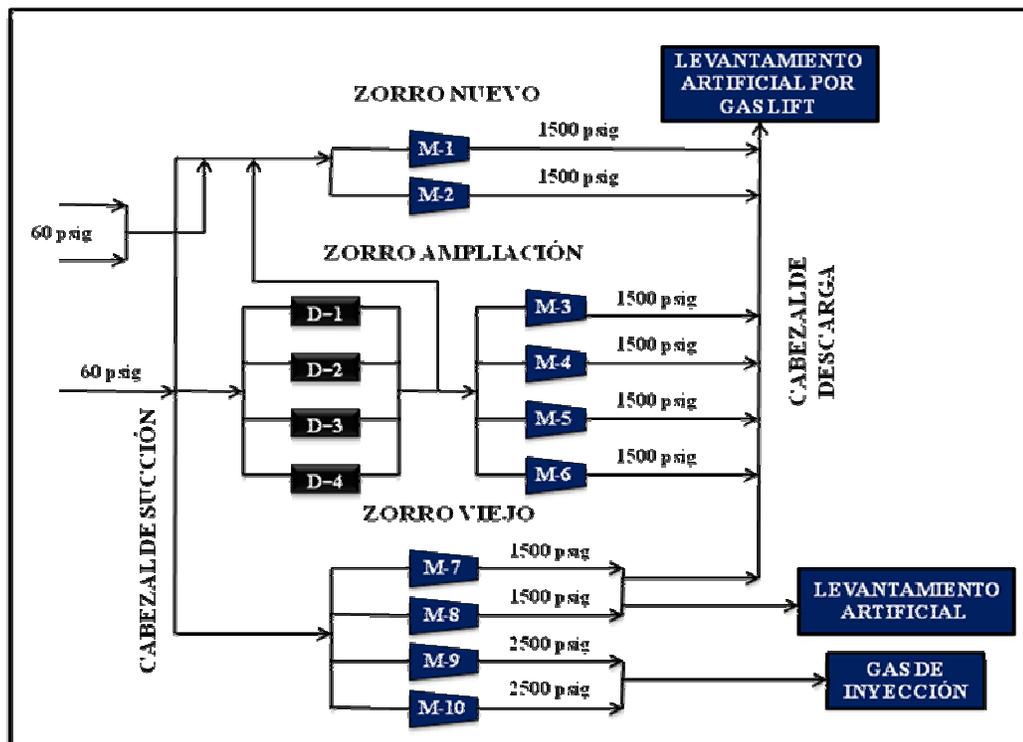


Figura 1. 3. Manejo de gas de la planta compresora de gas Zorro

Zorro nuevo está conformado por dos unidades motocompresoras: la primera unidad está conformada por un motor marca Waukesha modelo 8L-AT27GL denominado (M-1) y la segunda por un motor Waukesha modelo 12V-AT27GL (M-2), cada uno acoplado a un compresor Ariel modelo JGC4. Estas son las unidades más nuevas con que cuenta la planta, por lo que es más fácil recopilar información



sobre el diseño; necesario para realizar el estudio, es por ello que la presente evaluación se le realizará a estos motocompresores de Zorro nuevo.

1.3 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En el proceso de compresión se generan elevadas temperaturas en cada etapa por lo que el gas proveniente de cada una de ellas, así como el agua del sistema principal y auxiliar son enviadas al sistema de enfriamiento por aire. Actualmente, los motocompresores están presentando fallas en su sistema de enfriamiento, registrándose elevadas temperaturas del agua principalmente en las camisas del motor, originándose así paros de las unidades, altos costos por mantenimientos correctivos debido a rupturas de cámaras, pistones, etc., y a la vez baja confiabilidad, baja eficiencia, poca disponibilidad de las unidades motocompresoras, pérdidas de producción y por ende insatisfacción de los clientes. En la empresa no se cuenta con un sistema interno para evaluar este sistema, ya que siempre se ha centrado en la evaluación y estudio de los motocompresores, requiriendo de servicios externos para realizar algún trabajo en el sistema de enfriamiento.

Actualmente la empresa busca mejorar las condiciones de operación por lo que requiere realizar una evaluación del sistema de enfriamiento de estas unidades para detectar las causas que ocasionan dichas desviaciones y así proponer soluciones que mejoren el funcionamiento de las unidades motocompresoras.

Para cumplir con ello, inicialmente se realizó la caracterización del agua de enfriamiento de los motocompresores, para lo cual se tomaron muestras de agua para posteriormente ser analizadas. Luego se realizó un seguimiento continuo de las condiciones a las cuales se encuentran operando actualmente las unidades



motocompresoras y los enfriadores por aire, así como a las variables presentes en el proceso; todo esto se logró realizando visitas a las diferentes plantas y recopilando información mediante un monitoreo del sistema. A continuación se procedió a modelar por simulación con Hysys de Aspentech el comportamiento de los enfriadores por aire con datos de diseño, luego de haber sido establecidas las condiciones necesarias de las unidades.

Luego se validaron las simulaciones con los datos operacionales actuales, para relacionar los resultados arrojados a partir de datos de diseño, con las variables reales de operación y detectar donde se estaban presentando las fallas en el sistema de enfriamiento. Finalmente se establecieron las recomendaciones necesarias que ayuden a mejorar el funcionamiento del sistema de enfriamiento en estudio.

El alcance de esta propuesta es que al determinar cuáles son los problemas que se están presentando en el sistema de enfriamiento se podrán proponer cambios que ayuden a solucionar los problemas, lo que conduciría a una optimización del sistema de enfriamiento, llevando consigo el mejor funcionamiento de las unidades motocompresoras, menos paradas de las unidades, mayor producción y reducción de los costos por mantenimientos correctivos, entre otros.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 Objetivo general

Evaluar el sistema de enfriamiento por aire de las unidades motocompresoras de una planta de compresión de gas natural.



1.4.2 Objetivos específicos

1. Caracterizar el agua de enfriamiento de las unidades motocompresoras.
2. Establecer los parámetros operacionales actuales relacionados con el sistema de enfriamiento de agua de las unidades motocompresoras.
3. Detectar las causas que ocasionan el enfriamiento deficiente de las corrientes de agua de las unidades motocompresoras, en base a los resultados obtenidos de las simulaciones del enfriador por aire con datos de diseño y operacionales.
4. Establecer las recomendaciones necesarias para mejorar el funcionamiento de los enfriadores por aire de las unidades en estudio.

CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO

2.1 ANTECEDENTES

Marcano, M (2003), realizó una evaluación al sistema de enfriamiento de las unidades motocompresoras en la planta compresora Orocuál 2, debido a frecuentes sobrecalentamientos del motor de combustión interna evidenciado por las altas temperaturas en el agua de enfriamiento de las camisas. Para tal fin, realizó la caracterización del agua de enfriamiento, el estudio del proceso de tratamiento químico del agua y la determinación de la capacidad y la eficiencia térmica de los enfriadores por aire atmosférico, obteniendo como resultado que la calidad del agua de enfriamiento no cumple con las exigencias mínimas exigidas por los fabricantes, que la eficiencia térmica del enfriador por aire es baja en comparación con la transferencia de calor máxima posible y finalmente concluyó que el sobrecalentamiento del motor se debe principalmente a la disminución en el intercambio de calor por la presencia y acumulación de sólidos y lodos en las partes internas del equipo ^[3].

Rodríguez, N (2005), realizó una evaluación del sistema de enfriamiento de agua de un motocompresor perteneciente a la planta Guara Este, con la finalidad de analizar el impacto que ocasiona el sellado de los serpentines, en la cual determinó el número máximo de serpentines que pueden sellarse en el radiador analizado, la eficiencia mínima del mismo para la cual opera adecuadamente el sistema de enfriamiento de agua, las causas por las cuales se sellan los serpentines y el efecto de la reducción del área de transferencia de calor del proceso debido al sellado de los mismos. También se analizaron las propiedades fisicoquímicas del agua de



enfriamiento, determinándose que la presencia de cloruros en el agua, ocasionaban picaduras en los serpentines, además realizó un análisis espectrométrico y una difracción de rayos X a una muestra del serpentín, obteniendo como resultado predominante la adherencia de fuertes y densas incrustaciones ^[4].

Estaba, I (2005), evaluó el sistema de enfriamiento de los motocompresores White Superior de la planta compresora de Gas Oveja debido al incremento notable de las paradas en los motocompresores por las altas temperaturas del agua. Para llevar a cabo el estudio se realizaron cálculos de transferencia de calor del proceso, simulaciones del funcionamiento del compresor e intercambiador de calor enfriado por aire, además se efectuaron tareas de mantenimiento al motor y al mecanismo de transmisión de potencia. Se compararon las condiciones ambientales y el flujo de aire a la succión de los ventiladores actuales con las de diseño y se estudiaron las propiedades fisicoquímicas del agua. Obteniendo con ello la eficiencia del intercambiador de la unidad motocompresora tomada como muestra para el estudio, que las tuberías del sistema de enfriamiento presentan gran cantidad de incrustaciones y lodo, que el flujo volumétrico del aire a la succión es inferior al requerido por el fabricante y que el agua de enfriamiento es extremadamente corrosiva ^[5].

2.2 GAS NATURAL

El gas natural es una mezcla homogénea, en proporciones variables de hidrocarburos parafínicos ligeros (C_nH_{2n+2}), compuesto principalmente de metano, etano, propano, butanos y pentanos; además con cantidades menores de gases inorgánicos, como el nitrógeno, hidrógeno, el dióxido de carbono y pequeñas porciones de compuestos de azufre. Estos últimos pueden ocasionar verdaderos problemas operacionales (corrosión en los equipos), también se encuentra presente



agua (H_2O), en cantidades variables dependiendo de las condiciones de presión y temperatura en que se encuentre el gas o el yacimiento ^[6].

La composición del gas natural nunca es constante, sin embargo, se puede decir que su componente principal es el metano (como mínimo 80%); en la figura 2.1 se muestra la composición típica del gas natural. Posee una estructura de hidrocarburo simple, compuesto por un átomo de carbono y cuatro átomos de hidrógeno (CH_4). El metano es altamente inflamable, se quema fácilmente y casi totalmente y emite muy poca contaminación. El gas natural no es ni corrosivo ni tóxico, su temperatura de combustión es elevada y posee un estrecho intervalo de inflamabilidad, lo que hace de él un combustible fósil seguro en comparación con otras fuentes de energía. Además, por su densidad de $0,60 \text{ g/cm}^3$, inferior a la del aire, el gas natural tiene tendencia a elevarse y puede, consecuentemente, desaparecer fácilmente del sitio donde se encuentra por cualquier grieta ^[7].

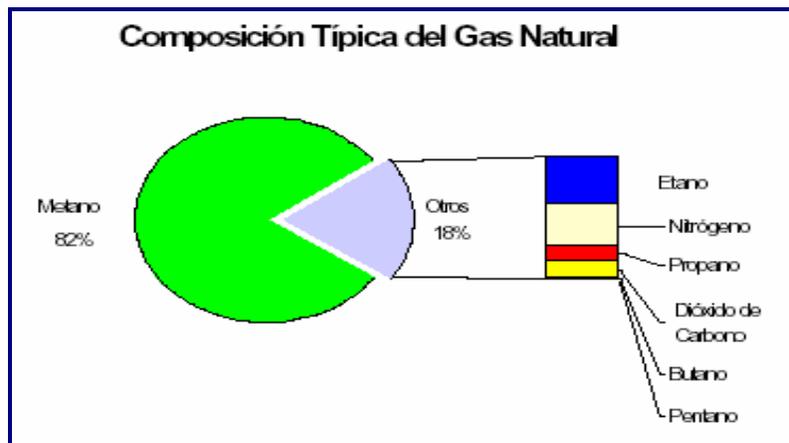


Figura 2. 1. Composición típica del gas natural ^[7]

El gas natural es incoloro, inodoro, insípido, sin forma particular. Se presenta en su forma gaseosa por arriba de los $-161 \text{ }^\circ\text{C}$. Por razones de seguridad, se le añade



mercaptano, un agente químico que le da un olor a huevo podrido, con el propósito de detectar una posible fuga de gas ^[7].

2.3 PLANTAS COMPRESORAS DE GAS NATURAL

Son instalaciones diseñadas para aumentar la presión del gas natural recibido de las estaciones de producción, desde un nivel de menor presión a uno de mayor presión con el objetivo de inyectarlo en los yacimientos y producir petróleo a través de los sistemas de levantamiento artificial, entre otros. Las plantas compresoras pertenecen al sistema básico de producción de la industria petrolera el cual está constituido principalmente por:

- a) Yacimientos petrolíferos.
- b) Pozos de producción.
- c) Instalaciones de superficie (plantas compresoras, estaciones de producción y bombeo).

La operación de compresión en general es de naturaleza cíclica, es decir, el gas es tomado del nivel inferior de presión, es comprimido, luego descargado en el nivel superior de presión; después de lo cual el mecanismo compresor admite un nuevo volumen de gas a baja presión para reiniciar el ciclo descrito. Una planta compresora está normalmente conformada por una o más unidades compresoras accionadas cada una de éstas por un motor que normalmente es de combustión interna (diesel o gas), aunque ocasionalmente puede ser eléctrico.

Las unidades compresoras constan de una o más etapas, no excediéndose normalmente de cinco. La disposición de las unidades es tal que en caso de fallar una



de ellas, las otras puedan continuar trabajando, sistema conocido como arreglo en paralelo, el cual es exhaustivamente utilizado en toda la planta compresora, no sólo a nivel de la planta, sino también a nivel de las unidades, por lo cual se puede prescindir de una etapa dentro de una misma unidad compresora sin que por esto se detenga por completo la unidad^[8].

Una planta compresora puede recibir simultáneamente corrientes de gas a diferentes presiones; estas corrientes, antes de ser alimentadas a los motocompresores, son medidas al entrar, y después de la conexión al quemador. Las corrientes medidas son depuradas, pasando enseguida a los respectivos cabezales de succión, donde son distribuidas a las unidades. El gas comprimido que abandona los cilindros compresores, es enviado hacia los enfriadores respectivos de cada unidad, desde donde el gas enfriado pasa al cabezal de descarga respectivo. Durante el enfriamiento de la corriente de gas, parte de los componentes pesados condensan como pequeñas gotas que quedan en suspensión en el seno de la corriente de gas, por lo que el gas antes de ser enviado al cabezal de succión de la próxima etapa, es circulado a través de un depurador inter – etapa donde se le remueve el líquido condensado^[9].

Una vez que la corriente de gas ha alcanzado el nivel de presión al cual se va a utilizar, abandona la planta, no sin antes ser medida de nuevo, y en algunos casos, es enfriada y depurada.

Las plantas compresoras están compuestas por los siguientes módulos funcionales:

- **Depurador general de succión:** estos dispositivos tienen como función extraer los hidrocarburos condensables del gas a la entrada de las unidades motocompresoras.



- **Depurador de succión:** este equipo extrae los líquidos contenidos en el gas residuo del primer depurador y está justo antes de la primera etapa del motocompresor.
- **Motocompresor:** está compuesto por un motor y un compresor. Existen dos tipos de motocompresores: los reciprocantes y los centrífugos; su diferencia radica en el movimiento que realiza el equipo para comprimir el gas. En los primeros, se utiliza un compresor reciprocante de desplazamiento positivo; y en los centrífugos, el eje del compresor tiene un movimiento circular, llamado también compresor de tornillo.
- **Sistema de lubricación:** está compuesto por bombas de aceite y tuberías que inyectan aceite a presión al motor y al compresor para disminuir el roce entre las partes mecánicas.
- **Sistema de enfriamiento:** son conductos y bombas de agua que ayudan a mantener en un rango la temperatura del motocompresor.
- **Enfriador por aire:** es un enfriador equipado con una serie de tuberías aleteadas y ventiladores, dispuestos de manera que se logre una alta transferencia de calor, entre el aire y las tuberías, para disminuir la temperatura del gas comprimido, del agua de enfriamiento y de aceite del motor.
- **Depuradores de descarga inter – etapa:** son depuradores cuya función es acumular los hidrocarburos condensados que se generan al disminuir la temperatura del gas, manteniendo su presión. Existen tantos depuradores de descarga, como etapas de compresión tenga la unidad.
- **Depurador general de descarga:** es el depurador donde se acumulan los condensados de la etapa final de compresión de todas las unidades motocompresoras que conforman la planta compresora.

El sistema de compresión requiere además, la presencia de otros sistemas que asisten y complementan el funcionamiento de estas plantas, los cuales son:



- **Sistema de gas combustible:** integrado por un depurador e intercambiadores de calor, para suministrar combustible seco a los equipos que lo requieran a una temperatura aceptable.
- **Sistema de inyección de químicos:** empleado para evitar el aumento en los niveles de corrosión del sistema, llamado también proceso de endulzamiento. Este sistema tiene una división que corresponde a la inyección de química anticongelante (metanol) al sistema de gas combustible, la cual se realiza para evitar el congelamiento producto de la caída de presión y la inyección de secuestrante de sulfuro de hidrógeno (H_2S) al gas de proceso.
- **Sistema de venteo:** es un sistema de seguridad cuyo objeto es quemar el excedente de gas que en ocasiones se produce en alguna de las etapas del proceso de compresión. Esta provisto de líneas de venteo que dirigen el gas a un despojador de líquidos, donde libera al gas de humedad para luego enviarlo a los mecheros.
- **Sistema de aire para instrumentos:** mantiene la operación de válvulas e instrumentos de los equipos, utilizando compresores de aire.
- **Sistema de drenaje de condensado:** el cual se emplea para drenar los condensados provenientes de la depuración del gas realizada en cada una de los depuradores, para luego ser enviados al sistema de recolección, y a su vez proteger los cilindros compresores de la presencia de líquidos ^[9].

2.3.1 Descripción del proceso de la planta compresora de gas Zorro

La planta compresora Zorro, comprime gas de baja presión (60 psig) proveniente de las estaciones de flujo asociadas a la planta y pertenecientes al cliente (PetroKariña), hasta 1.500 psig aproximadamente. Para elevar la presión del gas, la planta cuenta con diez unidades motocompresoras, conformadas por motores marca



Waukesha acoplados a compresores Ariel de diferentes arreglos, capaces de comprimir un total de 65 MMPCND (tabla 2.1).

Tabla 2. 1. Datos generales y capacidad de la planta compresora de gas Zorro

<i>PCG-ZORRO</i>	
<i>Unidades motocompresoras</i>	<i>10</i>
<i>Potencia instalada (HP)</i>	<i>13.600</i>
<i>Presión de succión (psig)</i>	<i>60</i>
<i>Presión de descarga (gas lift) (psig)</i>	<i>1.500</i>
<i>Presión de descarga (gas de inyección) (psig)</i>	<i>2.500</i>
<i>Capacidad nominal (MMPCND)</i>	<i>65</i>
<i>Capacidad operacional (MMPCND)</i>	<i>58</i>

El gas recibido en la planta proviene de diferentes estaciones de producción, estando la mayoría asociadas al cabezal general de succión, y de donde se distribuye el gas de la siguiente manera:

Parte del gas es enviado al cabezal de succión de Zorro nuevo, el cual está conformado por dos unidades motocompresoras denominados M-1 y M-2; manejando cada uno un volumen de 10 MMPCND y siendo los mismos el motivo de estudio de la presente investigación. El gas es comprimido hasta 1.500 psig en cada uno de los casos y destinados a el levantamiento artificial por gas natural (gas lift).

El gas que recibe el cabezal de succión de Zorro ampliación antes de entrar a la succión de las unidades, pasa por 4 depuradores para retirar los líquidos condensados o componentes más pesados (C₃, C₄, C₅ y cadenas más pesadas) del gas, de estos depuradores el mismo pasa al cabezal de succión de Zorro ampliación para



distribuir 6,25 MMPCND a la succión de cada unidad (M-3, M-4, M-5, M-6); para elevar igualmente la presión del gas hasta 1.500 psig, destinados para levantamiento artificial por gas natural. Una parte del gas que sale de estos depuradores de Zorro ampliación, es enviado mediante un salto al cabezal de succión de Zorro nuevo, uniéndose allí con las demás corrientes que conforman la alimentación de los motocompresores de Zorro nuevo (figura 1.3).

En la última etapa de la planta llamada Zorro viejo, se disponen de 4 unidades M-7, M-8, M-9 Y M-10, manejando cada unidad 5 MMPCNDP aproximadamente y completándose así las diez unidades con las que cuenta la planta para cumplir su función. Las unidades M-7 Y M-8, elevan la presión de 60 psig hasta 1.500 psig destinados para gas lift, una parte del gas descargado de estas dos unidades sale directamente hacia los pozos; mediante un salto, la descarga de Zorro nuevo y Zorro ampliación se une con el resto de la descarga de Zorro viejo en el cabezal de descarga de la planta, saliendo de la planta hacia su destino final o disposición. Las unidades M-9 y M-10 son las únicas unidades de la planta que descargan el gas a la presión de 2.500 psig destinados para gas de inyección; teniendo de esta manera una salida independiente de la planta, figura 1.3.

Cada etapa de la planta cuenta con medidores de flujo, y al final del proceso también se encuentra un medidor de presión final, igualmente hay una válvula de alivio de gas lift. Al presentarse alta presión de descarga, dicha válvula se abre para que parte del gas pase al quemador (flare) y parte sale a su disposición.

2.4 UNIDADES MOTOCOMPRESORAS

Las unidades motocompresoras son máquinas integradas por dos partes perfectamente diferenciadas (motor y compresor), pero que trabajan de manera



dependiente; de acuerdo al modelo y al fabricante se pueden encontrar diferentes arreglos de estos. Existen motocompresores integrales donde los cilindros de potencia y los de compresión están acoplados al mismo cigüeñal, y equipos separados donde la parte motora acciona a la parte compresora a través de un acople.

El motor térmico permite obtener energía mecánica a partir de la energía térmica almacenada en un fluido a causa de un proceso de combustión. Si el estado térmico se genera en el propio fluido del motor, se tendrá un motor de combustión interna. Cuando la transmisión del trabajo se efectúa mediante el desplazamiento lineal del émbolo, el motor se denomina, alternativo. El compresor es una máquina térmica generadora, cuyo objetivo es incrementar la energía de presión de un fluido compresible. Dicho incremento de energía se logra a través de diversos métodos como: cambios de direcciones, aceleraciones y desaceleraciones bruscas, reducción del volumen de una cantidad confinada de gas, aire o cualquier otro fluido compresible.

Los compresores se clasifican en dos ramas: máquinas de desplazamiento positivo y máquinas dinámicas. La clasificación de los compresores de desplazamiento positivo incluye varios tipos de compresores rotatorios tales como lóbulos múltiples, el de paletas deslizantes y el de anillos de cierre o sellado líquido; en la categoría de máquinas dinámicas sobresale el compresor centrífugo.

Las unidades motocompresoras utilizan un sistema de enfriamiento por aire, compuesto por una serie de ventiladores y tiene como objetivo disipar externamente el calor recogido por el agua durante su recorrido a través del motocompresor y a su vez enfriar el gas proveniente de cada una de las etapas de compresión. En algunas plantas compresoras de gas el enfriador presente es del tipo líquido-aire, donde el ventilador del mismo puede ser impulsado por el cigüeñal del motor o también por un motor



eléctrico. Dependiendo del diseño de la planta compresora, estos pueden ser horizontales o verticales ^[10].

En la figura 2.2, se observa la unidad motocompresora M-1.



Figura 2. 2. Unidad motocompresora MC-1

2.4.1 Descripción del proceso de compresión en las unidades de Zorro nuevo

Cada unidad motocompresora dispone de un depurador de succión, al cual entra el gas proveniente del cabezal de succión de la planta para retirarle los componentes más pesados. En la unidad motocompresora M-1, el cual es un compresor Ariel JGC4 accionado por un motor Waukesha modelo 8L-AT27GL, el gas al salir de dicho



depurador, pasa al depurador de la primera etapa y luego al cilindro compresor a través de las válvulas de succión que permiten el paso del gas de baja presión (60 psig), el cual es comprimido hasta 150 psig aproximadamente en esta etapa de compresión, el mismo es descargado por las dos válvulas de descarga del cilindro compresor hacia el cilindro de descarga de la primera etapa, y posteriormente es enviado al enfriador por aire para retirarle el calor y así estar dispuesto para la siguiente etapa de compresión.

En la segunda etapa de compresión el gas pasa por el depurador de esta etapa para retirar los líquidos condensados en la refrigeración de la descarga en la primera etapa, y el mismo es comprimido hasta 750 psi aproximadamente, éste pasa igualmente al enfriador por aire para retirar calor, posteriormente es enviado hacia el depurador de la tercera etapa para eliminar los condensados que van quedando como residuo de etapas anteriores, siguiéndose el mismo principio. Los depuradores van disminuyendo su tamaño a medida que van avanzando las etapas, debido a que la cantidad de componentes pesados se elimina en mayor cantidad en los depuradores principales, quedando el gas para las progresivas etapas casi en su totalidad libre de compuestos o hidrocarburos pesados.

El gas descargado de la última etapa de compresión también es enviado al enfriador por aire para luego ser despachado a los respectivos cabezales de descarga de la planta.

La unidad motocompresora M-2 está integrada por un compresor Ariel JGC4 accionado por un motor Waukesha modelo 12V-AT27GL, y cuenta con 4 etapas de compresión. El principio de operación para la compresión del gas natural de la unidad MC-2 y las demás unidades motocompresoras por las cuales está conformada la planta es el mismo descrito para la unidad motocompresora M-1.



En la figura 2.3 se muestra un diagrama donde se observa el proceso de compresión de la unidad motocompresora M-1.

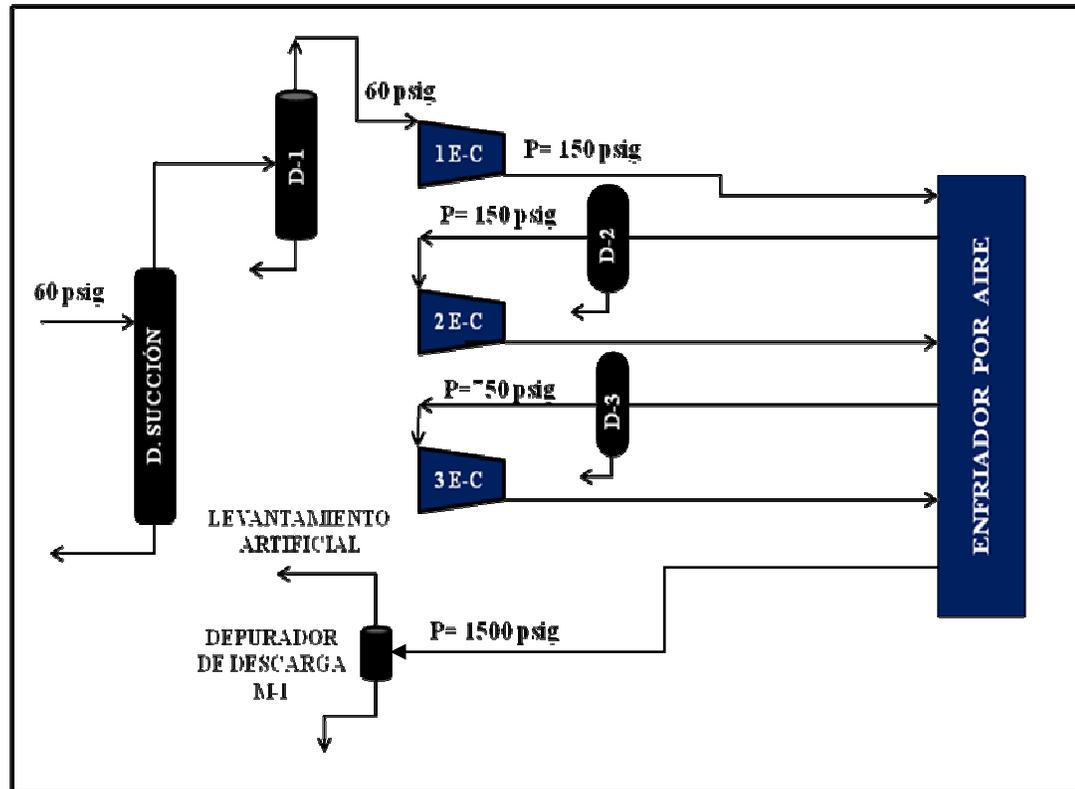


Figura 2. 3. Diagrama del proceso de compresión de la unidad M-1

Cada unidad motocompresora posee un sistema de enfriamiento tanto para el gas comprimido en el proceso como para el agua de enfriamiento de las máquinas, el mismo está conformado por intercambiadores de enfriamiento por aire atmosférico tipo aleta-ventilador (fin-fan), cuyos ventiladores son accionados por el motor de combustión interna de la unidad motocompresora.



2.4.2 Sistema de enfriamiento de agua de las unidades motocompresoras

El proceso de compresión está asociado al efecto de incremento de temperatura del gas natural, que hace necesario someterlo a un proceso de enfriamiento, antes de ser alimentado a la siguiente etapa de compresión.

Todos los motores de combustión interna se calientan durante el funcionamiento, este calor se debe a la reacción de combustión. El sistema de enfriamiento debe poder eliminar suficiente calor como para mantener el motor a una temperatura apropiada para la operación. En ciertas aplicaciones, el sistema de enfriamiento debe eliminar también el calor proveniente de otras fuentes, tales como los enfriadores del retardador, del aceite del motor y del aceite hidráulico.

Cada motor posee un sistema independiente de enfriamiento, en el cual el elemento enfriador se hace recircular constantemente por las camisas de agua del motor, donde se recoge el calor, de allí se envía a un sistema externo de enfriamiento (enfriador), donde se disipa el calor y de donde se devuelve a las camisas del motor.

2.4.2.1 Componentes del sistema de enfriamiento

El sistema de enfriamiento del motocompresor dispone de los siguientes instrumentos:

- **Manómetro:** mide la presión del refrigerante.
- **Termómetro:** mide la temperatura del refrigerante.
- **Dispositivo de alarma:** se activa cuando baja el nivel del agua, y/o cuando la temperatura de la misma es demasiado alta.



- **Dispositivo de parada:** se acciona cuando el nivel de líquido baja o cuando sube la temperatura de la misma a un nivel muy alto ^[11].

El sistema de enfriamiento consta de:

- **Bomba de agua:** está integrada al motor, y es impulsada por el cigüeñal mediante engranajes. Normalmente, se trata de una bomba centrífuga que debe tener el tamaño apropiado para suministrar el flujo necesario al sistema.
- **Radiador o enfriador:** el intercambiador de calor del agua (radiador), tiene por finalidad disipar el calor recogido por el refrigerante durante su recorrido a través del equipo motocompresor.
- **Tanque de compensación:** se utiliza para reponer cualquier pérdida del refrigerante en el sistema de enfriamiento debido a escapes y/o evaporación, y para evitar la entrada de aire en el sistema cuando el líquido se contrae por disminución de la temperatura. La línea de reposición tiene un tamaño mínimo que permite mantener una presión de succión positiva en el cabezal de la bomba.
- **Válvula termostática:** la función de esta válvula es mantener la temperatura del refrigerante dentro de un rango, permitiendo o restringiendo el paso del refrigerante al motor, según la temperatura registrada por los sensores.
- **Intercambiadores de calor de tubo y coraza:** su función es mantener un diferencial de temperatura determinado entre el aceite y el agua, que debe estar entre 15 y 20 °F. En el motocompresor se encuentran ubicados dos intercambiadores de calor del tipo tubo y coraza, de flujo cruzado entre el aceite y el refrigerante. El aceite fluye por la coraza y el agua por los tubos. El agua fría proviene del radiador y el aceite caliente proviene de las paredes del motor y del compresor que han de ser lubricadas, tales como: cojinetes, cigüeñales, etc ^[12].



2.5 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE LAS UNIDADES MOTOCOMPRESORAS DE LA PLANTA COMPRESORA DE GAS ZORRO

El calor o cantidad de energía que el sistema de refrigeración retira del motor es igual a la energía que el motor transmite desde el volante de su equipo acoplado. El sistema cuenta con un sistema de termostatos realizados, lo que significa que todos los termostatos están contenidos en un alojamiento común a todos, lo que facilita su mantenimiento y reemplazo.

El sistema de enfriamiento usado en las unidades Waukesha con que cuenta la planta es el sistema de refrigeración estándar, el cual está conformado por dos circuitos de agua, los cuales son: el circuito de agua principal o de agua de camisa y el circuito de agua auxiliar. El fluido refrigerante de ambos circuitos de agua según el diseño deben estar compuestos por 50% agua y 50% glicol.

2.5.1 Circuito de refrigeración principal

Primero se refrigeran las camisas del cilindro, luego el refrigerante fluye hacia arriba hasta las tapas de los cilindros y continúa su recorrido pasando a las secciones de escape y demás elementos, desde donde se dirige a los termostatos.

La bomba de refrigeración de camisas es accionada por correas desde el cigüeñal, la descarga de la bomba se conecta al bloque mediante un conducto que lleva el refrigerante a las camisas del cilindro. Desde los cilindros, el refrigerante pasa a las tapas del cilindro y de allí se desplaza hacia las secciones de escape de cada cilindro, desde donde pasa a un conducto, el cual es el múltiple por donde salen los



gases de escape de los cilindros de fuerza (manifold de agua) y pasa hacia el alojamiento de termostatos y se cumple el siguiente lineamiento: si el refrigerante está relativamente caliente o a la temperatura de operación, los termostatos dan la señal para conducir al refrigerante hacia el sistema de enfriamiento externo (sistema de enfriamiento por aire), si por el contrario el refrigerante está relativamente frío (por ejemplo, si el motor está recién arrancado), los termostatos dan la señal para desviar el refrigerante mediante unas tuberías de desvío (bypass) hacia la descarga de la bomba de refrigeración de camisas haciendo un circuito cerrado.

En la figura 2.4, se muestra gráficamente el recorrido del refrigerante del sistema principal.

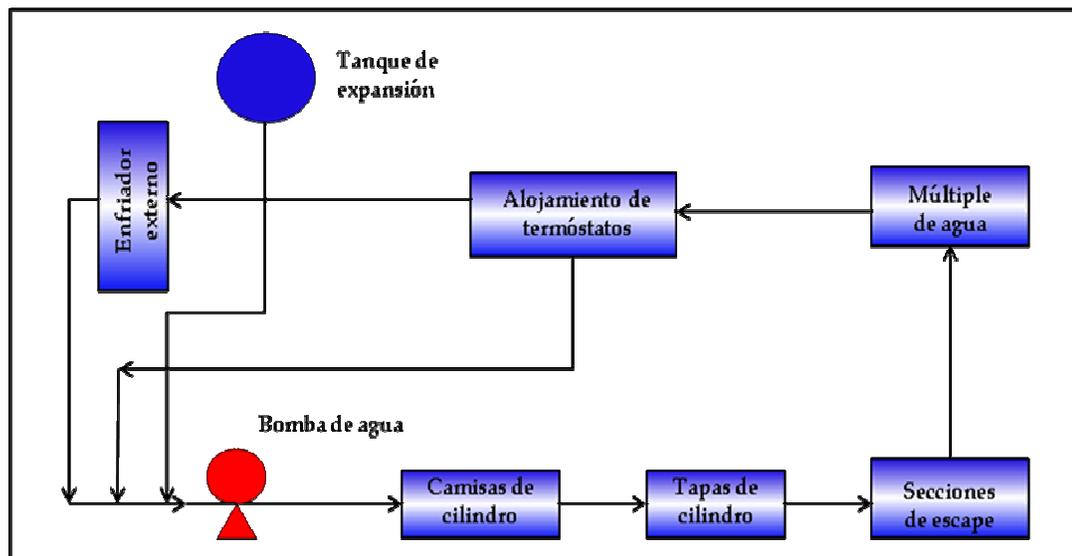


Figura 2. 4. Diagrama del circuito de refrigeración principal

Además cuenta con una tubería o conexión que entra a la bomba con el refrigerante que viene del sistema de enfriamiento externo, por lo tanto en la succión



de la bomba se tiene una mezcla del refrigerante que viene relativamente frío del enfriador externo o enfriador por aire y el refrigerante relativamente caliente desviado por los termostatos.

Se cuenta con una tubería que se conecta a la succión de la bomba, el cual tiene dos propósitos: el primero, es que se cuenta con una válvula que permite llenar y vaciar el tanque de refrigeración, y el segundo y más importante es lo que se llama una línea de balance o línea estática, la cual viene desde la parte inferior del tanque de expansión y permite mantener una presión positiva en la succión de la bomba. Esto es muy importante ya que previene que la bomba cavite y reduciría el caudal de refrigerante en el motor. También se cuenta con una línea de venteo en el tope de la caja de termostato las cuales ingresan en la parte inferior del tanque de expansión.

2.5.2 Circuito de refrigeración auxiliar

El circuito de refrigeración auxiliar es el segundo circuito del motor, en un sistema turbocargado la función principal de este circuito es mantener una temperatura adecuada del aire que entra a los múltiples de admisión.

La bomba del sistema de refrigeración auxiliar está accionada por una correa desde el cigüeñal, la descarga de la bomba se dirige hacia el inter-enfriador (intercooler) a través de una tubería que recorre parte del motor. La refrigeración de la válvula que controla la velocidad de los turbocargadores (Wastegate), está conectada en paralelo a este sistema, por consiguiente la Wastegate también es refrigerada por este sistema; desde la salida del inter-enfriador el refrigerante fluye por una línea hasta el enfriador de aceite, a la salida del intercambiador de calor de aceite existe una derivación para que el refrigerante fluya según sea el caso.



Si el refrigerante está relativamente frío, por ejemplo si el motor está recién encendido, pasa directamente hacia la válvula termostática, es decir, el refrigerante circula por el termóstato y se dirige hasta la succión de la bomba auxiliar. Por otra parte, si el refrigerante está relativamente caliente, se dirige hacia el intercambiador de calor externo (cooler) o enfriador por aire; una vez retirado calor el refrigerante regresa al circuito, ingresando en una conexión que es la entrada desde el enfriador por aire, de modo que circule por los termóstatos, saliendo y dirigiéndose hacia la succión de la bomba auxiliar, repitiéndose continuamente el ciclo.

En la figura 2.5, se muestra el recorrido del refrigerante del sistema auxiliar.

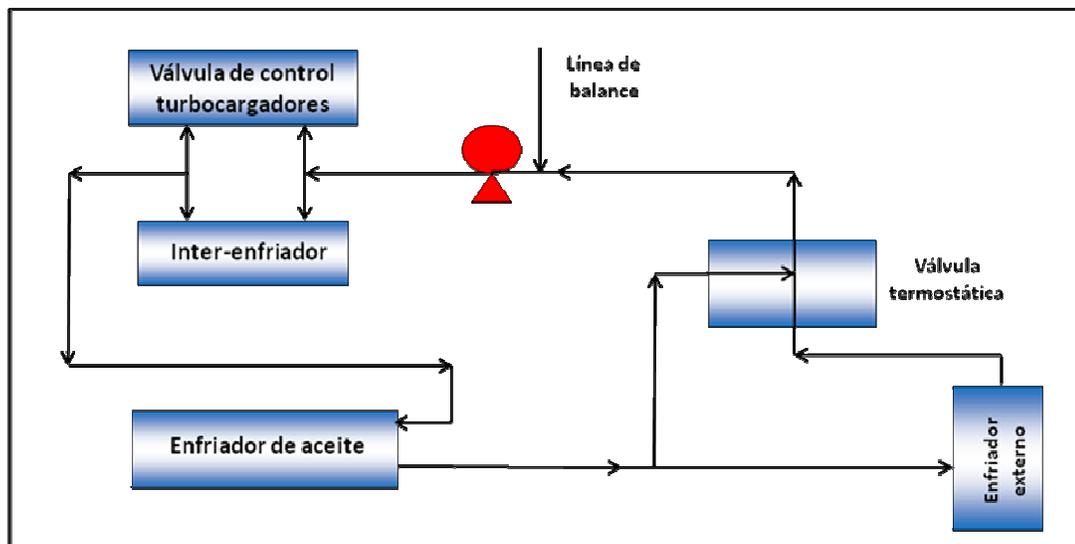


Figura 2. 5. Diagrama del circuito de refrigeración auxiliar

2.6 INTERCAMBIADOR DE CALOR

Un intercambiador de calor se define como un dispositivo o equipo en el cual se efectúa la transferencia de calor de un fluido a otro. Los intercambiadores de calor



son importantes y omnipresentes en la industria de los procesos químicos, ya que son instrumentos fundamentales para la conservación y transferencia de energía. La función básica de los intercambiadores de calor es la transferencia de energía térmica entre dos o más fluidos a diferentes temperaturas. El calor fluye, como resultado del gradiente de temperatura desde el fluido caliente hacia el frío; en los procesos industriales sus funciones típicas son: recuperación de calor (la corriente fría recupera parte del calor contenido en la corriente caliente, es decir, enfriamiento y calentamiento de las corrientes involucradas), evaporación y condensación.

2.6.1 Naturaleza del flujo de calor

Cuando dos objetos están a temperaturas diferentes se ponen en contacto térmico, el calor fluye desde el objeto de temperatura más elevada hacia el de temperatura más baja. El flujo neto se produce siempre en sentido de la temperatura decreciente. Los mecanismos por los que fluye el calor son tres: conducción, convección y radiación. La transmisión de calor puede ser sin cambio de fase o con cambio de fase ^[13].

2.7 ENFRIADORES DE AGUA REFRIGERADOS POR AIRE

El enfriador de agua refrigerado por aire o comúnmente llamado radiador es una unidad en la cual una corriente de proceso intercambia calor con agua o con aire sin que ocurra cambio de fase. Los enfriadores por aire consisten de uno o más ventiladores de flujo axial, velocidades relativamente bajas y diámetros grandes, que inducen al aire a fluir a través de un banco de tubos, generalmente con aletas. La configuración básica de una unidad es un banco de tubos aleteados montado sobre



una estructura de acero con una cámara de pleno y un anillo venturi, un motor y otros accesorios como persianas, caja del ventilador, alambrado e interruptores de vibración ^[14].



Figura 2. 6. Enfriadores por aire atmosférico

Cuando se considere la instalación de enfriadores de aire, se debería tomar en cuenta el efecto que puedan tener las pérdidas de calor de los equipos circundantes, en la temperatura de entrada del aire. La posición de los intercambiadores de calor enfriados por aire debe considerar los requisitos de gran espacio y la posible recirculación del aire caliente, debido a los vientos dominantes en la zona donde se instala el equipo ^[15].



La mayoría de los intercambiadores de enfriamiento por aire son instalados horizontalmente, sin embargo, en algunos casos se colocan en posición vertical por razones de espacio.

2.7.1 Secciones generales de los enfriadores por aire

Los enfriadores por aire se encuentran divididos en varias secciones, por las cuales circulan los diferentes fluidos que requieren del mismo para disminuir su temperatura.

En la figura 2.7, se muestra en la parte superior del enfriador la sección 1 y 2 que corresponden a la sección de agua principal y agua auxiliar respectivamente.

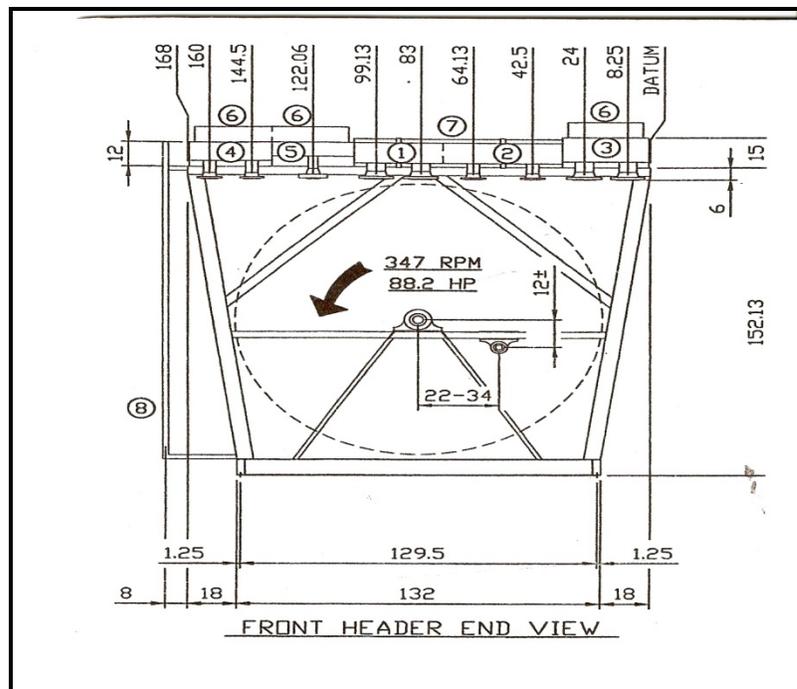


Figura 2. 7. Vista frontal de un enfriador por aire [Air-x-changers]



Igualmente se observa las secciones 3, 4 y 5, por las cuales circula el gas luego de ser comprimido en la primera, segunda y tercera etapa de compresión, respectivamente.

2.7.2 Intercambiadores de superficie extendida

En los tubos lisos, usualmente, la relación entre la superficie externa y la interna se encuentra en el rango de 1,1 a 1,5, dependiendo, por supuesto del diámetro y el espesor de la pared. Los tubos con una mayor relación de superficies, en rango de 3 a 40, se les conoce como tubos de superficie extendida. Los intercambiadores construidos con este tipo de tubos se les denominan intercambiadores de superficie extendida.

Los tubos de superficie extendida presentan aletas, normalmente transversales o longitudinales. Las aletas transversales son generalmente para diseños de flujo perpendicular a los tubos; este tipo de superficies se emplea cuando, debido a las propiedades de transferencia de calor de un fluido, existe una resistencia alta para el flujo de calor, mientras que las propiedades del otro fluido permiten una resistencia baja. El fluido con la resistencia alta al flujo de calor se pone en contacto con la superficie de las aletas.

Los serpentines de tubos aleteados se emplean para fluidos con características pobres para transmisión de calor, para proporcionar una mayor superficie para la misma configuración, a un costo reducido o cuando debe minimizarse el fenómeno de ensuciamiento. El tubo aleteado se emplea para materiales muy sensibles al calor, debido a una menor temperatura superficial para el mismo medio de calentamiento [15].



2.7.3 Haz de tubos

Los haces de tubos pueden ser fabricados tan anchos como 3,6 m y profundidades de 8 filas. Los haces estándar de tubos vienen disponibles en longitudes de 2,40; 3,05; 4,60; 6,10; 7,30; 10,40; y 12,20 metros. En general, mientras el tubo sea más largo y el número de filas de tubos mayor, el costo de la superficie, en base a unidad de área, es menor.

Las partes principales de los haces de tubos son los tubos con aletas y el cabezal. El cabezal en forma de tapón es el que se emplea con mayor frecuencia y consiste en una caja soldada.

Los haces de tubos se diseñan para que sean rígidos y autoportados, y se montan de manera tal que se extienden, de forma independiente, desde la estructura del soporte. El área frontal del haz de tubos se obtiene por el producto de su longitud por su ancho.

2.7.4 Tubos

Los tubos en los enfriadores de aire pueden contener aletas hasta de 16 mm (5/8 plg) de altura o sin aletas, dependiendo del servicio. Las aletas pueden ser forzadas sobre el tubo, incrustadas, revestidas en cortes canalizados de espirales o solamente revestidas alrededor del tubo.

Los tubos que se utilizan con mayor frecuencia para la construcción de intercambiadores refrigerados por aire son los de 25,4 mm (1 plg) de diámetro externo. La altura de las aletas varía entre 12,7 y 15,9 mm (0,5 y 0,625 plg); el



espaciamiento entre aletas varía entre 3,6 y 2,3 mm (7 y 11 plg lineal); mientras que el espaciamiento triangular de tubos varía entre 50,8 y 63,5 mm (2 y 2,5 plg).

La relación de la superficie extendida respecto a la superficie externa del tubo liso, varía entre 7 y 20. La longitud de los tubos puede variar y su dimensión llegar hasta 18,3 m (60 pie). Cuando la longitud de los tubos, excede los 12,2 m (40 pie) se suelen instalar tres ventiladores en cada sección ^[15].

Los extremos de los tubos se dejan desnudos para que permitan su inserción en orificios adecuados en los cabezales o paneles. Los cabezales del lado del tubo, las cubiertas del canal, los empaques, etc., permanecen accesibles para el mantenimiento y reemplazo.

2.7.5 Cabezales

La mayoría de las unidades de servicio usan el cabezal tipo tapón, el cual es un diseño de un recipiente usando tapones en un extremo de cada tubo, permitiendo así el acceso a cada hueco de tubo para limpiarlo y laminarlo.

2.7.6 Tiro forzado

La unidad de tiro forzado impulsa aire sobre la superficie de los tubos con aletas. Requiere menos potencia, sobre todo cuando la temperatura del aire excede los 30 °C (54 °F).

La figura 2.8 muestra el esquema de una unidad intercambiadora de calor enfriada por aire.

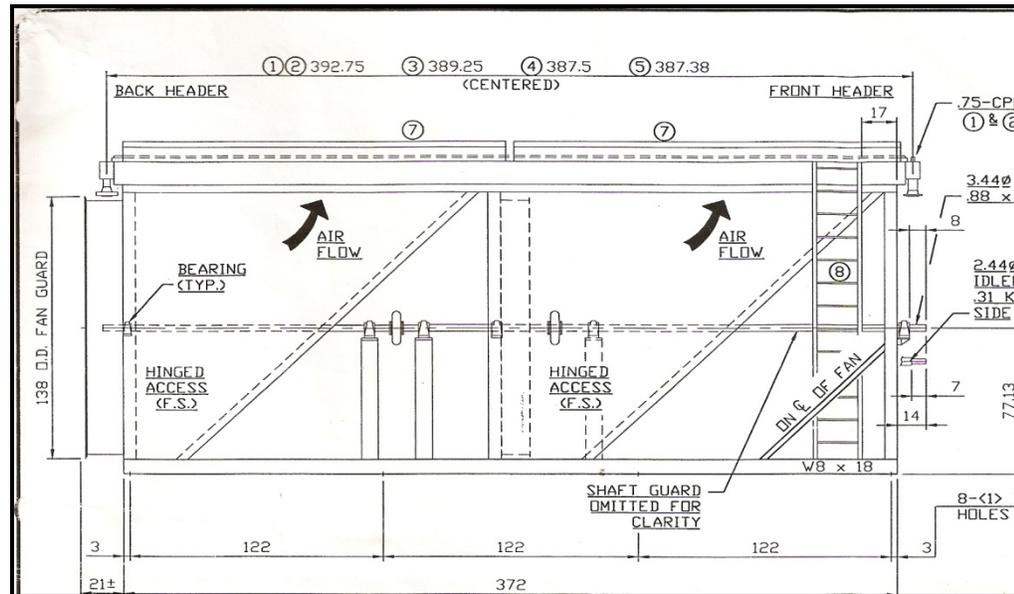


Figura 2. 8. Esquema de una unidad intercambiadora de calor enfriada por aire [Air-x-changers]

El diseño del tiro forzado ofrece un mejor acceso al ventilador para el mantenimiento en servicio y el ajuste de las aspas. El diseño proporciona también un ventilador y un montaje de banda en V, que no deben exponer a la corriente de aire caliente que sale de la unidad [15].

2.7.7 Ventiladores

Los ventiladores son utilizados en los intercambiadores de enfriamiento por aire para producir el flujo de aire necesario sobre la superficie exterior de los tubos, a fin de retirar calor del fluido caliente que pasa por el interior de un haz de tubos aleteados. Existen dos clasificaciones generales de ventiladores de aire: los de tiro forzado, donde el aire es empujado a través del haz del tubo, y los de tiro inducido, donde el aire es halado a través del haz.



Los ventiladores de flujo axial comprenden uno o varios impulsores con álabes. El flujo de aire a través del ventilador es prácticamente paralelo al eje del impulsor, son concebidos para bajas presiones y caudales grandes. El paso directo del aire a través del impulsor permite al ventilador ser mostrado directamente en conductos rectos. El sistema de conducción es más simple que el caso de los ventiladores centrífugos, de menor tamaño para el mismo efecto útil, ruidosos y con eficiencias alrededor de 80 %, son muy usados en aplicaciones industriales.

2.7.8 Orientación con respecto a la dirección del viento

Debido a que la recirculación del aire caliente puede reducir el rendimiento de los enfriadores de aire, se debe tener cuidado en la selección de la ubicación y orientación de los enfriadores de aire. Estos deben ser paralelamente alineados con la dirección predominante del viento.

Para minimizar la cantidad de aire caliente arrastrado dentro de las unidades ubicadas vientos abajo, éstas deben ser colocadas a elevaciones iguales o a una elevación decreciente. También, aquellas unidades con el requisito más frío en la temperatura de salida, deben colocarse vientos arriba, éstas generalmente son más susceptibles de ser afectadas por la recirculación de aire caliente, y usualmente emiten temperaturas de salida de aire más frías.

2.7.9 Efecto de la configuración de los tubos en la operación

La selección de la configuración de los tubos depende de los requerimientos de diseño, sin embargo, hay restricciones impuestas por la velocidad del fluido, ésta



debe ser lo suficientemente grande para evitar la deposición de partículas y limitar el ensuciamiento o formación de incrustaciones.

El número de filas es un factor que afecta el rendimiento térmico de la unidad. En la medida en que el número de filas se incrementa, el rendimiento térmico mejora, y en consecuencia se alcanzan menores temperaturas de salida del fluido. Sin embargo, la caída de presión en ambos lados del enfriador (aire y fluido enfriándose) es proporcional al número de filas. También hay una reducción en la diferencia de temperatura efectiva en la medida que se aumenta el número de filas, usualmente éste número se encuentra en un rango de 4 a 8 filas.

2.7.10 Temperatura del agua de enfriamiento

Las temperaturas de salida máximas permitidas para el agua de enfriamiento (determinadas por consideraciones de ensuciamiento), en enfriadores que no sean recipientes llenos de agua son las siguientes (Box Coolers):

- Agua Salada: 48 °C (120 °F).
- Agua Salobre: 51 °C (125 °F).
- Agua Dulce: 60 °C (140 °F).

En algunos casos, un enfriador puede diseñarse utilizando una gran cantidad de agua de enfriamiento con una temperatura de salida relativamente baja. Cuando este sea el caso, se debería tener presente la posibilidad de reutilizar esta agua en otros enfriadores, donde la temperatura de salida del agua sea igual a la máxima permitida [4].



2.8 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

La velocidad de transferencia de calor de un fluido a otro, a través de una pared de metal es proporcional al coeficiente global de transferencia de calor, el área de la pared y a la diferencia de temperatura entre el fluido caliente y el frío:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{efectiva} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

donde:

q = velocidad de transferencia de calor [Btu/h].

U_o = coeficiente global de transferencia de calor basado en la superficie externa del tubo [Btu/h.pie³°F].

A = área externa de la superficie del metal a través de la cual ocurre la transferencia de calor [pie²].

$\Delta T_{efectiva}$ = diferencia efectiva de temperaturas [°F].

Cuando se especifica un intercambiador de calor, el diseñador casi siempre conoce o puede calcular sin mucha dificultad los términos de Q y $\Delta T_{efectiva}$ para las condiciones de proceso dadas. Para obtener el valor apropiado del área de transferencia de calor requerida, se necesita evaluar solamente el coeficiente U_o .

El coeficiente global de transmisión de calor se relaciona con los coeficientes individuales de transmisión de calor de película y con las resistencias de las paredes y de los depósitos de suciedad ^[15].

Los diseños finales de los intercambiadores de calor se hacen sobre la base de cálculos de U_o , aunque es útil disponer de valores establecidos del coeficiente global de transferencia de calor para cambiadores de calor de tubo con aletas, aire



transversalmente a los tubos, los cuales están entre 25 y 55 $W/m^2 \cdot ^\circ C$ (5 a 10 $Btu/h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F$) [16]. El valor de U_0 viene determinado en muchos casos por sólo uno de los coeficientes de transferencia de calor por convección o de película.

2.9 FACTOR DE ENSUCIAMIENTO

Las resistencias a la transferencia de calor debidas al ensuciamiento son causadas por sedimentos, polímeros y otros depósitos que se forman en las paredes internas y externas de los tubos de los intercambiadores de calor. Los valores que se utilizan en el diseño toman en cuenta las resistencias que se esperan durante la operación normal del equipo y un tiempo de servicio razonable entre los períodos de limpieza.

Es importante considerar los siguientes criterios sobre ensuciamiento:

- El ensuciamiento no es usualmente severo por debajo de los 120 $^\circ C$ (250 $^\circ F$).
- La vaporización en un intercambiador de calor puede causar ensuciamiento severo debido a la concentración de depósitos en el líquido remanente hasta el punto de sobresaturación.
- Altas velocidades tienden a reducir el ensuciamiento. Esto se cumple especialmente en los casos de agua de enfriamiento que contiene sal, crudo con arena y gases con partículas.

Luego de un período de funcionamiento, las superficies de transferencia de calor en un intercambiador de calor se cubren con depósitos presentes en las corrientes, o las superficies pueden corroerse como resultado de la interacción entre los fluidos y el material del cual está fabricado el intercambiador de calor. Esta capa o depósito supone una resistencia adicional al flujo de calor. El efecto global se



representa mediante el factor de suciedad, el cual se incluye dentro de las otras resistencias térmicas para obtener así el coeficiente global de transferencia de calor [16].

2.10 DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA

La diferencia de temperaturas entre los dos fluidos empleados en el cambiador de calor varía de un punto a otro. La diferencia de temperatura media logarítmica (MLDT) puede calcularse mediante las temperaturas finales de las dos corrientes, siempre que sean válidas las siguientes hipótesis:

- El intercambiador opera en estado estacionario.
- El calor específico es constante para cada corriente de fluido.
- El coeficiente global de transmisión de calor permanece constante.
- Las pérdidas de calor se consideran constantes.

Para un flujo en contracorriente, la temperatura media logarítmica de temperatura se define como:

$$MLTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (\text{Ec. 2.2})$$

donde:

T_1 = temperatura del fluido caliente en la entrada al intercambiador de calor (°F).

T_2 = temperatura del fluido caliente a la salida del intercambiador de calor (°F).

t_1 = temperatura de entrada del fluido frío al intercambiador de calor (°F).



t_2 = temperatura de salida del fluido frío del intercambiador de calor ($^{\circ}\text{F}$).

2.10.1 Diferencia efectiva de temperatura

La diferencia de temperatura efectiva, entre los fluidos caliente y frío es la fuerza impulsora del mecanismo de transferencia de calor. Esta temperatura se calcula a partir de la diferencia de temperatura media logarítmica en contracorriente, la cual se corrige mediante factores, los cuales toman en consideración el arreglo de flujo que se vaya a utilizar.

La diferencia efectiva de temperatura, se define como una diferencia media de temperaturas apropiada al intercambiador de calor, la cual combina los términos MLTD y un factor de corrección **F**, que se evalúa mediante la combinación de dos factores: factor de eficiencia (**S**) y factor de rango (**R**), definidos como ^[14]:

$$S = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)} \quad (\text{Ec. 2.3})$$

$$R = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} \quad (\text{Ec.2.4})$$

Los distintos factores de corrección para los diferentes valores de **S** y **R**, se muestran en la figura D.1 del anexo D.

La ecuación que define la diferencia media de temperatura efectiva, es el producto entre la diferencia media de temperatura logarítmica y el factor de corrección, de la forma siguiente:



$$\Delta T_{efectiva} = F \cdot MLTD \quad (\text{Ec.2.5})$$

2.11 EFICIENCIA DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

La eficiencia de un intercambiador de calor se define como la razón de la cantidad de calor removido a un fluido y la máxima transferencia de calor posible. Expresándose como:

$$\text{Eficiencia } (\varepsilon) = \frac{\text{transferencia de calor real}}{\text{máxima transferencia de calor posible}} \quad (\text{Ec.2.6})$$

La transferencia de calor removida realmente al flujo se obtiene calculando la energía perdida por el fluido caliente o la energía absorbida por el fluido frío, de acuerdo a la primera ley de la termodinámica. Para determinar la máxima transferencia de calor posible se admite, en primer lugar, que este valor máximo se alcanzaría si uno de los fluidos experimentase una variación de temperatura igual a la diferencia máxima de temperaturas que se da en el intercambiador, es decir, la diferencia entre las temperaturas de entrada de los fluidos caliente y frío.

El fluido que podría experimentar esta diferencia máxima de temperatura sería aquel que tuviese el valor de capacidad térmica mínima ($C_{\text{mínimo}}$), puesto que la primera ley de la termodinámica exige que la energía recibida por uno de los fluidos sea igual a la cedida por el otro; si fuese el fluido con mayor capacidad térmica el que alcanzara la máxima diferencia de temperaturas, esto exigiría que el otro fluido experimentase una diferencia de temperaturas mayor que la máxima, siendo esto imposible.



El calor real involucrado en el proceso, puede expresarse de la siguiente manera [16].

Calor cedido por el fluido caliente:

$$q = m_h \cdot C_{p_h} \cdot (T_{h1} - T_{h2}) \quad (\text{Ec. 2.7})$$

donde:

m_h : flujo másico del fluido caliente [lb/s].

C_{p_h} : calor específico del fluido caliente [Btu/lb.°F].

T_{h1} : temperatura de entrada del fluido caliente al intercambiador de calor [°F].

T_{h2} : temperatura de salida del fluido caliente del intercambiador de calor [°F].

Calor absorbido por el fluido frío:

$$q = m_c \cdot C_{p_c} \cdot (T_{c2} - T_{c1}) \quad (\text{Ec. 2.8})$$

donde:

m_c : flujo másico del fluido frío [lb/s].

C_{p_c} : calor específico del fluido frío [Btu/lb.°F].

T_{c1} : temperatura de entrada del fluido frío al intercambiador de calor [°F].

T_{c2} : temperatura de salida del fluido frío del intercambiador de calor [°F].

Siendo la representación del flujo másico la siguiente:

$$\dot{m} = \rho \cdot q \quad (\text{Ec. 2.9})$$



donde:

\dot{m} : flujo másico del fluido [lb/s].

ρ : densidad del fluido [lb/pie³].

q : flujo volumétrico del fluido [pie³/s].

El fluido con la capacidad térmica mínima ($C_{\text{mínimo}}$) puede ser el fluido frío o el fluido caliente, dependiendo de los flujos másicos y calores específicos de los fluidos, de acuerdo con las siguientes expresiones:

Para el fluido caliente:

$$C_h = m_h \cdot Cp_h \quad (\text{Ec. 2.10})$$

Para el fluido frío:

$$C_c = m_c \cdot Cp_c \quad (\text{Ec. 2.11})$$

En el caso donde el valor de $C_{\text{mínimo}}$ pertenece al fluido caliente, la eficiencia del intercambiador de calor viene dada por la expresión:

$$\varepsilon_h = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{h1} - T_{c1}} \quad (\text{Ec.2.12})$$

Si por el contrario, el valor de $C_{\text{mínimo}}$ pertenece al fluido frío, entonces la eficiencia viene dada por la expresión:

$$\varepsilon_c = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}} \quad (\text{Ec. 2.13})$$



2.12 QUÍMICA DEL AGUA

El agua y sus impurezas son responsables de la corrosión de los metales y de la formación de depósitos sobre las superficies de transferencia térmica, lo que a su vez reduce la eficiencia y aumenta el gasto energético.

El agua, ingrediente común que está presente en los equipos de transferencia térmica tales como calderas, torres de enfriamiento y cambiadores térmicos contienen muchas impurezas. Estas impurezas hacen que el suministro de agua sea más o menos corrosivo y/o formador de incrustaciones ^[17].

2.12.1 Caracterización del agua

Para medir la calidad del agua, se utilizan las siguientes propiedades:

- Turbiedad.
- Dureza (sales de Ca y Mg expresadas como CaCO_3).
- Alcalinidad (expresado como CaCO_3).
- pH.
- Sílice.
- Sólidos disueltos.
- Sólidos suspendidos.
- Sólidos totales (disueltos más suspendidos).

Para efectos de clasificar la calidad del agua por dureza (como CaCO_3), o sólidos totales disueltos, se emplea la siguiente estructura ^[4]:



Tabla 2. 2. Clasificación del agua de acuerdo a su dureza ^[4]

<i>Dureza como CaCO₃</i>	<i>Parte por millón por peso (ppm)</i>
Suave	0-60
Moderadamente dura	61-120
Dura	121-180
Muy dura	180

Para el uso del agua en la refrigeración de motores, esta debe cumplir con niveles aceptables de ciertos parámetros, los cuales se presentan en la tabla 2.3.

Tabla 2. 3. Características mínimas del agua aceptable para el uso en sistemas de enfriamiento de motores ^[3]

<i>Características</i>	<i>Límites</i>	<i>Métodos de prueba ASTM¹</i>
<i>Cloruro (Cl), g/gal (ppm)</i>	<i>2,4 (40) máx.</i>	<i>D512b, D512d, D4327</i>
<i>Sulfato (SO₄), g/gal (ppm)</i>	<i>5,9 (100) máx.</i>	<i>D516b, D516d, D4327</i>
<i>Dureza total, g/gal (ppm)</i>	<i>10 (170) máx.</i>	<i>D1126b</i>
<i>Sólidos totales, g/gal (ppm)</i>	<i>20 (340) máx.</i>	<i>D1888a</i>
<i>pH</i>	<i>5,5-9,0</i>	<i>D1293</i>

¹ American Society for Testing and Materials

2.12.2 Gases disueltos

- **Oxígeno:** es uno de los gases de la atmósfera que contribuye aproximadamente un 20% del aire. El oxígeno es el factor básico en el proceso de corrosión y es, de hecho, uno de los elementos esenciales en el proceso de corrosión



metálica. El oxígeno disuelto en el agua es importante para el estudio de la corrosión y depósitos.

- **Dióxido de carbono:** está presente tanto en suministros de la superficie terrestre como subterráneos, los cuales absorben pequeñas cantidades de dióxido de carbono de la atmósfera. Grandes cantidades de CO_2 son absorbidas de la descomposición de la materia orgánica del agua. El CO_2 contribuye significativamente a la corrosión al acidificar el agua, esto incrementa la capacidad para disolver metales y el mismo forma el ácido carbónico al disolverse en el agua, como sigue:



- **Óxidos de azufre:** los gases óxidos de azufre están presentes en la atmósfera como resultado del óxido de azufre absorbido de la atmósfera, en la que están presentes como elementos polucionantes resultado de la combustión de combustibles que contienen azufre, como el carbón y el fuel oil. También cuando se disuelven en agua, los óxidos de azufre forman ácidos que crean atmósfera corrosiva.

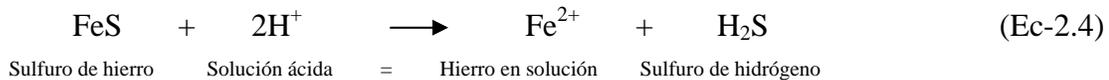


- **Óxidos de nitrógeno:** los óxidos de nitrógeno están también presentes en la atmósfera tanto naturalmente como de los polucionantes creados por los procesos de combustión. Estos, también forman ácidos cuando son absorbidos por el agua y contribuyen al proceso de corrosión.





- **Sulfuro de hidrógeno:** este gas proviene de la descomposición de materia orgánica y de depósitos de azufre. El sulfuro de hidrógeno se forma cuando el agua ácida reacciona con los sulfuros minerales como la pirita, como sigue:



El sulfuro de hidrógeno reacciona con el agua para formar ácido hidrosulfúrico, una solución ligeramente ácida.

2.12.3 Minerales disueltos

- **Alcalinidad:** es la cantidad de minerales alcalinos CaCO_3 terrestres disueltos, expresada como carbonato y/o bicarbonato $\text{Ca}(\text{CO}_3\text{H})_2$ cálcico. Es el carbonato y bicarbonato medidos y calculados como CaCO_3 , ya que es el mineral primario de la tierra que contribuye a la alcalinidad. Todas las aguas contienen algún grado de alcalinidad y contribuye a la formación de costra porque su presencia induce la deposición de de carbonato cálcico o costra alcalina.

- **Valor de pH:** la calidad de alcalinidad o medida de la dureza relativa de acidez o alcalinidad del agua; es el valor de pH, un valor calculado por la concentración del ión hidrógeno en agua. La escala de pH va de 0 a 14, siendo 7 el valor de pH neutro (equilibrio entre acides y alcalinidad).

Cuando el pH decrece hasta cero, la alcalinidad decrece y la acidez se incrementa. Cuando el pH aumenta hasta 14, la alcalinidad aumenta y la acidez disminuye, como se observa en la figura 2.9.

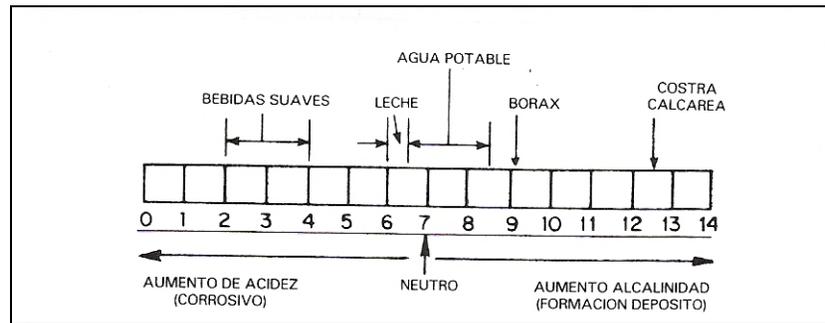


Figura 2. 9. Escala de pH ^[16]

- **Dureza:** es el contenido total de calcio, magnesio, hierro y trazas o indicios de otros elementos metálicos en el agua que contribuyen la dureza total del agua. La dureza se calcula también como contenido de carbonato cálcico porque es el principal contribuyente a la dureza, ésta causa depósitos de cal o incrustaciones en los equipos.

- **Sílice:** la sílice es arena disuelta o roca silíceas tal como el cuarzo a través del cual fluye el agua. La sílice es la causa de muy duros y tenaces depósitos que pueden formarse en los equipos intercambiadores térmicos. Está presente disuelta en el agua como silicato o en suspensión en muy finas partículas, invisible en forma de sílice coloidal ^[17].

- **Hierro, manganeso y aluminio:** son elementos metálicos disueltos o en suspensión, presentes en los suministros de agua en cantidades variables. Su presencia contribuye a un sabor metálico y forman depósitos. Estos metales solubles, cuando reaccionan con el oxígeno en el agua expuesta a la atmósfera forman óxidos que precipitan y producen turbiedad o agua rojiza.

- **Cloruros:** los cloruros son la suma total de sales de cloro disueltas a saber, cloruros de sodio, potasio, calcio y magnesio presentes en el agua. El cloruro sódico,



que es sal común, y el cloruro cálcico son los más comunes de los cloruros que se encuentran en el agua. Los cloruros no contribuyen normalmente a formar depósitos porque son muy solubles, sin embargo, los cloruros son corrosivos y causan una excesiva corrosión cuando se presentan en grandes proporciones.

- **Sulfatos:** son las sales disueltas en el agua de sodio, potasio, calcio y magnesio. Están presentes en el agua debido a la disolución de rocas sulfatadas como el yeso. El sulfato cálcico y magnésico depositado es muy duro y difícil de remover e interfiere grandemente en la transferencia de calor.

- **Sólidos totales disueltos (STD):** los sólidos totales disueltos que figuran en los análisis de agua, son la suma de minerales disueltos incluyendo carbonatos, cloruros, sulfatos y todos los demás minerales presentes. Los sólidos disueltos contribuyen a las dos cosas, corrosión y formación de depósitos o costra en el equipo de transferencia térmica.

- **Materia en suspensión:** las materias suspendidas son sustancias orgánicas e inorgánicas finamente divididas que se hallan en el agua. Puede ser cal y organismos microscópicos que están dispersos a través del agua, dando una apariencia de turbiedad. La medida de la materia en suspensión es la turbidez y se determina por la intensidad de luz que atraviesa la materia suspendida en el agua.

2.13 TRATAMIENTO QUÍMICO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO

Comúnmente, en los sistemas de enfriamiento existe gran cantidad de sólidos suspendidos y disueltos, la concentración de estos sólidos hace que se precipiten y



puedan llevar a grados de concentración inaceptables. Además una variedad de microorganismos son introducidos a través del aire usado para el enfriamiento o a través del agua de reposición y también ciertas impurezas. De no controlarse dichos agentes pueden causar corrosión, formación de lodos o contaminación biológica ^[18].

Los principales objetivos de un tratamiento químico del agua de enfriamiento son minimizar: la corrosión, las incrustaciones, los depósitos o ensuciamiento y el crecimiento microbiológico.

2.13.1 Corrosión

La corrosión es el proceso por el cual un metal a través de la reacción con su medio ambiente cambia su condición de metal para pasar a su correspondiente óxido de otra combinación estable. Usualmente, por medio de la corrosión, el metal vuelve a su estado natural de mineral. En el caso del hierro, este se disuelve gradualmente por el agua y se oxida por el oxígeno disuelto en ella, formando el producto de la oxidación, que es el óxido de hierro, comúnmente llamado óxido de hierro.

Este proceso tiene lugar muy rápidamente en los equipos de transferencia térmica por la acción del calor, gases corrosivos y minerales disueltos en el agua, que estimulan el proceso de corrosión ^[17].

2.13.1.1 Tipos de corrosión

Las formas más comunes de corrosión halladas en equipos de transferencia térmica son:



- **Corrosión general:** la corrosión general se encuentra en varias formas en el equipo de transferencia de calor. En un condensador de agua o circuito de fase de enfriamiento, puede notarse como un deterioro general de la superficie metálica con una acumulación de óxido y productos de corrosión en la tubería y cajas de agua. La corrosión en general tiene lugar cuando el proceso se desarrolla sobre la superficie completa del metal.

- **Picado oxidante (pitting):** este es el segundo tipo de corrosión frecuentemente encontrado en equipos de transferencia térmica, que se caracteriza por una profunda penetración del metal en una pequeña área de la superficie con un no aparente ataque sobre la superficie total.

- **Corrosión galvánica:** la corrosión puede ocurrir cuando distintos metales entran en contacto uno con otro en presencia de agua. Cuando esto sucede, se genera una corriente eléctrica similar a la de una batería acumuladora.

- **Corrosión por célula de concentración:** es una forma de corrosión por picaduras que es un tipo localizado de corrosión más que un ataque uniforme. Se conoce frecuentemente como depósito de corrosión o corrosión por grietas, ya que ocurre bajo depósitos o grietas de una junta metálica. Los depósitos de materia extraña, suciedad, materia orgánica, productos de corrosión, costras o cualquier sustancia sobre una superficie metálica puede iniciar una reacción de corrosión como resultado de diferencias en el entorno de la superficie metálica ^[17].

- **Corrosión por tensiones:** es una combinación de exposición del metal a un ambiente corrosivo y aplicación de tensiones al metal. Este se ve frecuentemente en condensadores de tubos y calderas de tubos.



- **Erosión-corrosión:** es el gradual desgaste de una superficie metálica por ambas, corrosión y abrasión, se llama también corrosión incidente. El agua moviéndose rápidamente por los tubos puede contener burbujas de aire arrastradas y materia en suspensión, arena y otras partículas duras. Estas partículas abrasivas remueven los films protectores naturales presentes en la superficie del metal y producen corrosión general del metal expuesto.

- **Estriado o rebaje por condensación:** es un fenómeno de corrosión particular de la línea de condensado de vapor en equipos de calefacción y aire acondicionado. Se encuentra en turbinas de condensado de vapor sobre todo tipo de equipos, cambiadores de calor, condensadores de turbinas de vapor, unidades de calentamiento, condensadores de absorción, radiadores o cualquier tipo de unidad que utilice vapor como medio de transferencia de calor. La causa primaria del estriado por el condensado es el dióxido de carbono.

2.13.1.2 Factores que afectan la corrosión

Los factores que favorecen la corrosión son del tipo químico y físicos.

Factores químicos:

1. pH: bajos favorecen la corrosión; entre 7,5 – 9 reducen la corrosión natural del agua de recirculación.
2. Sales disueltas: cloruros, sulfatos, carbonatos.
3. Gases disueltos: CO₂, oxígeno, H₂, H₂S, Cl₂.
4. Sólidos suspendidos: sucio, arena, masas microbiológicas.



Factores físicos:

Temperatura del agua, velocidad del aire, material de construcción, transferencia de calor.

2.13.1.3 Tratamiento químico para controlar la corrosión

- Es necesario controlar el pH del agua a valores que impidan la corrosión, por ejemplo elevar el pH entre 7,5 – 9 se reduce la corrosión, pero el agua se torna muy básica propiciando la formación de carbonato de calcio.
- Se añaden compuestos órgano – fosforado para prevenir la formación de carbonato de calcio: fosfonatos, ésteres de fosfatos, polifosfatos.
- Se completa el tratamiento con inhibidores de corrosión tipo catódico: zinc, cromo o la combinación de ellos.
- Los inhibidores proporcionan una capa protectora sobre el metal a fin de impedir la corrosión ^[18].

2.13.2 Incrustaciones

Es la formación de sedimentos o sólidos asentados que se fijan en algún punto del sistema. Las incrustaciones se forman a partir de los sólidos disueltos que debido a cambios en las condiciones de pH, temperatura, concentración precipitan formando incrustaciones. Entre las más comunes se tienen: carbonato de calcio (CaCO_3), sulfato de calcio (CaSO_4), óxido de hierro (Fe_2O_3), fosfato de calcio ($\text{Ca}_3(\text{PO}_4)_2$), escamas por sílice.



2.13.2.1 Factores que aumentan la formación de incrustaciones

- pH: la mayoría de las sales presentes en el agua disminuyen su solubilidad cuando el pH aumenta, por lo tanto se incrementa la formación de incrustación. Entre las sales más comunes encontradas en un sistema de enfriamiento se tienen: carbonato de calcio, hidróxido de zinc, óxido de hierro, silicato de magnesio, fosfato de calcio y fosfato de zinc.

- Temperatura: muchas sales disueltas disminuyen su solubilidad cuando la temperatura aumenta, por ejemplo: carbonato de calcio, sulfato de calcio y otros.

- Concentración: cuando la cantidad de sal disuelta en el agua sobrepasa su punto de saturación (sobresaturación) ocurre la formación de incrustación. A mayor contenido de sólidos mayor es la tendencia a formar incrustaciones.

- Sólidos suspendidos: a mayor contenido de sólidos suspendidos mayor es la formación de incrustaciones, porque se incrementan los sitios de nucleación (formación de núcleos o semillas).

2.13.2.2 Incrustaciones más comunes

- Carbonato de calcio (CaCO_3).
- Sulfato de calcio (CaSO_4).
- Óxido de hierro (Fe_2O_3).
- Fosfato de calcio ($\text{Ca}_3(\text{PO}_4)_2$).
- Escamas de sílice.



2.13.2.3 Problemas causados por las incrustaciones

Las incrustaciones causan serios problemas en el funcionamiento de los sistemas de enfriamiento, tales como:

- Reduce la transferencia de calor.
- Menos capacidad de enfriamiento.
- Restricciones del flujo de agua.
- Obstrucción de difusores, bombas, etc.
- Aumentan los costos de operación.

2.13.2.4 Tratamiento químico para controlar las incrustaciones

Los inhibidores de incrustaciones más usados son: fosfatos inorgánicos, fosfatos orgánicos o fosfonatos, polímeros orgánicos (derivados del ácido acrílico), entre otros. El tratamiento químico permitirá elevar los límites de solubilidad para que no ocurran precipitaciones. Para asegurar un apropiado tratamiento de inhibición de incrustaciones se debe mantener un buen control de purgas.

2.13.3 Depósitos o ensuciamiento

Es la precipitación de materiales que no forman incrustaciones. Son depósitos originados por materiales suspendidos en el agua. Los materiales que frecuentemente forman depósitos son: hierro, lodo, materia orgánica; precipitación de sales debido a un mal control; sólidos suspendidos producto de la corrosión; contaminación del proceso, crecimiento microbiológico; contaminación del aire, etc ^[18].



El ensuciamiento tiene efectos negativos sobre la eficiencia de un sistema de enfriamiento debido a que influye sobre los siguientes aspectos:

- Incrementa la actividad microbiana.
- Induce a la corrosión ya que impide la formación de la película inhibidora.
- Reduce la transferencia de calor.

Los factores que influyen la velocidad de deposición son: características del agua de reposición, velocidad del agua, temperatura del agua, actividad microbiana y control adecuado de la corrosión y las incrustaciones.

2.13.3.1 Tratamiento para controlar los depósitos o ensuciamiento

Para mantener controlado el ensuciamiento o depósito en un sistema de enfriamiento, ya que estos afectan negativamente el funcionamiento, existen dos tipos de control a estos problemas: de tipo mecánico y químico.

Tipo mecánico:

- Incrementar la velocidad del agua.
- Acondicionar el agua de reposición (pretratamiento).
- Realizar filtración lateral en la torre a la corriente de aire.
- Realizar programas periódicos de limpieza.
- Incrementar las purgas de agua

Tipo químico:

- Mejorar el control de pH.
- Mejorar el control biológico.



- Mejorar el control de la corrosión e incrustaciones.
- Utilizar productos químicos, como: dispersantes orgánicos, agentes secuestrantes, agentes secuestrantes – dispersantes y biodispersantes.

2.13.4 Crecimiento microbiológico

Los sistemas de enfriamiento de recirculación son medios favorables para crecimiento microbiológico, lo que contribuye a la formación de depósitos, ensuciamiento y corrosión del sistema. Los principales microorganismos que crecen en un sistema de enfriamiento son: algas, hongos y bacterias.

Existen nutrientes de los microorganismos tales como: aceites, amoníaco, grasas que se encuentran en el sistema. Los principales problemas causados por el crecimiento microbiológico son: reducción de la transferencia de calor, taponamiento de las tuberías, promueven la corrosión, incrementa los costos de operación, entre otros.

Factores que influyen en el crecimiento microbiológico:

- pH: los sistemas de enfriamiento de recirculación se encuentran en el lado alcalino, es decir, entre 7 y 9,5. Las levaduras y mohos crecen en pH de 3 a 4, las bacterias y hongos en pH de 5 a 10.
- Temperatura: el valor óptimo de crecimiento para la mayoría de los microorganismos es de 38 °C, temperatura muy común en los sistemas de enfriamiento, para las bacterias la temperatura óptima oscila entre 34 °C y 37 °C y para los hongos entre 25 °C y 34 °C.



- Requerimiento de nutrientes: todos los microorganismos requieren de una fuente de energía: las algas requieren luz solar. Los nutrientes más requeridos son: nitrógeno, CO₂, carbono de fuentes orgánicas, compuestos nitrogenados inorgánicos y orgánicos, azufre, fosfato y minerales tales como: sodio, potasio, zinc, cobre, etc.

2.13.4.1 Tratamiento químico para el control microbiológico

El control microbiológico en un sistema de enfriamiento se realiza mediante el uso de biocidas, que son productos químicos que se utilizan para matar a los microorganismos. La utilización del cloro (líquido o gaseoso) como biocida es más conocida. Este producto se alterna con biocidas comerciales para ser más efectivo el tratamiento. La dosificación de estos biocidas es preferiblemente por choque, aunque también se puede dosificar en forma continua ^[18].

2.14 ÍNDICES DE ESTABILIDAD

Uno de los principales problemas en un sistema de enfriamiento es la formación de incrustaciones de carbonato de calcio. Se han establecido métodos para predecir la formación de estas sales, basados en el equilibrio termodinámico del ácido carbónico, la alcalinidad, la temperatura y los sólidos disueltos. Estos métodos son los índices de estabilidad de Langelier y el de Ryznar ^[18].

$$\text{Índice de Langelier (IL)} = \text{pH} - \text{pH}_s \quad (\text{Ec. 2.14})$$

donde:

pH = pH del agua.



pH_s = pH de saturación.

$$\text{Índice de Ryznar (IR)} = 2\text{pH}_s - \text{pH} \quad (\text{Ec. 2.15})$$

$$\text{pH}_s = A + B - \log [\text{Ca}^+] - \log [\text{A}_T] \quad (\text{Ec. 2.16})$$

A y B = constantes relacionadas con la temperatura y el contenido de sólidos disueltos, sus valores se encuentran en las tablas A.1 y A.2 del anexo A.

[Ca⁺] = concentración de dureza cálcica, como CaCO₃.

[A_T] = concentración de alcalinidad total, como CaCO₃.

Estos índices indican la tendencia del carbonato de calcio al depositarse y si se trata de un agua corrosiva o no corrosiva. Es deseable calcular ambos: Langelier y Ryznar a fin de predecir adecuadamente la tendencia del agua a la incrustación o corrosión ^[19].

Cuando IL es cero el agua está en equilibrio con sólidos de CaCO₃ a una determinada temperatura. Si es positivo, el agua está sobresaturada con CaCO₃ y puede depositarse una capa en el sistema. Si IL es negativo el agua disolverá CaCO₃ y puede ser corrosiva. Cuando IR tiene un valor entre 6 ó 7 indica un agua balanceada. Valores menores de 6 está en el área de incrustación, valores sobre 8 indica tendencia corrosiva.

Como la solubilidad del carbonato de calcio depende de la temperatura, entonces, el agua en un sistema de enfriamiento, tiene diferentes índices para cada temperatura encontrada.



2.15 SIMULACIÓN PROCESOS

Para llevar a cabo el diseño de una planta, el análisis de su operación, y la búsqueda de opciones para mejoras o su modificación, se requiere de la formulación y la resolución de modelos matemáticos que reflejen el comportamiento de la misma o una parte de ella. Este proceso es conocido como simulación.

Los simuladores de procesos son herramientas de cálculo para la realización de diversas aplicaciones en el campo de la ingeniería ^[18]. Estos permiten realizar una evaluación confiable de diversos procesos, proporcionando información útil para el diseño conceptual y básico.

También, con el uso de los simuladores es posible analizar y optimizar la secuencia operacional de los elementos que componen un proceso (diagramas de flujo), localizar restricciones (cuellos de botella) y predecir el comportamiento de plantas existentes sometidas a diversas condiciones de operación, proporcionando suficiente información para la planificación de una mejor operación.

Se puede decir que un simulador es un programa que predice el comportamiento de un proceso a partir de un modelo adecuado previamente analizado, que incluye: ecuaciones de transferencia de calor, sistema termodinámico adecuado, modelos de propiedades de transporte y de las características de construcción del mismo.

La exactitud con el cual el programa produce los resultados dependerá básicamente de la fidelidad de los modelos matemáticos y sus limitaciones teóricas, los métodos numéricos y la confiabilidad de los valores de las variables de entrada ^[20].



2.15.1 Hysys de Aspentech

El simulador de procesos utilizado en Hanover Venezuela, C.A. es Hysys de AspenTech. Hysys permite crear modelos rigurosos en estado estacionario y dinámico para el diseño de plantas, resolución de problemas y mejoras operacionales. En este programa se puede fácilmente manipular variables de proceso y la topología de las operaciones unitarias ^[21].

Los pasos para crear un caso de simulación en Hysys se presentan en la figura 2.10.

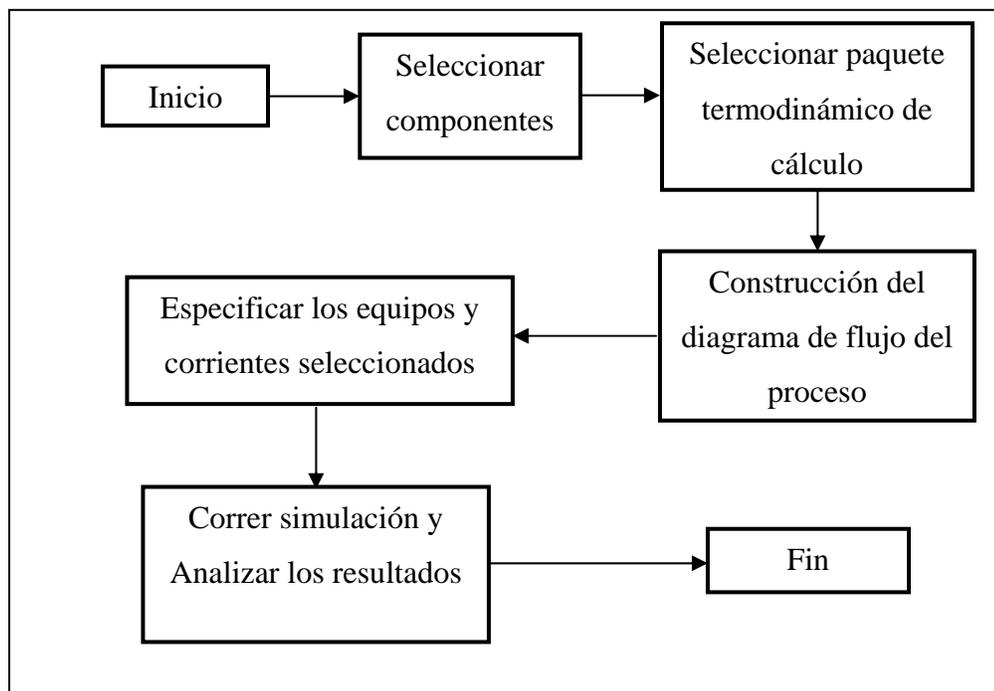


Figura 2. 10. Diagrama del procedimiento a seguir para crear un caso con Hysys

CAPÍTULO 3: DESARROLLO DEL PROYECTO

En el presente capítulo, se muestran cada una de las etapas por medio de las cuales se desarrolló el trabajo de grado, de forma detallada y progresiva; se presenta la información más relevante del proceso y las variables requeridas para la realización de los análisis, con la finalidad de cumplir y alcanzar los objetivos planteados.

3.1 CARACTERIZACIÓN DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO DE LAS UNIDADES MOTOCOMPRESORAS

En esta etapa se determinó la influencia de las características fisicoquímicas del agua de enfriamiento en el funcionamiento del sistema de enfriamiento de las unidades motocompresoras en estudio.

Mediante una visita a la planta se procedió a tomar tres muestras representativas de agua, cada una de 400 ml, una en el tanque de almacenamiento del agua que alimenta a los motocompresores, y las siguientes en los dos motocompresores estudiados, para así ser comparados dichos resultados con las características mínimas aceptables para aguas empleadas en sistemas de enfriamiento de motores (tabla 2.3). La primera muestra se tomó del tanque de almacenamiento de agua, el cual sólo alimenta a los motocompresores M-1 y M-2; esta agua es suministrada por un camión cisterna perteneciente a una empresa que presta el servicio de agua a la planta (anexo F).

La siguiente muestra de agua fue tomada del motor de la unidad motocompresora M-1, a través de una válvula de alivio que posee el equipo, la cual permite recuperar



agua del sistema auxiliar a la salida del proceso o entrada al enfriador y agua del sistema principal a la entrada al motor, siendo ésta última la tomada para el análisis, la cual se obtuvo manteniendo cerrada la llave de paso del sistema auxiliar y abriendo la llave a la entrada del motor.

La tercera muestra tomada se obtuvo de la unidad M-2, a través de una válvula de alivio que se encuentra ubicada a la salida del intercambiador de calor tubo y coraza y dispuesta para extraer agua a la salida del motor y el agua a la salida del enfriador, la cual entra nuevamente al motor; en este caso se cerró la llave de paso del agua que sale del mismo y se abrió la llave de paso del agua que sale del motor para tomar la muestra antes mencionada en la válvula de alivio (figura 3.1).



Figura 3. 1. Llaves de alivio de las unidades motocompresoras M-1 y M-2 respectivamente, de donde fueron recolectadas las muestras de agua

Una vez recolectadas las muestras, las mismas se enviaron al laboratorio de la empresa NALCO, donde se solicitó el análisis fisicoquímico del agua.



Con dicho estudio se obtuvo, la alcalinidad parcial y total, cantidad de cloruros, hierro, sólidos disueltos, suspendidos y totales, dureza cálcica, magnésica y total y pH de cada una de las muestras.

Con los resultados obtenidos se logró determinar la tendencia del agua (incrustante o corrosiva) para cada caso; a través del cálculo de los índices de estabilidad de Langelier y Ryznar.

En la figura 3.2 se muestran las tres muestras de agua recolectadas.



Figura 3. 2. Muestras de agua recolectadas para la realización del análisis fisicoquímico



En la tabla 3.1 se muestra la norma correspondiente a cada una de las pruebas realizadas al agua de enfriamiento, mencionadas anteriormente.

Tabla 3. 1. Normas que rigen las pruebas realizadas al agua de enfriamiento de las unidades motocompresoras

<i>Fluido</i>	<i>Prueba</i>	<i>Norma que rige</i>
<i>Agua</i>	<i>pH</i>	ASTM-4500-HB
	<i>Hierro total</i>	ASTM-3500-Fe D
	<i>Cloruros</i>	ASTM-24500-CI-B
	<i>Dureza total</i>	ASTM-2340-B-C
	<i>Dureza cálcica</i>	ASTM-2340-B-C
	<i>Dureza magnésica</i>	ASTM-2340-B-C
	<i>Alcalinidad parcial</i>	ASTM-2320-A-B
	<i>Alcalinidad total</i>	ASTM-2320-A-B
	<i>Sólidos disueltos</i>	ASTM-2540-D
	<i>Sólidos suspendidos</i>	ASTM-2540-D

Debido a que la mayoría de los problemas que presentan los sistemas de enfriamiento están asociados a las incrustaciones de carbonato de calcio y a la corrosión, se hizo necesario el cálculo de los índices de estabilidad tanto para el agua del tanque de almacenamiento como para el agua de operación con que trabajan las unidades M-1 y M-2, como medida de la predicción de dicha formación y de la tendencia corrosiva del agua.

Para ello, se utilizaron las ecuaciones 2.13, 2.14 y 2.15, empleando los datos de las tablas 4.1, A.1 y A.2 (anexo A). Los respectivos cálculos se muestran en detalle en la muestra de cálculo al final del presente capítulo.



La tabla 3.2 se muestra los índices de estabilidad y su respectiva tendencia (corrosiva o incrustante).

Tabla 3. 2. Índices de Langelier (IL), índices de Ryznar (IR) y sus tendencias

<i>IL</i>	<i>IR</i>	<i>Tendencia del agua</i>
2	<4	<i>Severa formación de depósitos. Agua no corrosiva.</i>
0,5	5 a 6	<i>Ligeramente incrustante. Medianamente corrosiva.</i>
0,0	6 a 6,5	<i>Agua en equilibrio.</i>
-0,5	6,5 a 7	<i>No incrustante. Ligeramente corrosiva.</i>
<	>8	<i>Extremadamente corrosiva.</i>

En la tabla 3.3 se muestra la clasificación del agua de acuerdo con la concentración de dureza, respectivamente.

Tabla 3. 3. Clasificación del agua de acuerdo a la concentración de dureza

<i>Sólidos Disueltos</i>	<i>Clasificación</i>
< 50	<i>Blanda</i>
50 – 100	<i>Ligeramente dura</i>
101 – 200	<i>Moderadamente dura</i>
> 200	<i>Dura</i>
> 2000	<i>Muy dura</i>



3.2 ESTABLECIMIENTO DE LOS PARÁMETROS OPERACIONALES ACTUALES RELACIONADOS CON EL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE AGUA DE LAS UNIDADES MOTOCOMPRESORAS

En la presente etapa del proyecto se obtuvo toda la información sobre las unidades motocompresoras, sus componentes, sus parámetros operacionales y sistemas principales, especialmente el sistema de enfriamiento y las variables operacionales involucradas con el mismo, además de obtener los parámetros de diseño de las unidades M-1 y M-2.

3.2.1 Medición de los parámetros de operación

- Temperaturas del sistema principal (agua del motor) y auxiliar: los valores de estas temperaturas se obtuvieron directamente en el panel de control ALTRONIC con que cuenta cada unidad (tabla 3.4).

- Temperaturas de entrada y salida del enfriador por aire: estas temperaturas del sistema se midieron a través de un termómetro digital infrarrojo en puntos estratégicos de las secciones que se requerían, como lo son las temperaturas de agua principal y auxiliar en la entrada y salida del enfriador por aire (tabla 3.5).

- Temperatura del aire: la temperatura del aire en las diferentes secciones se midieron por medio de un termómetro de mercurio colocado en la succión del ventilador y en la salida de aire a través del haz de tubos, específicamente en la sección de agua principal (agua del motor) y de agua auxiliar (tabla 3.5).



- Presiones de agua y velocidad del motor tanto para el agua auxiliar como principal, son leídos directamente en panel de control de las unidades (tabla 3.4).
- Presiones de agua en la entrada y salida del enfriador por aire: son leídas del panel de control de cada unidad (tabla 3.5).
- Flujo volumétrico del agua: los motores de la planta compresora no cuentan con ningún dispositivo que permita conocer el caudal real de agua que utilizan las unidades para su operación. Por lo tanto, de las válvulas de alivio utilizadas para la recolección de la muestras de agua se hicieron medidas de volúmenes con respecto al tiempo, obteniéndose así el caudal promedio de cada sistema, los cuales se encuentran en la tabla 3.5.

La tabla 3.4 muestra los datos operacionales de los motocompresores, obtenidos del panel de control.

Tabla 3. 4. Datos operacionales de los motocompresores M-1 y M-2

<i>Parámetro</i>	<i>Unidad M-1</i>	<i>Unidad M-2</i>
<i>Temperatura de agua del motor (°C)</i>	84,17	83,33
<i>Temperatura de agua auxiliar (°C)</i>	55,83	54,44
<i>Presión de agua del motor (atm)</i>	3,25	2,05
<i>Presión de agua auxiliar (atm)</i>	2,85	3,38
<i>Velocidad del motor (rpm)</i>	929	938

Estos datos son una medida promedio de los datos reales obtenidos en diferentes períodos de tiempo, lo cual es una muestra representativa del comportamiento real de los motores.



Los datos operacionales del enfriador por aire se obtuvieron con las medidas arrojadas por los instrumentos de medida mencionados anteriormente, los cuales se muestran en la tabla 3.5.

Tabla 3. 5. Datos operacionales actuales de los enfriadores por aire de las unidades motocompresoras M-1 y M-2

<i>Parámetro</i>	<i>Unidad M-1</i>	<i>Unidad M-2</i>
<i>Temperatura de entrada agua principal (°C)</i>	83,89 (183,5 °F)	83,00 (181,4°F)
<i>Temperatura de salida agua principal (°C)</i>	72,22 (162 °F)	72,77(163 °F)
<i>Temperatura de entrada agua auxiliar (°C)</i>	58,89 (138 °F)	53,33 (128 °F)
<i>Temperatura de salida agua auxiliar (°C)</i>	49,06 (120,3 °F)	45,56 (114 °F)
<i>Presión de entrada agua principal (atm)</i>	3,19	1,99
<i>Presión de salida agua principal (atm)</i>	2,50	1,37
<i>Presión de entrada agua auxiliar (atm)</i>	2,79	3,28
<i>Presión de salida agua auxiliar (atm)</i>	2,52	2,69
<i>Temperatura del aire en la succión del ventilador (°C)</i>	33,00	32,00
<i>Temperatura del aire en la descarga del enfriador (sección agua principal) (°C)</i>	53,00	50,00
<i>Temperatura del aire en la descarga del enfriador (sección agua auxiliar) (°C)</i>	44,00	45,00
<i>Flujo volumétrico del agua sistema principal (m³/s)</i>	0,0047	0,0076
<i>Flujo volumétrico del agua sistema auxiliar (m³/s)</i>	0,0048	0,0081



La investigación se enfocó en estas dos unidades motocompresoras debido a que éstas son las más nuevas de la planta, y la empresa cuenta con los datos de diseño de los enfriadores por aire de las mismas, así como de los ventiladores. En el anexo B, se encuentran las fichas técnicas completas de los dos enfriadores por aire.

3.3 DETECCIÓN DE LAS CAUSAS QUE OCASIONAN EL ENFRIAMIENTO DEFICIENTE DE LAS CORRIENTES DE AGUA DE LAS UNIDADES MOTOCOMPRESORAS, EN BASE A LOS RESULTADOS OBTENIDOS DE LAS SIMULACIONES DEL ENFRIADOR POR AIRE CON DATOS DE DISEÑO Y OPERACIONALES

Para detectar las causas que generan el enfriamiento deficiente de las corrientes de agua en el sistema, en principio se estudió en detalle el intercambiador de calor enfriado por aire, para ello, se realizaron las simulaciones de dicho sistema con los datos de diseño de los enfriadores, para luego validarlos con los datos actuales de operación, los cuales se obtuvieron en etapas anteriores.

3.3.1 Realización de la simulación del enfriador por aire con datos de diseño

Para llevar a cabo el modelado de la simulación del enfriador por aire de las dos unidades motocompresoras de la planta de compresión Zorro, inicialmente se estudiaron dichos enfriadores para establecer las variables sensibles de los mismos, posterior a ello se inició la recolección de información detallada sobre el diseño y especificaciones de dimensionamiento de los equipos; todo ello a través del uso de manuales de diseño y libros de uso y mantenimiento.



La simulación fue realizada haciendo uso del paquete de simulación Hysys de Aspentech, por ser este programa capaz de soportar la simulación de enfriadores de aire y por ser la única herramienta con que cuenta EXTERRAN, C.A., para simular dichos equipos.

3.3.1.1 Datos de diseño de los enfriadores por aire

Los dos enfriadores por aire fueron diseñados bajo los mismos principios, su diferencia radica en el tamaño de cada enfriador, siendo el de la unidad M-1 más pequeño que el de la unidad M-2, y contando cada uno con 2 y 3 ventiladores respectivamente, para cumplir con su función.

En la tabla 3.6 se reflejan los datos de diseño de los enfriadores por aire, de donde fueron tomados los valores que se emplearon para la simulación de los enfriadores, también se presentan los datos de diseño de los ventiladores (tabla 3.7).

Tabla 3. 6. Datos de diseño de los enfriadores por aire de las unidades motocompresoras

<i>ENFRIADOR</i> <i>PARÁMETRO</i>	<i>Unidad M-1</i>		<i>Unidad M-2</i>	
	<i>Agua principal</i>	<i>Agua auxiliar</i>	<i>Agua principal</i>	<i>Agua auxiliar</i>
<i>Marca</i>	<i>Air-x-changer</i>			
<i>Fluido</i>	<i>50% glicol</i>	<i>50% glicol</i>	<i>50% glicol</i>	<i>50% glicol</i>
<i>Flujo (gal/min)</i>	<i>320 (0,0202</i> <i>m³/s)</i>	<i>250 (0,0158</i> <i>m³/s)</i>	<i>480 (0,0303</i> <i>m³/s)</i>	<i>650 (0,0410</i> <i>m³/s)</i>



Tabla 3.6. Datos de diseño de los enfriadores por aire de las unidades motocompresoras (continuación)

ENFRIADOR PARÁMETRO	Unidad M-1		Unidad M-2	
	<i>Agua principal</i>	<i>Agua auxiliar</i>	<i>Agua principal</i>	<i>Agua auxiliar</i>
<i>Temperatura de entrada (°C)</i>	82,22 (180,0 °F)	65,78 (150,4°F)	82,22 (180,0°F)	60,50 (140,9°F)
<i>Temperatura de salida (°C)</i>	70,67 (159,2°F)	54,44 (130,0°F)	71,61 (160,9°F)	54,44 (130,0°F)
<i>Caída de presión (atm)</i>	0,71	0,28	0,64	0,61
<i>Carga térmica (J/s)</i>	906849,81	667645,21	1249215,44	924784,30
<i>MLTD</i>	39,80	24,90	36,30	19,00
<i>Factor de ensuciamiento</i>	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005
Tubos				
<i>N° de pasos</i>	2	2	2	2
<i>N° de tubos</i>	4	4	4	4
<i>Material de los tubos</i>	<i>Acero</i>			
<i>Tipos de aletas</i>	<i>Circulares</i>			
<i>Material de las aletas</i>	<i>Aluminio</i>			

Tabla 3. 7. Datos de diseño de los ventiladores de los enfriadores por aire

<i>Parámetro</i>	<i>Enfriador Unidad M-1</i>	<i>Enfriador Unidad M-2</i>
<i>Marca</i>	<i>Air-x-changer</i>	<i>Air-x-changer</i>



Tabla 3.7. Datos de diseño de los ventiladores de los enfriadores por aire
(continuación)

<i>Parámetro</i>	<i>Enfriador Unidad M-1</i>	<i>Enfriador Unidad M-2</i>
<i>N° de ventiladores</i>	2	3
<i>N° de aspas</i>	6	6
<i>Material de las aspas</i>	<i>Aluminio</i>	<i>Aluminio</i>
<i>Tipo</i>	<i>Tiro forzado</i>	<i>Tiro forzado</i>
<i>Revoluciones por minuto</i>	347	347
<i>Potencia por ventilador (hp)</i>	44,1	45,9

3.3.1.2 Selección del modelo termodinámico

La selección de la ecuación de estado que se utilizó para el cálculo de las propiedades termodinámicas necesarias, se realizó haciendo uso del manual del simulador, en el cual se explican cada una de las ecuaciones de estado que constituyen la base de datos del simulador, así como las recomendaciones para su uso. El comportamiento del sistema estudiado, compuesto únicamente por la fase líquida, y por el flujo de aire para el funcionamiento de los enfriadores puede ser evaluado con bastante precisión por el modelo termodinámico Peng-Robinson (PR).

Debido a ello y a que las presiones manejadas son bajas y el sistema de enfriamiento es muy sencillo, se seleccionó el modelo de la ecuación de estado de Peng-Robinson (PR) para la simulación, por trabajar en un amplio rango de aplicación en cuanto a condiciones de presión y temperatura, además por ser recomendada para trabajar con el sistema de agua anteriormente descrito.



3.3.1.3 Caracterización de las corrientes

Para realizar el modelo de la simulación empleando los datos de diseño, se necesitó la composición de las corrientes involucradas en el sistema de enfriamiento, es decir, las corrientes de aire y las corrientes del fluido refrigerante, las cuales son: la corriente de refrigerante del sistema principal y la corriente de refrigerante del sistema auxiliar.

De la tabla 3.6, sobre los datos de diseño de los enfriadores, se tiene que ambas corrientes del fluido refrigerante para el caso de los dos enfriadores de cada unidad, tienen en su contenido 50% de glicol, por lo tanto, la corriente de refrigerante para la simulación con datos de diseño está compuesta por 50% de agua y 50 % de glicol.

3.3.1.4 Restricciones empleadas para la realización de las simulaciones

Bases consideradas para el montaje de la simulación de diseño de los enfriadores por aire:

- El modelo termodinámico seleccionado para la solución de la simulación utiliza la ecuación de estado Peng-Robinson, recomendada para este sistema.
- El sistema de refrigeración principal es un sistema separado del sistema de refrigeración auxiliar, debido a que el enfriador por aire con que cuenta el simulador está limitado para una sola corriente de entrada.
- Cada enfriador trabajará con un solo ventilador, debido a que el flujo de aire total que manejan los ventiladores (2 ventiladores para la unidad M-1 y 3 para la unidad M-2), tabla 3.6, es usado para las secciones de gas y las secciones de agua, por lo cual se asumirá un ventilador para cada sección.



Operaciones del Hysys empleadas para la simulación y criterios aplicados:

Para realizar las simulaciones sólo se requiere del enfriador por aire (air cooler) y las respectivas corrientes de refrigerante de entrada y salida.

El enfriador por aire (air cooler), se utilizó para simular el enfriador de la unidad M-1, tanto para el sistema de agua principal como para el auxiliar, para el primero enfría la corriente de agua del motor y para el segundo enfría el agua que mantiene la temperatura del aire que entra a los múltiples de admisión, este intercambiador tiene una configuración de cuatro filas y dos pasos, por lo cual se utilizarán 2 enfriadores por aire. Igualmente se realizó para el caso de la simulación del enfriador de la unidad M-2.

En la figura 3.3 se muestra la representación gráfica de este equipo.

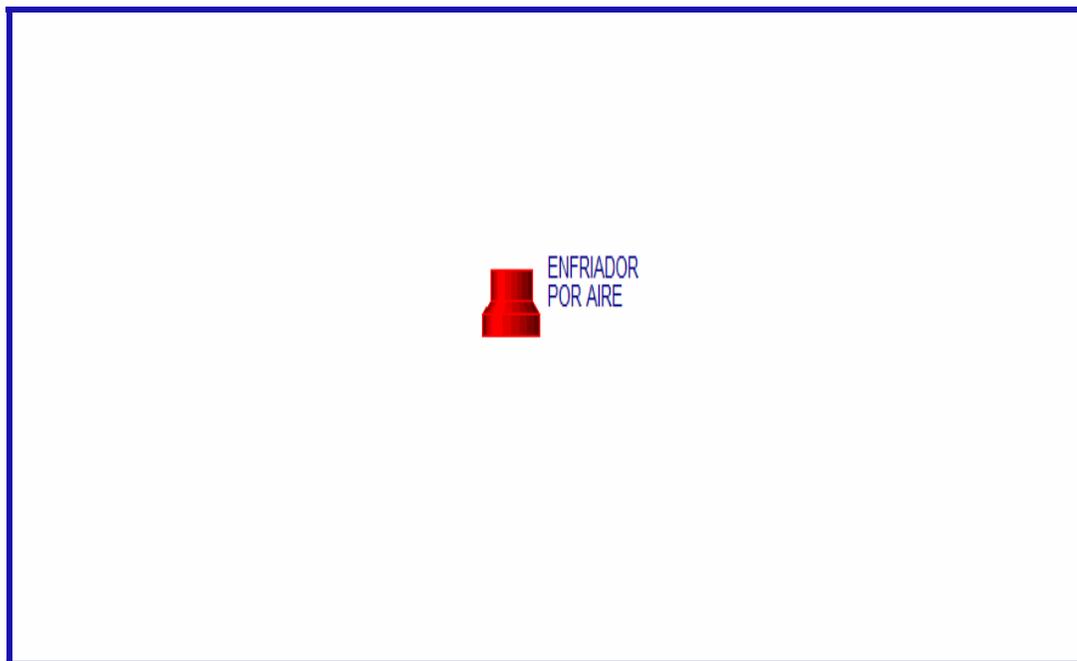


Figura 3. 3. Operación de Hysys utilizada para el montaje de la simulación



En la figura 3.4 se muestra el despliegue de la condiciones de la corriente de refrigerante en la entrada al enfriador por aire de la unidad M-1 con los datos de diseño.

Worksheet	Stream Name	Entrada refrigerante
Conditions	Vapour / Phase Fraction	0.0000
Properties	Temperature [F]	180.0
Composition	Pressure [psia]	50.00
K Value	Molar Flow [lbmole/hr]	2120
User Variables	Mass Flow [lb/hr]	1.783e+005
Notes	Std Ideal Liq Vol Flow [barrel/day]	1.097e+004
Cost Parameters	Molar Enthalpy [Btu/lbmole]	-2.284e+005
	Molar Entropy [Btu/lbmole-F]	33.31
	Heat Flow [Btu/hr]	-4.843e+008
	Liq Vol Flow @Std Cond [barrel/day]	1.082e+004
	Fluid Package	Basis-1

Figura 3.4. Condiciones de diseño de la corriente de refrigerante de la unidad M-1 a la entrada del enfriador por aire mostradas en el simulador

En la figura 3.4 se observan algunos de los datos de diseño alimentados al simulador Hysys, como lo son la temperatura de entrada (180 °F), el flujo volumétrico del refrigerante (320 gal/mín=1,097*10⁴ barril/día), ambos extraídos de la tabla 3.6.

En la figura 3.5 se muestran los parámetros de diseño del enfriador por aire de la unidad M-1 introducidos al simulador para el sistema de refrigeración principal,



como lo son: la caída de presión (10,40 psi =0,71 atm), el número de pasos (2) y de tubos (4), obtenidos de la tabla 3.4, además de las temperatura de entrada y salida del aire.

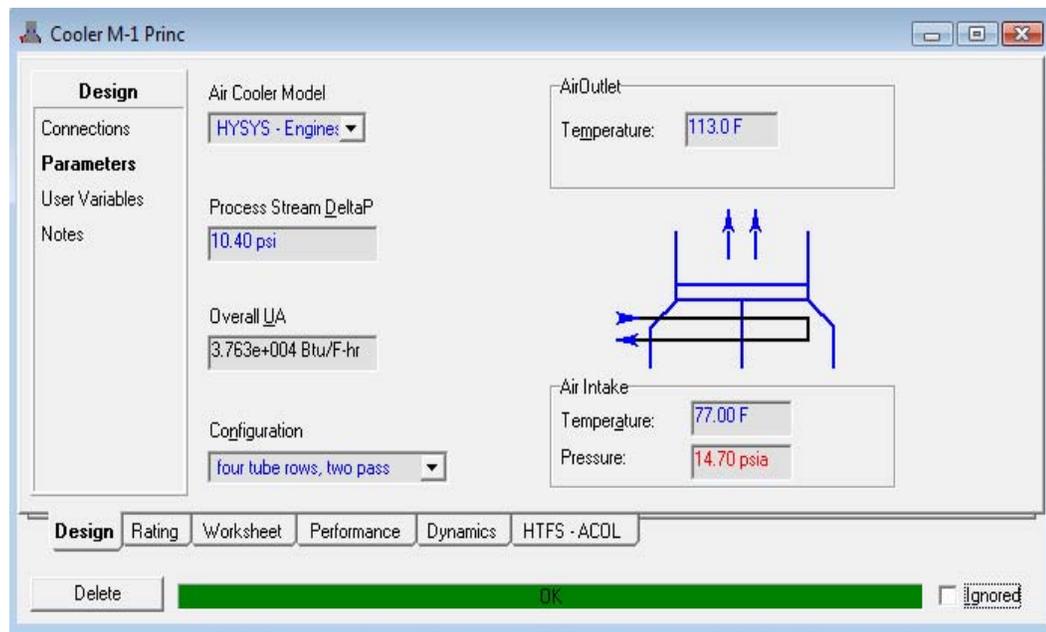


Figura 3. 5. Parámetros de diseño del enfriador por aire para el sistema de refrigeración principal de la unidad M-1

3.3.1.5 Aprobación de la simulación a las condiciones de diseño

Para validar como aceptable el montaje de la simulación de la planta, se procedió a determinar el porcentaje de desviación entre los valores especificados por el diseño y los obtenidos a través del simulador, para garantizar la mayor confiabilidad en los resultados obtenidos al validar las simulaciones con los datos operacionales.



Para ello se tomarán como aceptables porcentajes de desviación dentro del rango establecido para simuladores de procesos, los cuales se presentan en la tabla 3.8.

Tabla 3. 8. Porcentajes de desviación aceptadas por los simuladores de procesos

<i>Variable</i>	<i>Porcentaje de desviación (%)</i>
<i>Presión</i>	5
<i>Temperatura</i>	10
<i>Flujo</i>	5

Para determinar si los valores de porcentaje de desviación se encuentran dentro del rango de aceptación, se calcularon por medio de la siguiente ecuación:

$$\% \text{Desviación} = \frac{\text{Valor}_T - \text{Valor}_s}{\text{Valor}_T} \times 100 \quad (\text{Ec.3.1})$$

donde:

$\% \text{Desviación}$ = Porcentaje de desviación.

Valor_T = Valor teórico de la variable analizada.

Valor_s = Valor de la variable analizada obtenido por el simulador.

El cálculo de los porcentajes de desviación se muestra en la sección 3.5, y los resultados para el enfriador del motocompresor M-1 como M-2 para el caso diseño se reportan en la tabla 4.5.



De la misma manera en la tabla 4.6 y 4.7 se reportan los porcentajes de desviación obtenidos en el caso 1 (2 ventiladores para el enfriador de la unidad M-2) y en el caso 2 (1 ventilador para el enfriador de la unidad M-1 y M-2), con la finalidad de verificarse la consideración de emplear un solo ventilador para cada caso es aceptable.

3.3.2 Validación de la simulación del enfriador por aire con datos operacionales actuales

En esta etapa del proceso se procedió a realizar la validación del modelo de simulación con la finalidad de comprobar si el funcionamiento de los enfriadores por aire a las condiciones actuales de operación es el adecuado de acuerdo a las especificaciones del diseño o si por el contrario, se encuentra trabajando de manera errónea lo que podría estar generando las deficiencias en el sistema de enfriamiento de las unidades motocompresoras. Para la validación de las simulaciones se empleó el modelo de la simulación realizado a las condiciones de diseño donde arroja el funcionamiento ideal del proceso de enfriamiento.

La validación consistió en introducir variables de operación actual en el modelo diseñado y posteriormente se realizaron las comparaciones respectivas con los valores obtenidos por el simulador. Las variables alimentadas al simulador fueron:

- Flujo volumétrico de agua del sistema principal y auxiliar.
- Temperatura de entrada del agua principal y auxiliar.
- Presión del agua principal y auxiliar.
- Fracción molar del agua.
- Caída de presión.



- Temperatura del aire a la entrada del enfriador por aire.
- Temperatura del aire a la salida del enfriador en la sección de agua principal y auxiliar.
- Número de pasos y tubos del enfriador.
- Número de ventiladores.
- Velocidad de los ventiladores.

En la tabla 3.9, se muestran los valores empleados en la primera corrida de validación de la simulación, en el anexo E se muestran los valores empleados para la unidad M-2.

Tabla 3. 9. Variables empleadas en la primera corrida de validación del sistema de enfriamiento por aire de la unidad M-1

<i>Variable</i>	<i>Sistema Principal</i>	<i>Sistema Auxiliar</i>
<i>Flujo de agua (Gal/mín)</i>	75	76
<i>Fracción molar del agua</i>	1,0	1,0
<i>Temperatura de entrada del agua (°F)</i>	183,5	138,0
<i>Presión de entrada del agua (psia)</i>	51,0	40,0
<i>Caída de presión (psia)</i>	10,4	4,1
<i>Temperatura de entrada del aire (°F)</i>	91,4	
<i>Temperatura de salida del aire (°F)</i>	127,4	111,2
<i>Número de tubos por fila</i>	4	
<i>Número de pasos</i>	2	
<i>Número de ventiladores</i>	2	
<i>Velocidad de los ventiladores (rpm)</i>	347	



El modelo de la simulación del sistema de enfriamiento de la unidad M-1 se presenta en la figura 3.6.

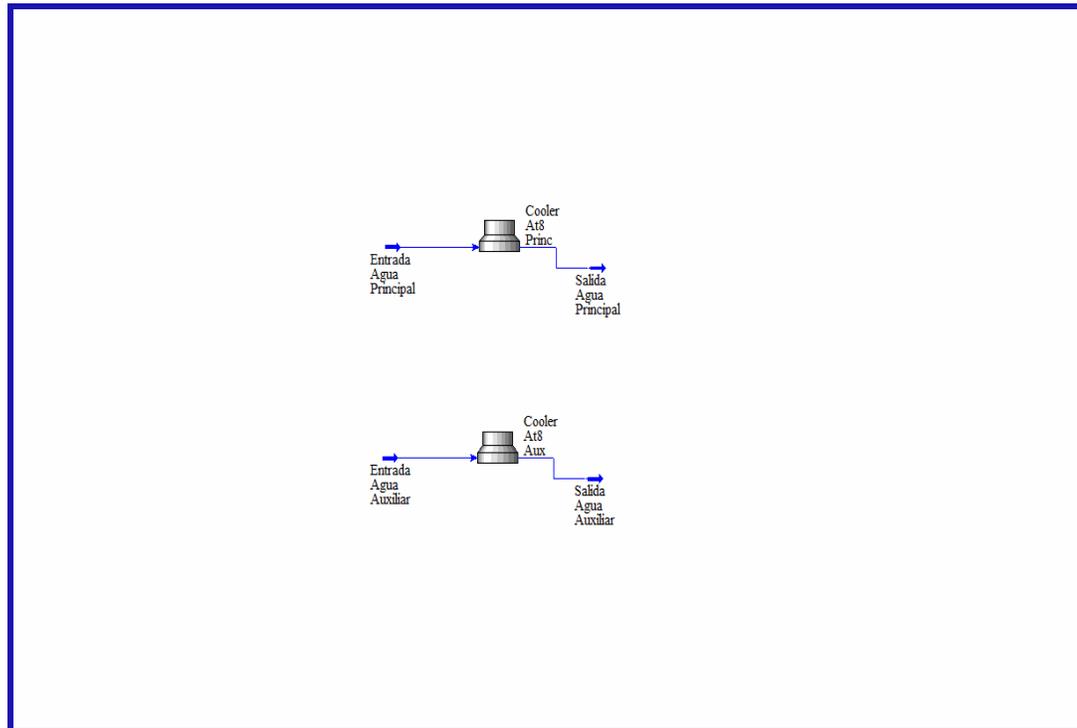


Figura 3. 6. Esquema utilizado para la simulación del enfriador por aire para el sistema de agua principal y auxiliar de la unidad M-1 de la PCG-ZORRO

3.3.3 Detección de las posibles causas que producen el enfriamiento deficiente del agua en el sistema de enfriamiento

Una vez realizadas las diferentes simulaciones a cada sistema de enfriamiento para las dos unidades motocompresoras, se realizará la comparación de los resultados obtenidos mediante la misma, con los datos operacionales recolectados en la PCG ZORRO, con lo cual se procederá a deducir qué está afectando al sistema de enfriamiento para su correcto funcionamiento.



Para ello, se deben realizar variaciones de los parámetros de operación, y así obtener las tendencias apropiadas para el normal funcionamiento del sistema de enfriamiento, a través de las simulaciones realizadas con el simulador de procesos Hysys Plant.

3.4 ESTABLECIMIENTO DE LAS RECOMENDACIONES NECESARIAS PARA MEJORAR EL FUNCIONAMIENTO DE LOS ENFRIADORES POR AIRE DE LAS UNIDADES EN ESTUDIO

Luego del desarrollo y cumplimiento de los objetivos anteriormente explicados, se procederá a realizar las recomendaciones apropiadas que ayuden a mejorar el funcionamiento del sistema de enfriamiento de cada unidad motocompresora en estudio.

Las mismas se basarán en los resultados arrojados por el simulador y su significado en la operación real de los equipos de enfriamiento que se están evaluando.

3.5 MUESTRA DE CÁLCULOS

3.5.1. Determinación de los índices de estabilidad

Para el cálculo de los índices de Langelier (IL) y de Ryznar (IR), se utilizaron los resultados mostrados en la tabla 4.1, sobre el análisis fisicoquímico del agua. La evaluación de los índices de estabilidad está basada en tres muestras de agua, las



cuales son: agua del tanque de almacenamiento, agua del motor (sistema de enfriamiento) de las unidades motocompresoras M-1 y M-2.

Agua del tanque de almacenamiento:

Para el cálculo de los índices de estabilidad de la muestra de agua fue necesario calcular primero el pH de saturación (pHs), mediante la ecuación 2.16.

Los valores de las constantes A y B se calculan empleando las tablas A.1 y A.2 mostradas en el anexo A. La constante A depende de la temperatura de la muestra, la cual fue 27,78 °C, con la cual a través de la tabla A.1 se tiene un valor de 1,944. Por otra parte, la constante B depende de la cantidad de sólidos disueltos, utilizando la tabla 4.1 se tiene que dicha cantidad fue de 726 ppm, con este valor se obtiene de la tabla A.2, un valor de la constante B de 9,884. De la tabla 4.1 también se obtiene los valores de $[Ca^{++}]$ y $[M]$.

Sustituyendo en la ecuación 2.16 se tiene que:

$$pHs = 1,944 + 9,884 - \log [100] - \log [200]$$

$$pHs = 7,577$$

De acuerdo a las ecuaciones 2.14 y 2.15, y tomando de la tabla 4.1 el valor de pH de esta muestra, los índices de estabilidad quedaron:

$$\text{Índice de Langelier (IL)} = 7,700 - 7,577$$

$$IL = 0,123$$



$$\text{Índice de Ryznar (IR)} = 2*7,577 - 7,700$$

$$\boxed{IR = 7,454}$$

Se procede de la misma manera para el resto de las muestras de agua, cuyos resultados se encuentran reportados en la tabla 4.2.

3.5.2 Aprobación de la simulación con datos de diseño

Para aprobar la simulación es necesario calcular los porcentajes de desviación de algunos parámetros, a continuación se calcula para la temperatura de salida del agua del intercambiador de calor enfriado por aire y para el flujo másico del agua.

Temperatura de salida del agua del intercambiador de calor (enfriador por aire) caso diseño:

Para obtener el porcentaje de desviación con respecto a la temperatura de salida del agua del agua principal de la unidad M-1, se sustituye en la ecuación 3.1 los valores de la temperatura de salida del agua según el diseño (tabla 3.6), siendo su valor de 159,2 °F (70,556 °C), el cual corresponde al valor teórico, y de la tabla 4.3 se toma el valor de la temperatura de salida del agua principal obtenida por el simulador Hysys, siendo su valor de 156,9 °F (69,39 °C).

Sustituyendo los valores en la ecuación 3.1, se tiene:

$$\% \text{ Desviación} = \frac{159,2^{\circ}F - 156,9^{\circ}F}{159,2^{\circ}F} \times 100$$



$$\% \text{ Desviación} = 1,44$$

De igual forma se procede para el cálculo del porcentaje de desviación para la temperatura del agua a la salida del sistema auxiliar para esta unidad, y para el sistema principal y auxiliar de la unidad M-2, los cuales se reportan en la tabla 4.5. Estos cálculos también se realizaron para los diferentes casos estudiados (unidad M-1 con 1 ventilador, unidad M-2 con 2 y 1 ventilador) y se reportan en las tablas 4.6 y 4.7 respectivamente.

Flujo másico del agua principal y auxiliar:

Para obtener el porcentaje de desviación con respecto al flujo másico del agua, en primer lugar se debe calcular el flujo másico del agua (principal y auxiliar) tanto para la unidad M-1 como para la unidad M-2, con los datos de diseño, a través de la ecuación 2.9; para luego compararlo con el flujo másico de agua calculado por el simulador Hysys. Los valores del flujo volumétrico del agua se toman de la tabla 3.6 sobre datos de diseño de los enfriadores por aire de las unidades M-1 y M-2, teniéndose un valor de 320 gal/min (0,02019 m³/s) del flujo volumétrico del agua principal de la unidad M-1.

Del anexo B sobre las propiedades del agua se obtuvo la densidad del agua (974,258 kg/m³). Sustituyendo en la ecuación 2.9, se tiene:

$$\dot{m} = 974,258 \text{ kg} / \text{m}^3 \cdot 0,02019 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\dot{m} = 19,6703 \text{ kg} / \text{s} (43,3656 \text{ lb} / \text{s})$$



Sustituyendo el valor del flujo másico del agua del sistema principal obtenido con los datos de diseño (valor teórico) y el valor del mismo flujo calculado por el simulado hysys (49,5278 lb/s) (tabla 4.4), en la ecuación 3.1, se tiene:

$$\% \text{ Desviación} = \frac{(43,3656 - 49,5278) \text{ lb} / \text{s}}{43,3656 \text{ lb} / \text{s}} \times 100$$

$$\% \text{ Desviación} = 14,21$$

De igual forma se procede para calcular el porcentaje de desviación del agua del sistema auxiliar de la unidad M-1, y del agua principal y auxiliar de la unidad M-2. Los resultados se muestran en la tabla 4.5.

3.5.3 Eficiencia de diseño y real de los radiadores de las unidades motocompresoras M-1 y M-2

Eficiencia de diseño del radiador de la unidad M-1:

Sistema Principal

Para el cálculo de la eficiencia térmica de diseño, se utilizaron los datos de la tabla 3.6, sobre datos de diseño de los enfriadores por aire de las dos unidades motocompresoras. La capacidad térmica depende del flujo másico del fluido, por lo que fue necesario el cálculo de la temperatura de película o temperatura media para hallar este flujo a través de la ecuación 2.9 y posteriormente la capacidad térmica.



Lado caliente (lado agua):

Para una temperatura de entrada del agua de $T_{h1} = 180$ °F y de salida $T_{h2} = 156,9$ °F (tabla 3.6) se tiene:

$$T_{ph} = \frac{(180 + 156,9)^\circ F}{2}$$

$$T_{ph} = 168,45^\circ F$$

Basándose en los datos de las tablas de propiedades del agua, presentadas en el anexo B.1, se tiene lo siguiente:

$$\rho_h = 973,844 \text{ kg/m}^3$$

$$C_{ph} = 4,1908 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} \text{ (1,0010 Btu/lb} \cdot ^\circ\text{F)}$$

Empleando la ecuación 2.9 y tomando de la tabla 3.6, el flujo volumétrico del agua del sistema principal, siendo este 320 gal/min ($0,02019 \text{ m}^3/\text{s}$), queda:

$$m_h = \rho_h \cdot v_h$$

$$m_h = 973,844 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,02019 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$m_h = 19,6619 \text{ kg/s (43,3471 lb/s)}$$

Con el flujo másico de diseño del agua, y a través de la ecuación 2.10, se calculó la capacidad térmica del agua, teniéndose:



$$C_h = 19,6619 \text{ kg} / \text{s} \cdot 4,1908 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$C_h = 82,3991 \text{ kJ} / \text{s} \cdot ^\circ\text{C} \text{ (43,3900 Btu} / \text{s} \cdot ^\circ\text{F)}$$

Lado frío (lado aire):

A la temperatura de entrada del aire ($T_{c1}=77$ °F) y de salida ($T_{c2}= 113$ °F), se tiene:

$$T_{pc} = \frac{(77 + 113)^\circ\text{F}}{2}$$

$$T_{pc} = 95^\circ\text{F} \text{ (308,15 K)}$$

Con esta temperatura promedio y haciendo uso de la tabla de propiedades del aire, mostrada en el anexo B.1, se obtuvo el calor específico del aire:

$$C_{ph} = 1,0062 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} \text{ (0,2403 Btu/lb} \cdot ^\circ\text{F)}$$

Tomando en cuenta que no se conoce el flujo másico del aire como dato del equipo, se toma el flujo másico del aire arrojado por el simulador con los datos de diseño. El valor del calor específico del aire y el flujo másico del mismo, tomado de la tabla 4.4, 39,4625 kg/s (87,000 lb/s), se sustituyen en la ecuación 2.11 para obtener la capacidad calorífica del aire, siendo esta:

$$C_c = 39,4625 \text{ kg} / \text{s} \cdot 1,0062 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$C_c = 39,7072 \text{ kJ} / \text{s} \cdot ^\circ\text{C} \text{ (20,9061 Btu} / \text{s} \cdot ^\circ\text{F)}$$



Como $C_h = C_c$, el valor del $C_{mín}$ pertenece al fluido frío, y la eficiencia se rige por la ecuación 2.13. Sustituyendo las respectivas temperaturas, queda:

$$\varepsilon_c = \frac{(113,00 - 77,00) ^\circ F}{(180,00 - 77,00) ^\circ F}$$

$$\varepsilon_c = 0,3495 (34,95 \%)$$

Sistema auxiliar

Lado caliente (lado agua):

Para la temperatura de entrada del agua de $T_{h1} = 150,40 ^\circ F$ y de salida $T_{h2} = 130,00 ^\circ F$ (tabla 3.6), se tiene:

$$T_{ph} = \frac{(150,40 + 130,00) ^\circ F}{2}$$

$$T_{ph} = 140,200 ^\circ F$$

Según los datos de las tablas de propiedades del agua, presentadas en el anexo B.1, se tiene:

$$\rho_h = 983,24 \text{ kg/m}^3$$

$$C_{ph} = 4,1791 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ C (0,9982 \text{ Btu/lb} \cdot ^\circ F)$$



Empleando la ecuación 2.9 y tomando de la tabla 3.6, el flujo volumétrico del agua del sistema principal, siendo este 250 gal/min (0,0158 m³/s), queda:

$$m_h = 983,24 \text{ kg} / \text{m}^3 \cdot 0,0158 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$m_h = 15,5352 \text{ kg} / \text{s} (34,2493 \text{ lb} / \text{s})$$

Con el flujo másico de diseño del agua, y a través de la ecuación 2.10, se calculó la capacidad térmica del agua auxiliar, teniéndose:

$$C_h = 15,5352 \text{ kg} / \text{s} \cdot 4,1791 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$C_h = 64,9232 \text{ kJ} / \text{s} \cdot ^\circ\text{C} (34,1877 \text{ Btu} / \text{s} \cdot ^\circ\text{F})$$

Lado frío (lado aire):

La temperatura de entrada del aire (T_{c1}=77 °F) y de salida (T_{c2}= 113 °F), son iguales para el sistema principal y auxiliar, por lo que, el flujo de aire es el mismo. Manteniéndose, de esta manera el mismo valor de C_c, calculados para el sistema de agua principal, siendo:

$$C_c = 39,7072 \text{ kJ} / \text{s} \cdot ^\circ\text{C} (20,9061 \text{ Btu} / \text{s} \cdot ^\circ\text{F})$$

Como C_h = C_c, el valor del C_{mín} pertenece al fluido frío, la eficiencia para el sistema principal, se rige por la ecuación 2.13. Sustituyendo las respectivas temperaturas, queda:



$$\varepsilon_c = \frac{(113,00 - 77,00) \text{ } ^\circ F}{(150,40 - 77,00) \text{ } ^\circ F}$$

$$\varepsilon_c = 0,4905 (49,05 \%)$$

De igual manera se calculan las eficiencias para el sistema principal y auxiliar del enfriador por aire de la unidad M-2, y los resultados tanto como el de las capacidades térmicas como las eficiencias de diseño, se encuentran reportados en la tabla 4.8.

3.5.4 Cálculo de la diferencia de temperatura efectiva ($\Delta T_{\text{efectiva}}$) teórica

Diferencia de temperatura media logarítmica (MLTD) teórica de los fluidos de la unidad M-1:

Sistema principal

Para el cálculo de la diferencia efectiva de temperatura, es necesario calcular en primer lugar la diferencia de temperatura media logarítmica, lo cual se realiza a través de la ecuación 2.2.

Al sustituir los valores de la temperatura de entrada y de salida del fluido caliente ($T_1=180 \text{ } ^\circ F$) y ($T_2=159,20 \text{ } ^\circ F$) respectivamente, tomadas de la tabla 3.6 y los valores de las temperaturas de entrada del fluido frío ($t_1=77 \text{ } ^\circ F$) y salida del fluido frío ($t_2=113 \text{ } ^\circ F$), en la ecuación 2.2 queda de la siguiente manera:



$$MLTD = \frac{(180 - 113) ^\circ F - (159,2 - 77) ^\circ F}{Ln \frac{(180 - 113) ^\circ F}{(159,2 - 77) ^\circ F}}$$

$$MLTD = 74,3412 ^\circ F$$

Para el cálculo de la diferencia efectiva de temperatura, además de la diferencia de temperatura media logarítmica se necesita conocer el factor de corrección F, el cual se obtiene a través del factor de eficiencia (S) y factor de rango (R); estos se calculan por medio de las ecuaciones 2.3 y 2.4, respectivamente.

Sustituyendo las respectivas temperaturas, se tiene:

$$S = \frac{(113 - 77) ^\circ F}{(180 - 77) ^\circ F}$$

$$S = 0,35$$

$$R = \frac{(180 - 159,2) ^\circ F}{(113 - 77) ^\circ F}$$

$$R = 0,6$$

Para los valores de S y R, en la figura D.1 del anexo D, sobre factores de corrección de MLTD, se tiene que el factor de corrección F es 0,97.

Para obtener la diferencia efectiva de temperatura se emplea la ecuación 2.5.

Al sustituir el factor de corrección y la MLTD, ésta queda:



$$\Delta T_{efectiva} = 0,97 \cdot 74,3412^{\circ}F$$

$$\Delta T_{efectiva} = 72,1110^{\circ}F$$

De igual forma se calculó la diferencia efectiva de temperatura para el sistema auxiliar de la unidad M-1 y para ambos sistemas de la unidad M-2.

Los resultados para el caso diseño se reportan en la tabla 4.10, y para los casos 1 y 2 igualmente con datos de diseño, se reportan en la tabla 4.11 y 4.12, respectivamente.

CAPÍTULO 4: DISCUSIÓN DE RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 DISCUSIÓN DE RESULTADOS

4.1.1 Análisis de estudios fisicoquímicos realizados al agua refrigerante del sistema de enfriamiento de las unidades motocompresoras

El agua refrigerante de motocompresores posee propiedades fisicoquímicas especificadas principalmente por fabricantes y por ingenieros de diseño, las cuales indican el estado en que debe encontrarse el refrigerante dentro de la máquina para que la misma funcione correctamente. Cuando una o varias de estas propiedades se ven alteradas con respecto a los rangos establecidos; generan problemas que afectan directamente el enfriamiento de las corrientes de agua de los motocompresores.

Los resultados obtenidos por la empresa NALCO sobre las propiedades fisicoquímicas que presenta el refrigerante actualmente, se muestran en la tabla 4.1 para las tres muestras analizadas (tanque de almacenamiento, agua principal de la unidad M-1 y M-2)

Estos resultados arrojan, que se trata de un agua dura de acuerdo con el contenido de sólidos totales disueltos obtenidos a través de los análisis de laboratorio y corroborando con la teoría (tabla 2.2 y tabla 3.3).

**Tabla 4. 1.** Resultados del análisis fisicoquímico del agua del sistema de enfriamiento

<i>Parámetro</i>	<i>Muestra</i>		
	<i>Tanque de almacenamiento</i>	<i>Unidad M-1</i>	<i>Unidad M-2</i>
<i>Ph</i>	7,70	7,05	8,90
<i>Temperatura (°C)</i>	27,7	80	80
<i>Sodio [Na⁺] (ppm)</i>	149	193	210
<i>Calcio [Ca⁺] (ppm)</i>	5	5	5
<i>Hierro (Fe) (ppm)</i>	6	15	7
<i>Magnesio (Mg) (ppm)</i>	2,3	2,3	2,3
<i>Sílice (Si) (ppm)</i>	1,65	2,36	3,15
<i>Cloruros (ppm)</i>	120	120	120
<i>Bicarbonatos (como CaCO₃) (ppm)</i>	5,7	5,7	5,7
<i>Dureza total (ppm)</i>	182	186	188
<i>Dureza cálcica (ppm)</i>	100	98	100
<i>Dureza magnésica (ppm)</i>	32	34	32
<i>Alcalinidad parcial (P) (ppm)</i>	30	30	15
<i>Alcalinidad total (M) (ppm)</i>	200	200	180
<i>Sólidos disueltos (SD) (ppm)</i>	726	731	728
<i>Sólidos suspendidos (SS) (ppm)</i>	12	13	9
<i>Sólidos totales (ST) (ppm)</i>	738	744	737

En la sección muestra de cálculo en el capítulo 3, se calcularon los índices de estabilidad, que representan una tendencia en la formación de incrustaciones y de la corrosividad del agua. Los resultados se muestran a continuación, en la tabla 4.2.

**Tabla 4.2.** Índices de Langelier y Ryznar de las diferentes muestras de agua

<i>Muestra de agua</i>	<i>IL</i>	<i>IR</i>
<i>Tanque de almacenamiento</i>	0,123	7,454
<i>Unidad M-1</i>	0,307	6,436
<i>Unidad M-2</i>	2,120	4,660

Estos índices se compararon con los valores de la tabla 3.2, sobre índices de estabilidad y sus tendencias, determinándose que el agua del tanque de almacenamiento según el índice de Langelier presenta una tendencia ligeramente incrustante, ya que el valor obtenido (0,123) está entre 0 y 0,5 (tabla 3.2), y como es un valor positivo, el agua está sobresaturada con CaCO_3 y puede depositarse una capa en el sistema, sin embargo la misma no se aleja lo suficiente del equilibrio, y según el índice de Ryznar con un valor de 7,454 (tabla 4.2) se tiene que la misma presenta una tendencia entre ligera y extremadamente corrosiva, ya que, como se observa en la tabla 3.2 esta es la tendencia para un valor mayor de 7.

El agua de la unidad motocompresora M-1 según el índice de Langelier tiende a ser ligeramente incrustante y medianamente corrosiva, aunque con respecto al índice de Ryznar ésta se mantiene como un agua en equilibrio.

Finalmente el agua de la unidad M-2, tiene un valor de el índice de Langelier de 2,120 (tabla 4.2), el cual indica que la tendencia del agua de enfriamiento de esta unidad es a la severa formación de depósitos y según el índice de Ryznar (4,660) el agua igualmente tiende a una severa formación de depósitos.



4.1.1.1 Muestras de agua

Las tres muestras de agua presentan propiedades fisicoquímicas similares, sin embargo presentan diferencias considerables en el valor de pH, el contenido de sodio, hierro y sílice. A continuación se explica en detalle, lo que significa y los efectos que puedan tener cada propiedad fisicoquímica del agua refrigerante de cada muestra.

Cabe destacar que al momento de tomar las muestras, el agua refrigerante de la unidad M-1 se le había hecho un tratamiento para el control de corrosión y de incrustaciones, además de aclarar que el agua que se encuentra en el tanque de almacenamiento es bombeada directamente hacia las unidades motocompresoras, sin pasar por filtros y sin aplicar ningún tipo de tratamiento en el tanque.

Agua del tanque de almacenamiento, agua del sistema principal de las unidades M-1 y M-2

El agua es suministrada por un camión cisterna de agua potable, la muestra arrojó un contenido de **sodio** de 149 ppm. Generalmente, el sodio se encuentra en todas las aguas puras (sin tratar) en forma de sales, como NaCl, el cual es causante de corrosión por picaduras, de acuerdo a estos resultados se puede predecir que el agua que está siendo suministrada actualmente al tanque no está siendo tratada correctamente o proviene directamente de pozos. En la muestra de agua del motor de la unidad M-1 el contenido de sodio fue de 193 ppm, este incremento se puede deber a las acumulaciones de sodio en el sistema de enfriamiento, esto producto de los continuos paros que presenta la unidad por falta de agua y por recalentamiento lo que hace necesario el suministro de agua de enfriamiento (agua del tanque de almacenamiento), estas reposiciones de agua hacen que parte del sodio que tiene el agua del tanque se suma con el sodio presente en ciertos puntos de las tuberías,



aumentando poco a poco este valor. Para la muestra de la unidad M-2 el contenido de éste fue de 210 ppm, lo cual puede ser atribuido de igual manera que la parte anterior a la reposición continua de agua al sistema de enfriamiento; aunado a que esta agua no contaba con ningún tratamiento, por lo cual se hace necesario mantener el agua bajo un estricto tratamiento químico y acondicionamiento constante para evitar corrosión en las tuberías y que ello no afecte la correcta transferencia de calor en el sistema.

El contenido de **calcio** fue de 5 ppm, el cual es un mineral natural presente en las aguas principalmente en las subterráneas y por sí solo no es causante de problemas en un sistema de enfriamiento; esta cantidad se mantiene constante en las muestras de agua de las unidades M-1 y M-2.

El **hierro** es uno de los elementos metálicos disueltos o en suspensión presente en el agua, el contenido en la muestra del tanque de almacenamiento fue de 6 ppm, su presencia contribuye a un sabor metálico y a la formación de depósitos, sin embargo en la muestra el valor es relativamente bajo y puede controlarse. El contenido de éste en la muestra de la unidad M-1 es de 15 ppm, en comparación con la cantidad presente en la muestra de agua del tanque de almacenamiento, se observa que hubo un incremento considerable, lo cual comprueba que existen acumulaciones en el sistema, y finalmente para la muestra de la unidad M-1 su valor es de 7 ppm, manteniéndose el valor con respecto a la muestra del tanque. Este metal soluble cuando reaccionan con el oxígeno en el agua expuesta a la atmósfera forma óxidos que precipitan y producen turbiedad o agua rojiza ^[17]. Por lo cual debe ser controlado y así evitar cualquier tipo de ensuciamiento y precipitación de hierro. Cabe destacar que de no controlarse el contenido de hierro puede provocar corrosión del tipo galvánica causada por un acoplamiento del hierro o par metálico ^[16].



La **sílice** es arena disuelta o roca silíceas tal como el cuarzo a través del cual fluye el agua, es la causa de muy duros y tenaces depósitos que pueden formarse en los equipos intercambiadores térmicos ^[16]. Su valor debería ser lo más pequeño posible para evitar el taponamiento en las tuberías y en la muestra es de 1,65 ppm, debido a que se desconoce la procedencia del agua, es posible se trate de agua de pozos y no se filtró adecuadamente antes de suministrarla al tanque; la misma es la que se utiliza para enfriar el motor. La presencia de sílice puede traer problemas en el sistema de enfriamiento, ya que cuando el pH baja, aumenta la acidez y con ella la corrosión y aumenta el potencial incrustante de algunos tipos de sílice ^[22]. Existen 2,36 ppm de contenido de sílice en el agua de enfriamiento del motor M-1, este valor es relativamente bajo, sin embargo se nota su incremento en comparación con el contenido en la muestra del tanque. El contenido de éste en el agua de enfriamiento de la unidad M-2 es de 3,15 ppm, siendo mayor que las dos muestras anteriores, ello indica que los paros que sufre la máquina por recalentamiento y sus posteriores suministros de agua, afecta de alguna manera el sistema de enfriamiento, ya que, se va introduciendo de manera continua parte del sílice que se encuentra en el agua del tanque de almacenamiento, acumulándose en los codos de escape que distribuyen uniformemente el agua en el motor para su efectivo enfriamiento, de no controlarse se formará taponamiento en dichos codos y en cualquier otra parte del sistema de enfriamiento.

El contenido máximo permitido de **cloruros** para aguas de sistema de enfriamiento de motores es de 40 ppm (tabla 2.3), y el contenido presente en la muestra del tanque de almacenamiento y en las muestras de agua de las unidades M-1 y M-2 es de 120 ppm, notándose que está muy por encima del valor permitido. El contenido de cloruros es una de las formas más peligrosas por la que se produce corrosión por picaduras ya que es una forma de ataque localizada, que resulta en agujeros que penetran rápidamente el material expuesto, lo que muestra un elevado potencial corrosivo del agua empleada para refrigerar los motores. Los cloruros son la



suma total de sales de cloro disueltas a saber, cloruros de sodio, potasio, calcio y magnesio presentes en el agua. El cloruro sódico, que es sal común, y el cloruro cálcico son los más comunes de los cloruros que se encuentran en el agua. Los cloruros no contribuyen normalmente a formar depósitos porque son muy solubles, sin embargo, los cloruros son corrosivos y causan una excesiva corrosión cuando se presentan en grandes proporciones ^[16].

La cantidad de **bicarbonato de calcio**, expresada como CaCO_3 es de 5,7 ppm en todas las muestras de agua, debido a que es un bajo contenido, su potencial incrustante debería igualmente ser bajo. Las incrustaciones de carbonato de calcio son las que se presentan con más frecuencia en todo sistema de enfriamiento, que utilice agua como fluido refrigerante. Su bajo contenido indica que esta agua no tiene tendencia a formar depósitos o incrustaciones de bicarbonato de calcio. Sin embargo, la forma de saberlo exactamente es realizando un estudio más avanzado, como por ejemplo, una difracción de rayos X y así poder determinar qué productos de corrosión se encuentran presentes en las tuberías del sistema de enfriamiento.

La muestra del tanque de almacenamiento tiene un contenido de 182 ppm de **dureza total**, este parámetro representa el contenido total de calcio, magnesio, hierro y trazas o indicios de otros elementos metálicos en el agua que contribuyen la dureza total del agua, por lo tanto la muestra no se ajusta a los parámetros, ya que el límite máximo permisible para aguas de enfriamiento de motores es de 170 ppm como se muestra en la tabla 2.3; además, según la tabla 2.2 esta muestra se clasifica como dura. Su contenido en la muestra de la unidad M-1 es de 188 ppm y en la de la unidad M-2 de 186 ppm, manteniéndose igualmente fuera de los límites permisibles, la dureza se calcula también como contenido de carbonato cálcico porque es el principal contribuyente a la dureza, ésta causa depósitos de cal o incrustaciones en los equipos ^[17].



El contenido máximo permisible de **sólidos totales** es de 340 ppm (tabla 2.3), y el que presenta la muestra del tanque es de 738 ppm, encontrándose este un valor muy por encima del recomendado para aguas usadas en sistemas de enfriamiento de motores, por lo que el agua se encuentra demasiado cargada de partículas contaminantes para el sistema de enfriamiento. Es necesario un tratamiento químico para el agua antes de ser bombeada a las unidades con el propósito de disminuir esta alta concentración de sólidos totales. El contenido de **sólidos suspendidos** es muy pequeño (12 ppm), sin embargo el de sólidos disueltos es muy alto. Los **sólidos disueltos** contribuyen a las dos cosas, corrosión y formación de depósitos o costra en el equipo de transferencia térmica ^[17]; y su contenido en la muestra de la unidad M-1 es de 731 ppm, siendo éstos los potencialmente más peligrosos para contaminar el agua y los más difíciles de controlar, sólo con un buen tratamiento químico es posible lograrlo; el contenido de **sólidos totales** en la misma es de 744 ppm, y finalmente en la muestra de la unidad M-2 presentan un contenido de sólidos totales de 737 ppm, igualmente saliéndose muy por encima del límite máximo, es por ello que se recomienda el uso de refrigerantes a base de glicol.

El **pH** es la calidad de alcalinidad o medida de la dureza relativa de acidez o alcalinidad del agua; un valor calculado por la concentración del ión hidrógeno en agua. Siendo de 7,70 su valor en la muestra del tanque de almacenamiento, el cual se encuentra en los límites aceptables para agua de enfriamiento de motores (tabla 2.3), e indica que es un agua balanceada con un pH relativamente neutro. La muestra de la unidad M-1 tiene un pH de 7,05, siendo un poco menor que el del agua del tanque de almacenamiento, debido quizás al tratamiento químico que había realizado una empresa al agua de este sistema, el mismo es el recomendado, ya que si este disminuye, aumenta el poder corrosivo del agua y si por el contrario este valor asciende la alcalinidad del agua aumenta, y se disminuye la solubilidad de las sales, incrementando así la tendencia a formar incrustaciones. La muestra de la unidad M-2 posee un pH de 8,90, aunque el valor de pH esta dentro del rango recomendado, está



muy cerca del límite máximo (tabla 2.3), siendo un pH alcalino y debido a que la mayoría de las sales disminuyen su solubilidad al aumentar el pH, se tiene en un agua con tendencia a formar incrustaciones

4.1.1.2 Inhibidor de corrosión e incrustaciones

En el momento de tomar las muestras de aguas, al fluido refrigerante de la unidad M-1 se le había aplicado un tratamiento (inhibidor de corrosión e incrustaciones), dicho tratamiento es suministrado por la empresa NALCO, como se puede observar en la tabla 4.1, las propiedades fisicoquímicas no difieren mucho a las de la unidad M-2, a esta última no se le había podido aplicar el tratamiento.

Cabe destacar que la manera utilizada actualmente para suministrar el producto no es la más adecuada debido a que no se cuenta con el procedimiento adecuado, ni con los equipos y herramientas necesarias para realizar la aplicación; la misma se realiza vaciando el producto en un recipiente aproximadamente de 40 lt (cuñete) para luego introducir la manguera en el mismo, y mediante la bomba portátil introducir el producto al agua del sistema de enfriamiento. Parte del producto se derrama y parte queda en la manguera de la bomba, haciéndose así inexacta la dosis suministrada a las unidades. Aunado a ello, el personal de la planta no lleva un estricto control, para que se mantenga el tratamiento.

Para corregir esto se necesita un procedimiento a seguir en la planta para que éste pueda ser efectivo, y diseñar unos dosificadores e instalarlos a cada unidad motocompresora para introducir correctamente el producto, evitando así que entre impurezas al sistema y se contamine el producto (la bomba es utilizada para diferentes fluidos), por lo que en la manguera siempre quedarán residuos de otros líquidos.



En la figura 4.1, se observa la bomba portátil utilizada para introducir el producto.



Figura 4. 1. Bomba portátil empleada para suministrar químicos al sistema de agua de cada unidad motocompresora

4.1.2 Verificación de las variables operacionales de las unidades motocompresoras y las desviaciones presentes

4.1.2.1 Condiciones operacionales

Los datos operacionales asociados al sistema de enfriamiento de las unidades M-1 y M-2 fueron determinados con la finalidad de comparar los mismos con los respectivos datos de diseño, con lo cual se establecerá el efecto de estas variables en el buen funcionamiento de los enfriadores de las unidades. Ello se realizará a través



de la simulación de los enfriadores con los datos de diseño y los datos operacionales en el capítulo 3, su análisis se presenta en el punto 4.1.3.

Al observar las condiciones operacionales reales de los motocompresores (tabla 3.4 y 3.5), se tiene que dichas variables reales se encuentran dentro del rango máximo y mínimo, siendo estos para la temperatura del motor (190 y 170) °F respectivamente, para las dos unidades. Sin embargo, la temperatura del agua del motor o agua principal, presenta en ocasiones elevadas temperaturas (mayores de 180 °F), ocasionando paros por alta temperatura en todos los sistemas, y en algunos casos, daños internos en el motocompresor, acotando también que cada paro produce pérdidas para la empresa y reduce la disponibilidad de la unidad, esto a pesar de que la misma se encuentre por debajo de 190 °F.

Por otra parte, a pesar de que los rangos mínimo y máximo que se acaban de nombrar son los aceptables para el agua de enfriamiento de motores, las temperaturas actuales de operación del agua principal (tabla 3.5) se encuentran por encima de las temperaturas de diseño (tabla 3.6).

Además, se pudo observar en la tabla (3.5), que la temperatura de salida del agua principal para las dos unidades (72,22 °C), está un poco por encima del valor de diseño (70,67 y 71,61) °C, para la unidad M-1 y M-2 respectivamente (tabla 3.6), con lo que se confirma la necesaria evaluación de estos sistemas.

4.1.2.2 Condiciones de los equipos asociados al sistema de enfriamiento de las unidades

A medida que se procedía a recolectar los datos operacionales de las unidades se fueron inspeccionando los equipos asociados al sistema de enfriamiento,



determinando así, si estos se encontraban en buen estado para que se mantuviera el enfriamiento esperado.

Se pudo observar que los **visores de nivel de agua** (figura 4.2) de los tanques de compensación de las dos unidades, se encuentran tapados y sucios, por lo que no se puede saber a simple vista el nivel de agua en las unidades; ello es indicio de que el agua del sistema de enfriamiento de cada unidad produce ensuciamiento, acumulaciones y deterioros en los equipos, afectando así la transferencia de calor.



Figura 4. 2. Tanques de compensación de la unidad motocompresora M-2 y sus respectivos visores de agua.



Ello dificulta la operación de los mismos, ya que hay que tantear para saber si el tanque está lleno o tiene bajo nivel de agua; si se produce un paro por bajo nivel de agua o por alta temperatura, hay que suministrarle agua a la unidad hasta que se desborde el agua del tanque de compensación, siendo este un inconveniente que debe ser solucionado. Al limpiar o sustituir los visores de nivel de agua se evitarán paros por bajo nivel de agua, ya que estaría a la vista de los operadores y se facilitará el trabajo a la hora de un paro por alta temperatura.

Debido a las vibraciones del motor (siendo algunas veces muy altas), los valores que se observan en el **panel de control** varían mucho, haciéndose a veces inestables, por lo que se hizo necesario leer el valor de los parámetros varias veces y durante varios días para que estos fuesen más exactos.

Como se puede observar en la figura 3.1, la **válvula de alivio** de la unidad M-1 se encuentra rota, por lo que es posible que a la hora de una emergencia no se encuentre al momento la manilla para poder abrir o cerrar la llave de agua, aunado a ello, no se cuenta con ningún dispositivo que mida el volumen de agua o el flujo de la misma que se encuentra en el sistema, por lo que, al momento de determinar el caudal se colocaron conexiones en las válvulas de alivio para poder tomar un volumen de agua en un tiempo determinado. Con esta práctica se corre el riesgo de quemaduras, ya que el agua se encuentra a elevadas temperaturas.

Para realizar una completa evaluación del sistema de enfriamiento, se hace necesario conocer las condiciones climáticas de la planta, y debido a que la empresa se encarga de la operación y mantenimiento de las unidades de la filial Petro-Kariña, no fue posible que se facilitará la información necesaria de la planta y la compañía no cuenta con los instrumentos necesarios para obtener algunos de ellos, como lo son: la altitud de la ubicación de la planta, la velocidad del aire, etc.



La única forma de tener acceso a las partes internas del enfriador por aire, es cuando alguna empresa externa debe hacer algún mantenimiento mayor, o alguna reparación de este intercambiador de calor, ya que la planta no tiene las herramientas necesarias para enfrentar un problema asociado a este equipo, por lo cual no se hizo posible conocer el estado de los tubos aleteados, el haz de tubo en general. Debido a ello, el personal de la planta debe estar capacitado para revisar este equipo y de esta manera se haga posible realizar una evaluación completa del equipo.

4.1.3 Detección de las causas que ocasionan el enfriamiento deficiente de las corrientes de agua de las unidades motocompresoras, en base a los resultados obtenidos de las simulaciones del enfriador por aire con datos de diseño y operacionales

4.1.3.1 Realización de las simulaciones del enfriador por aire con datos de diseño

Para el montaje de la simulación con los datos de diseño de los enfriadores por aire de las unidades motocompresoras M-1 y M-2, se introdujeron valores de temperaturas (fluido refrigerante y del aire), presiones, flujo y composiciones de las corrientes (50 % agua y 50% glicol), así como especificaciones de diseño de los equipos, obteniéndose en primer lugar la temperatura de salida del fluido refrigerante, tanto para el diseño como para las diferentes corridas realizadas a los sistemas de enfriamiento de dichas unidades, cuyos resultados se muestran en la tabla 4.3.

La tabla 4.3 muestra los valores de la temperatura del agua a la salida del enfriador, de acuerdo a las condiciones a las cuales fueron diseñados los enfriadores por aire de las unidades M-1 y M-2 y para las corridas realizadas variando el número de ventiladores de los mismos.



Tabla 4.3. Temperaturas del agua a la salida del enfriador por aire, para los sistemas de enfriamiento de las unidades motocompresoras M-1 y M-2 en las diferentes corridas de la simulación

<i>Corridas</i>	<i>ENFRIADOR UNIDAD M-1</i>		<i>ENFRIADOR UNIDAD M-2</i>	
	<i>Temperatura Sist. Principal (°F)</i>	<i>Temperatura Sist. Auxiliar (°F)</i>	<i>Temperatura Sist. Principal (°F)</i>	<i>Temperatura Sist. Auxiliar (°F)</i>
<i>Diseño</i>	156,9	119,7	156,8	123,2
<i>Corrida 1 (2 ventiladores)</i>	—	—	164,6	129,2
<i>Corrida 2 (1 ventilador)</i>	168,5	135,2	172,4	135,1

En la figura 4.3 se representa la variación de la temperatura con respecto al número de ventiladores para el sistema de enfriamiento de agua principal de la unidad M-1.

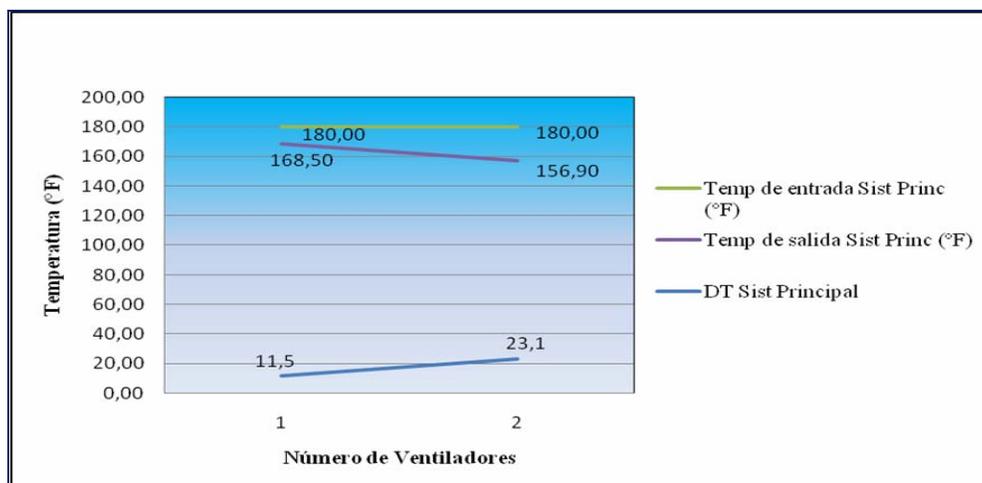


Figura 4. 3. Comportamiento de la temperatura de salida del agua principal de la unidad M-1, con respecto al número de ventiladores (caso diseño y caso 2)



De igual manera en la figura 4.4 se representa dicha variación para la temperatura de salida del agua del sistema auxiliar para dicha unidad.

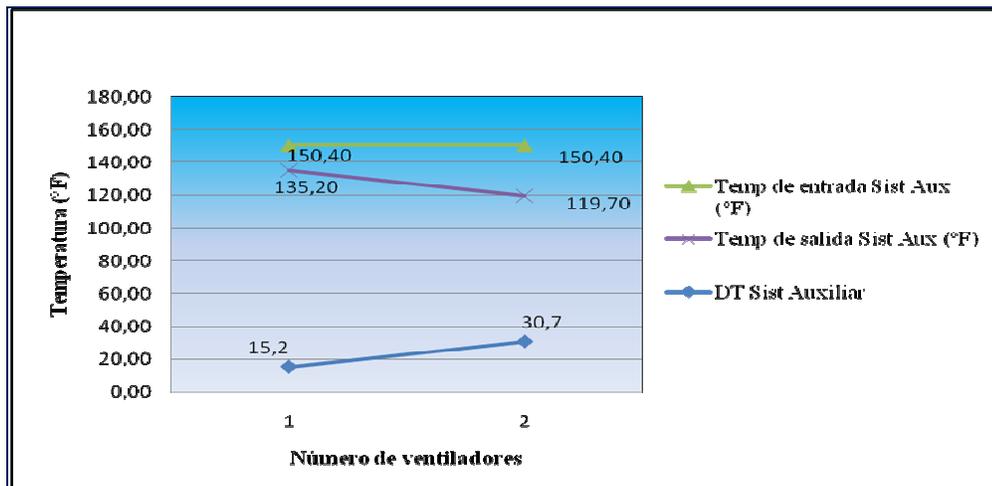


Figura 4. 4. Comportamiento de la temperatura de salida del agua auxiliar de la unidad M-1, con respecto al número de ventiladores (caso diseño y caso 2)

Como se observa en las figuras 4.3 y 4.4, la temperatura disminuye al aumentar el número de ventiladores, lo cual era de esperarse, ya que a mayor número de ventiladores mayor es el flujo de aire que se emplea para retirar el calor de las corrientes de agua.

Sin embargo, los enfriadores de la unidad M-1 y M-2 fueron diseñados para trabajar con 2 y 3 ventiladores respectivamente, y para este caso (diseño) la temperatura sale muy baja, ya que el flujo de aire que aporta 2 ventiladores para la unidad M-1 y 3 ventiladores para la unidad M-2 es demasiado para enfriar una sola corriente de agua (principal) y de manera independiente de la otra sección de agua (auxiliar) y de las secciones de gas (3 secciones de gas para la unidad M-1 y 4 para la unidad M-2).



Por lo tanto cabe destacar, que a pesar de que el simulador Hysys permitió obtener valores de temperaturas de salida del agua aceptables, se debería evaluar el sistema utilizando una herramienta que soporte todas las corrientes de agua y de gas que manejan estos equipos, como por ejemplo el simulador Extran; ya que, en el simulador Hysys no se pueden introducir todas las secciones por las que está compuesto el enfriador por aire, y al simular cada sección de agua por separado es muy alto el error que se produce, debido a que las condiciones no son las mismas a la del diseño.

El motivo por el cual se empleó el simulador Hysys es, porque es la única herramienta con que cuenta la empresa.

En las figuras 4.5 y 4.6 se muestran las variaciones de la temperatura de agua de la unidad M-2, para el sistema principal y auxiliar respectivamente.

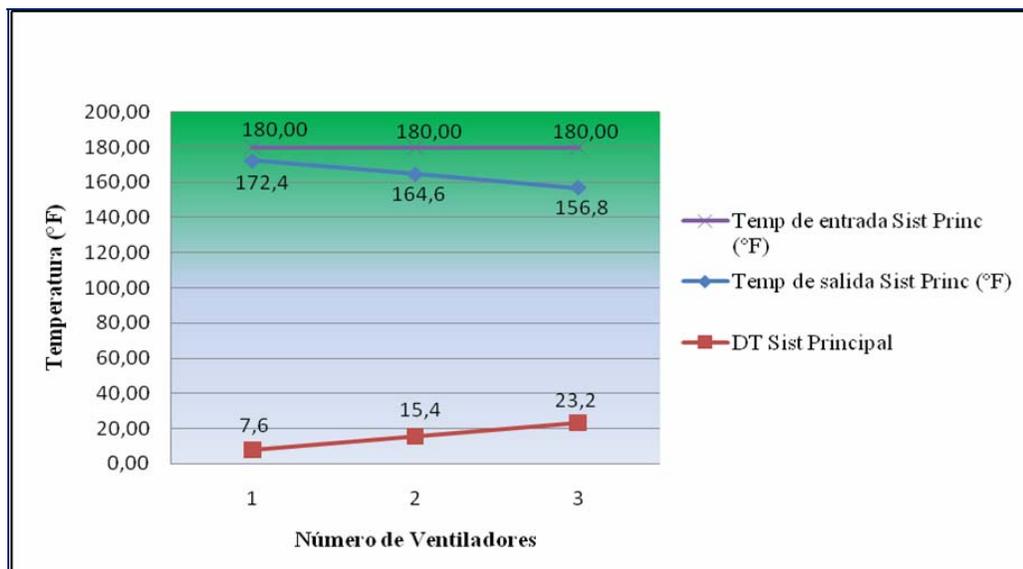


Figura 4. 5. Comportamiento de la temperatura de salida del agua principal de la unidad M-2, con respecto al número de ventiladores (caso diseño, caso 1 y 2)

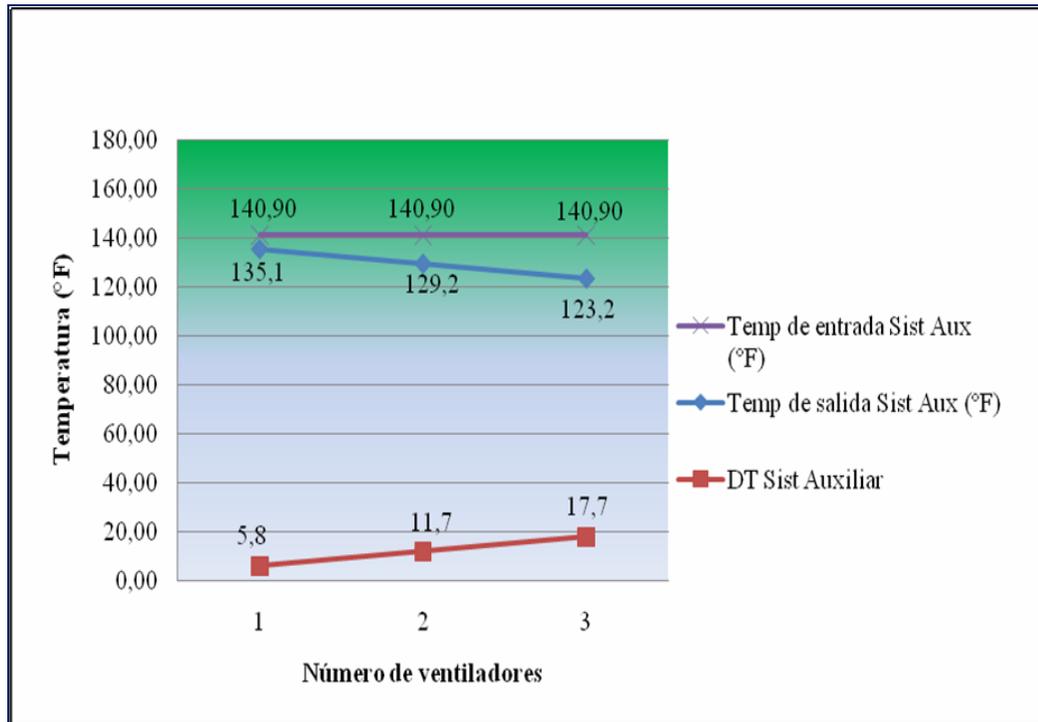


Figura 4. 6. Comportamiento de la temperatura de salida del agua auxiliar de la unidad M-2, con respecto al número de ventiladores (caso diseño, caso 1 y 2)

A pesar de lo mencionado anteriormente, a continuación se presentan las comparaciones a través de los porcentajes de desviación, de las simulaciones realizadas con los datos de diseño.

Estableciendo comparaciones entre los valores reportados por el simulador y los establecidos por el diseño se obtuvieron desviaciones por debajo de 10 % para la temperatura de salida del agua, lo que validó el correcto montaje de los enfriadores por aire como herramienta para determinar, de acuerdo a las condiciones actuales de operación, como se encuentran operando en la actualidad.

Los resultados se reflejan en la tabla 4.5 para el sistema de enfriamiento las unidades M-1 y M-2 (caso diseño).



La aprobación del modelo se basó en que las desviaciones encontradas se encuentran dentro de los márgenes establecidos por Hysys que se muestran en la tabla 3.8.

La máxima desviación obtenida fue de 7,92 % para la temperatura de salida del agua del sistema auxiliar de la unidad M-1, pero al igual que el resto de las variables se encuentra dentro de los límites establecidos como aceptables, siendo la máxima desviación de 10 % para la temperatura.

El mismo procedimiento se llevó a cabo para la unidad M-2, siendo el mayor porcentaje de desviación de 5,23 % para la temperatura de salida del agua auxiliar, al igual que para la unidad M-1 se encuentra dentro de los límites aceptables, por lo que fue aceptado como válido el montaje.

El cálculo de los porcentajes de desviación para la temperatura de salida del agua principal y para el flujo másico del agua, de la unidad M-1, se presenta en la muestra de cálculo en el capítulo 3.

A través del modelado de la simulación con los datos de diseño se obtienen los resultados de los parámetros calculados por el simulador Hysys, particularmente se tomará el valor del flujo másico del agua para compararlo al igual que la temperatura de salida del agua con los valores teóricos.

En la tabla 4.4 se muestran los valores del flujo másico arrojados por el simulador en el modelado de la simulación con datos de diseño para las unidades M-1 y M-2, empleados para el cálculo de los porcentajes de desviación.



Tabla 4.4. Valores del flujo másico del agua y del aire manejados en el sistema de enfriamiento de unidades M-1 y M-2 arrojados por el simulador Hysys con datos de diseño

<i>Parámetro</i>	<i>UNIDAD M-1</i>		<i>UNIDAD M-2</i>	
	<i>Sistema Principal</i>	<i>Sistema Auxiliar</i>	<i>Sistema Principal</i>	<i>Sistema Auxiliar</i>
<i>Flujo másico del agua (lb/s)</i>	49,528	38,694	74,306	100,611
<i>Flujo másico del aire (lb/s)</i> <i>Caso diseño</i>	87,000		130,472	
<i>Flujo másico del aire (lb/s)</i> <i>Caso 1 (2 vent)</i>	—		87,000	
<i>Flujo másico del aire (lb/s)</i> <i>Caso 2 (1 vent)</i>	43,500		43,500	

Los valores del flujo de agua principal y auxiliar mostrados en la tabla 4.4, son iguales independientemente del número de ventiladores empleados para cada unidad, ya que el agua que circula por el equipo es la misma para cada caso.

Tabla 4.5. Comparación de las variables de diseño con valores obtenidos por el simulador en el montaje de los enfriadores por aire de los motocompresores M-1 y M-2, caso diseño

<i>Variable</i>	<i>Valor de diseño</i>	<i>Valor simulado</i>	<i>% desviación</i>
<i>Temperatura de salida del agua sistema principal unidad M-1 (°F)</i>	159,2	156,9	1,44



Tabla 4.5. Comparación de las variables de diseño con valores obtenidos por el simulador en el montaje de los enfriadores por aire de los motocompresores M-1 y M-2, caso diseño (continuación)

<i>Variable</i>	<i>Valor de diseño</i>	<i>Valor simulado</i>	<i>% desviación</i>
<i>Temperatura de salida del agua sistema auxiliar unidad M-1 (°F)</i>	130,0	119,7	7,92
<i>Temperatura de salida del agua principal unidad M-2 (°F)</i>	160,9	156,8	2,58
<i>Temperatura de salida del agua auxiliar unidad M-2 (°F)</i>	130,0	123,2	5,23
<i>Flujo másico del agua principal unidad M-1 (lb/s)</i>	43,347	49,528	14,26
<i>Flujo másico del agua auxiliar unidad M-1 (lb/s)</i>	34,249	38,694	12,98
<i>Flujo másico del agua principal unidad M-2 (lb/s)</i>	64,997	74,306	14,32
<i>Flujo másico del agua auxiliar unidad M-2 (lb/s)</i>	88,998	100,611	13,05

Como se observa en la tabla 4.5, los porcentajes de desviación con respecto al flujo másico del agua son muy altos al compararlos con los establecidos como correctos en la tabla 3.8, el cual debe ser menor de 5 % para el flujo.

Los altos porcentajes de desviación con respecto al flujo másico demuestran que la herramienta empleada no es la correcta, ya que no soporta correctamente ambos parámetros.



Sin embargo, al comparar los valores del flujo másico teóricos con los calculados por Hysys se observa que la diferencia entre los mismos es aceptable y debido a que no se cuenta con alguna otra opción se tomará el modelo como el correcto para posteriormente validar la simulación con los datos operacionales.

Debido a que para el caso diseño el enfriador de la unidad M-1 y M-2 trabajan con 2 y 3 ventiladores respectivamente, y que el flujo de aire que se maneja para este caso es mucho mayor al real, ya que el sistema de enfriamiento total está compuesto por la sección de agua principal, la sección de agua auxiliar, y la sección de gas comprimido como se mencionó anteriormente, se hace necesario asumir que el flujo de aire que suministra un solo ventilador es el requerido para enfriar la sección de agua principal y auxiliar para la unidad M-1.

Para la unidad M-2 se hicieron simulaciones con 2 y 1 ventilador para verificar con cuál de los tres casos es conveniente trabajar y así tener una aproximación mayor del flujo de aire que debería tener la sección de agua de enfriamiento.

Con la finalidad de realizar las comparaciones y comprobar que el flujo de aire empleando 2 y 3 ventiladores para la unidad M-1 y M-2 respectivamente es muy alto, se presentarán todos los resultados con todos los casos mencionados anteriormente.

En la tabla 4.6 y 4.7 se muestran los porcentajes de desviación obtenidos en el primer caso (enfriador de la unidad M-2 con 2 ventiladores) y segundo caso (1 ventilador para cada enfriador) simulado para los dos enfriadores por aire estudiados, con los cuales se determinó el modelo de simulación que será empleado para la validación con datos operacionales.



Tabla 4.6. Comparación de las variables de diseño con valores obtenidos por el simulador en el montaje de los enfriadores por aire del motocompresor M-2, caso 1

<i>Variable</i>	<i>Valor de diseño</i>	<i>Valor simulado</i>	<i>% desviación</i>
<i>Temperatura de salida del agua principal unidad M-2 (°F)</i>	160,9	164,6	2,30
<i>Temperatura de salida del agua auxiliar unidad M-2 (°F)</i>	130,0	129,2	0,62

Tabla 4.7. Comparación de las variables de diseño con valores obtenidos por el simulador en el montaje de los enfriadores por aire de los motocompresores M-1 y M-2, caso 2

<i>Variable</i>	<i>Valor de diseño</i>	<i>Valor simulado</i>	<i>% desviación</i>
<i>Temperatura de salida del agua sistema principal unidad M-1 (°F)</i>	159,2	168,50	5,84
<i>Temperatura de salida del agua sistema auxiliar unidad M-1 (°F)</i>	130,0	135,20	4,00
<i>Temperatura de salida del agua principal unidad M-2 (°F)</i>	160,9	172,4	7,15
<i>Temperatura de salida del agua auxiliar unidad M-2 (°F)</i>	130,0	135,1	3,92

Los porcentajes de desviación con respecto al flujo másico del agua principal y auxiliar para cada unidad se mantiene igual al mostrado en la tabla 4.5, debido a que las condiciones del agua no varían con respecto al número de ventiladores.



Como se puede observar, el mayor porcentaje de desviación es de 7,15 para la temperatura de salida del agua del sistema principal para la unidad M-2, el cual se encuentra por debajo de 10 % que es el valor máximo aceptable para la temperatura, por tal motivo el modelo de simulación que fue empleado para las posteriores simulaciones fue el del caso 2.

Eficiencias de diseño de los enfriadores de las unidades M-1 y M-2 para cada sistema de agua:

Con los datos de diseño respectivos se calcularon, en la muestra de cálculo en el capítulo 3, las eficiencias del enfriador por aire de cada una de las unidades motocompresoras en estudio, para el sistema de agua principal y auxiliar. Lo mismo se realizó para las mismas unidades haciendo variación del número de ventiladores (caso 1 y caso 2 mencionado anteriormente) a las mismas condiciones de diseño.

En las tablas 4.8 y 4.9 se muestran las eficiencias para cada sistema de enfriamiento de las unidades M-1 y M-2 respectivamente, así como las capacidades térmicas obtenidas para cada sistema.

Tabla 4.8. Capacidades térmicas y eficiencias de diseño del sistema de enfriamiento de agua principal y auxiliar de la unidad M-1 para el caso diseño y para el caso 2

Caso	Sistema de agua	Capacidad térmica		Tendencia	Eficiencia (%)
		Lado caliente	Lado frío		
Diseño (2 ventiladores)	Principal	49,5674	20,9061	$C_h > C_c$	34,95
	Auxiliar	39,1471		$C_h > C_c$	49,05
2 (1 ventilador)	Principal	49,5971	10,4531	$C_h > C_c$	34,95
	Auxiliar	38,6321		$C_h > C_c$	49,05



En la tabla 4.8, se observa que las eficiencias para cada uno de los casos es la misma, ya que, lo que varía es la temperatura de salida del agua principal y auxiliar en cada caso y por consiguiente la capacidad calorífica de la misma.

Sin embargo, la variación de la capacidad térmica es mínima; y debido a que el flujo másico del agua principal y auxiliar se mantienen constante independientemente del número de ventiladores empleados y todas las condiciones del lado frío (aire) son las mismas, se mantiene la misma tendencia para cada caso, usándose las mismas ecuaciones empleadas para el caso diseño en la muestra de cálculo en el capítulo 3 y por consiguiente obteniéndose la misma eficiencia.

Tabla 4.9. Capacidades térmicas y eficiencias de diseño del sistema de enfriamiento de agua principal y auxiliar de la unidad M-2 para el caso diseño, y los casos 1 y 2

Caso	Sistema de agua	Capacidad térmica		Tendencia	Eficiencia (%)
		Lado caliente	Lado frío		
Diseño (3 ventiladores)	Principal	74,7737	31,3525	$C_h > C_c$	34,95
	Auxiliar	101,7882		$C_h > C_c$	56,34
1 (2 ventiladores)	Principal	75,1230	20,9061	$C_h > C_c$	34,95
	Auxiliar	101,7883		$C_h > C_c$	56,34
2 (1 ventilador)	Principal	75,1230	10,4531	$C_h > C_c$	34,95
	Auxiliar	101,7883		$C_h > C_c$	56,34

De igual manera ocurre para el enfriador por aire de la unidad M-2, como se observa en la tabla 4.9; donde se obtiene, una eficiencia de 34,95 % para el sistema principal en cada uno de los casos y de 56,34 % para el sistema auxiliar igualmente



en cada uno de los casos planteados; ello debido a la poca variación de la capacidad calorífica del agua con respecto a las temperaturas obtenidas al variar el número de ventiladores tanto para la unidad M-1 y M-2 y por consiguiente variando poco la capacidad térmica para cada caso.

Por otra parte cabe destacar, que la eficiencia del enfriador para el sistema principal de la unidad M-1 y M-2 es la misma debido a que las temperatura de entrada de diseño de cada unidad es igual, y al emplear la ecuación 2.13 para calcular la eficiencia del enfriador M-2 se obtiene la misma eficiencia, ya que, las condiciones del fluido frío (aire) no varían.

Diferencia efectiva de temperatura

El simulador Hysys arroja los valores de la diferencia de temperatura media logarítmica (MLTD) y del factor de corrección de la misma, con los cuales se obtiene la diferencia efectiva de temperatura de diseño a través de los resultados del simulador, sin embargo, los mismos se compararon con los resultados obtenidos de la muestra de cálculo (capítulo 3), donde se calculó teóricamente la MLTD, el factor de corrección y la diferencia efectiva de temperatura.

En la tabla 4.10 se muestra tanto los resultados arrojados por el simulador para cada sistema de enfriamiento de las unidades M-1 y M-2 y los calculados teóricamente, así como el porcentaje de desviación con respecto a la diferencia efectiva de temperatura.

Donde se puede observar, que los porcentajes de desviación con respecto a la diferencia efectiva de temperatura son mucho menores a los establecidos como aceptables, que son de 10 % para la temperatura, como se mencionó anteriormente.



Por lo tanto se demuestra nuevamente que la simulación es muy buena con respecto a la temperatura.

Tabla 4.10. Resultados de la temperatura media logarítmica (MLTD), factor de corrección (F), y diferencia efectiva de temperatura ($\Delta T_{efectiva}$) arrojados por el simulador y los calculados teóricamente (caso diseño)

Unidad	Parámetro	Sistema principal		Sistema auxiliar	
		Hysys	Valor teórico	Hysys	Valor teórico
M-1	MLTD (°F)	73,2400	74,3412	39,9900	44,7477
	F	0,9899	0,9700	0,9689	0,9500
	$\Delta T_{efectiva}$	72,5003	72,1110	38,7463	42,5103
	% Desviación $\Delta T_{efectiva}$	0,54		8,85	
M-2	MLTD (°F)	73,2400	75,1335	36,2800	39,1170
	F	0,9899	0,9700	0,9966	0,9400
	$\Delta T_{efectiva}$	72,5003	72,8795	36,1566	36,7700
	% Desviación $\Delta T_{efectiva}$	0,52		1,67	

En las tablas 4.11 y 4.12 se muestran los resultados mencionados anteriormente, de temperatura media logarítmica, factor de corrección y diferencia efectiva de temperatura, arrojados por el simulador y los calculados teóricamente, para el caso 1 y el caso 2.



Tabla 4.11. Resultados de la temperatura media logarítmica (MLTD), factor de corrección (F), y diferencia efectiva de temperatura ($\Delta T_{efectiva}$) arrojados por el simulador y los calculados teóricamente (caso 1) (2 ventiladores)

Unidad	Parámetro	Sistema principal		Sistema auxiliar	
		Hysys	Valor teórico	Hysys	Valor teórico
M-2	MLTD ($^{\circ}F$)	76,8600	75,1335	38,7700	39,1170
	F	0,9945	0,9700	0,9875	0,9400
	$\Delta T_{efectiva}$	76,4373	72,8795	38,2854	36,7700
	% Desviación $\Delta T_{efectiva}$	4,88		4,12	

Tabla 4.12. Resultados de la temperatura media logarítmica (MLTD), factor de corrección (F), y diferencia efectiva de temperatura ($\Delta T_{efectiva}$) arrojados por el simulador y los calculados teóricamente (caso 2) (1 ventilador)

Unidad	Parámetro	Sistema principal		Sistema auxiliar	
		Hysys	Valor teórico	Hysys	Valor teórico
M-1	MLTD ($^{\circ}F$)	78,6300	74,3412	47,0300	44,7477
	F	0,9959	0,9700	0,9854	0,9500
	$\Delta T_{efectiva}$	78,3076	72,1110	46,3434	42,5103
	% Desviación $\Delta T_{efectiva}$	8,59		9,02	
M-2	MLTD ($^{\circ}F$)	80,3600	75,1335	41,1600	39,1170
	F	0,9967	0,9700	0,9966	0,9400
	$\Delta T_{efectiva}$	80,0948	72,8795	41,0201	37,7700
	% Desviación $\Delta T_{efectiva}$	9,90		8,61	



Cabe destacar que los valores teóricos antes mostrados y para los restantes casos, no varían, ya que, los valores de diseño son los mismos que se usan independientemente del número de ventiladores, sin embargo, al introducir un número de ventiladores diferentes en el simulador si varían los parámetros antes mencionados.

4.1.3.2 Validación de las simulaciones del enfriador por aire con datos operacionales actuales

La validación del sistema de enfriamiento por aire de las unidades motocompresoras M-1 y M-2 de la planta compresora de gas Zorro, consistió en realizar comparaciones de los datos operacionales tomados directamente en el campo, con los arrojados por el simulador al introducir algunas de las variables de operación.

En la tabla 4.13, se reflejan los resultados de las desviaciones entre los valores simulados en la primera corrida de la unidad M-1 (dos ventiladores) y los reales obtenidos en campo. En la tabla 4.14 se encuentran los resultados para la segunda corrida de la unidad M-1 (un ventilador), los resultados obtenidos en la segunda corrida de la unidad M-1 se encuentran dentro de los rangos establecidos como correctos (tabla 3.8).

En cuanto a las desviaciones para las temperaturas de salida del sistema principal y auxiliar, estas se encuentran por encima de la aceptable por el simulador que es de 10 %, la razón por la cual estos porcentajes son mayores a 10% es debido a que el flujo de aire que proporcionan dos ventiladores es muy alto para enfriar un solo sistema de agua, saliendo así muy baja la temperatura del agua de los dos sistemas de agua con respecto a los valores reales operacionales.



Tabla 4.13. Porcentajes de desviación de las variables obtenidas por la simulación para la primera corrida con dos ventiladores para la unidad M-1

<i>Variable</i>	<i>Valor operacional</i>	<i>Valor simulado</i>	<i>% desviación</i>
<i>Temperatura de salida del agua sistema principal (°F)</i>	162,00	115,00	29,01
<i>Temperatura de salida del agua sistema auxiliar (°F)</i>	120,30	100,10	16,79
<i>Flujo másico del agua principal (lb/s)</i>	10,145	10,441	2,92
<i>Flujo másico del agua auxiliar (lb/s)</i>	10,422	10,550	1,23

Tabla 4.14. Porcentajes de desviación de las variables obtenidas por la simulación para la segunda corrida con un ventilador para la unidad M-1

<i>Variable</i>	<i>Valor operacional</i>	<i>Valor simulado</i>	<i>% desviación</i>
<i>Temperatura de salida del agua sistema principal (°F)</i>	162,00	149,40	7,78
<i>Temperatura de salida del agua sistema auxiliar (°F)</i>	120,30	119,10	1,00
<i>Flujo másico del agua principal (lb/s)</i>	10,145	10,441	2,92
<i>Flujo másico del agua auxiliar (lb/s)</i>	10,422	10,550	1,23



El flujo másico operacional del agua principal y auxiliar de cada unidad motocompresora se calculó de la misma forma como se calculó para el diseño en la muestra de cálculo en el capítulo 3.

Cabe destacar que el flujo másico del agua principal y auxiliar se mantiene constante al variar el número de ventiladores, ya que los datos operacionales no varían para ninguno de los casos, lo que varían son los resultados arrojados por el simulador debido a la variación que se produce del flujo de aire.

Para la validación del montaje del enfriador de la unidad M-2 para cada sistema de agua con datos operacionales, se realizó el mismo procedimiento; en primer lugar utilizando tres ventiladores como lo indica el diseño, en segundo lugar con dos ventiladores y por último con un solo ventilador y así notar las variaciones. Los resultados se presentan en las tablas 4.15, 4.16 y 4.17.

Tabla 4.15. Porcentajes de desviación de las variables obtenidas por la simulación para la primera corrida con tres ventiladores para la unidad M-2

<i>Variable</i>	<i>Valor operacional</i>	<i>Valor simulado</i>	<i>% desviación</i>
<i>Temperatura de salida del agua principal (°F)</i>	163,00	126,60	22,33
<i>Temperatura de salida del agua auxiliar (°F)</i>	114,00	91,55	19,69
<i>Flujo másico del agua principal (lb/s)</i>	16,242	16,658	2,56
<i>Flujo másico del agua auxiliar (lb/s)</i>	17,737	17,906	0,95



Tabla 4.16. Porcentajes de desviación de las variables obtenidas por la simulación para la segunda corrida con dos ventiladores para la unidad M-2

<i>Variable</i>	<i>Valor operacional</i>	<i>Valor simulado</i>	<i>% desviación</i>
<i>Temperatura de salida del agua principal (°F)</i>	163,00	144,90	11,10
<i>Temperatura de salida del agua auxiliar (°F)</i>	114,00	103,70	9,04
<i>Flujo másico del agua principal (lb/s)</i>	16,242	16,658	2,56
<i>Flujo másico del agua auxiliar (lb/s)</i>	17,737	17,906	0,95

Tabla 4.17. Porcentajes de desviación de las variables obtenidas por la simulación para la tercera corrida con un ventilador para la unidad M-2

<i>Variable</i>	<i>Valor operacional</i>	<i>Valor simulado</i>	<i>% desviación</i>
<i>Temperatura de salida del agua principal (°F)</i>	163,00	163,20	0,12
<i>Temperatura de salida del agua auxiliar (°F)</i>	114,00	115,90	1,67
<i>Flujo másico del agua principal (lb/s)</i>	16,242	16,658	2,56
<i>Flujo másico del agua auxiliar (lb/s)</i>	17,737	17,906	0,95



En la tabla 4.15 y 4.16 se puede constatar el alto porcentaje de desviación tanto para el agua principal como auxiliar de la unidad M-2 debido al alto flujo de aire que se produce con 3 y con 2 ventiladores respectivamente.

Por el contrario en la tabla 4.17 se muestran los porcentajes de desviación empleando un ventilador, siendo de 0,12 % para temperatura de salida del agua principal y 1,67 % para la temperatura de salida del agua auxiliar, los cuales se ajustan perfectamente al rango aceptado por el simulador.

Con los datos de operación de las unidades M-1 y M-2 se calcularon las eficiencias para cada uno de los sistemas de agua de las mismas, de la misma forma que fueron calculados con los datos de diseño, cuyos los resultados se reportan en la tabla 4.18.

Tabla 4.18. Eficiencias actuales de operación de los enfriadores por aire de las unidades M-1 y M-2 y su comparación con las respectivas eficiencias de diseño

<i>UNIDAD</i>	<i>Sistema de agua</i>	<i>Eficiencia de operación (%)</i>	<i>Eficiencia de diseño (%)</i>
<i>M-1</i>	<i>Principal</i>	39,09	34,95
	<i>Auxiliar</i>	42,49	49,05
<i>M-2</i>	<i>Principal</i>	34,00	34,95
	<i>Auxiliar</i>	59,02	56,34

Al comparar las eficiencias de operación con las eficiencias de diseño de los enfriadores de las unidades M-1 y M-2, se observa que la eficiencia del enfriador por aire para el sistema principal de la unidad M-1 es un poco mayor al valor de diseño de



la misma de 34,95%; para el sistema auxiliar de esta unidad y para el sistema principal de la unidad M-2, se tiene una eficiencia menor a las eficiencias de diseño (49,05% y 34,95 %) respectivamente; y finalmente para el sistema auxiliar de la unidad M-2 la eficiencia de operación es mayor a la eficiencia de diseño de 56,34%.

Es importante acotar que la aproximación de las eficiencias de diseño no se debe a que el enfriador por aire está trabajando correctamente, ello es debido a que igualmente para estos casos la capacidad calorífica mínima corresponde al fluido frío (aire), ocurriendo igual que para el diseño; para las condiciones actuales de operación varía las condiciones del aire con respecto al diseño, es por ello, que se producen las variaciones en los resultados de diseño y de operación, aunado a ello, la temperatura de entrada del fluido caliente tiene valores un poco mayor operacionalmente que las de diseño pero estas no presentan mucha desviación y al introducir estos valores en la ecuación 2.13 se obtienen valores similares de las eficiencias operacionales y de diseño.

Cabe destacar que la eficiencia depende de las temperaturas de entrada de los fluidos caliente y de las temperaturas del aire principalmente, sin influir en ellas el hecho de que los flujos volumétricos de agua sean mínimos con respecto al valor de diseño, siendo este parámetro el que está permitiendo que se mantenga la eficiencia.

Por lo tanto, la eficiencia del enfriador por aire de cada una de las unidades se mantienen similares a las eficiencias de diseño, debido a que se está empleando un equipo que fue diseñado para manejar un gran volumen de fluido refrigerante, para manejar un volumen mínimo de agua y así aumentando el tiempo de residencia del fluido en el área de transferencia de calor; limitando de esta manera el sistema de enfriamiento a estas condiciones mínimas de operación.



Si se manejara operacionalmente el flujo de agua de diseño de las unidades M-1 y M-2 sería imposible alcanzar la temperatura de salida que se tiene actualmente, debido a que aumentaría el flujo de calor y disminuiría el tiempo de residencia, con lo cual no se cumpliría con la transferencia de calor necesaria para retirar el calor de las corrientes de agua.

4.1.3.3 Resultados más relevantes arrojados mediante la validación de la simulación de los enfriadores por aire

A través de la validación de la simulación con los datos operacionales se obtuvieron como resultado los valores de muchas variables calculados por el simulador Hysys Plant.

En la tabla 4.19 y 4.20 se muestran unos de ellos para el enfriador por aire de la unidad M-1 con 2 y 1 ventilador respectivamente. En la tabla 4.21; 4.22 y 4.23 se muestran los resultados obtenidos para el enfriador de la unidad M-2, con 1, 2 y 3 ventiladores.

Tabla 4.19. Resultados arrojados por el simulador de procesos Hysys para el enfriador por aire de la unidad M-1 con 2 ventiladores

<i>Variable</i>	<i>Sistema principal</i>	<i>Sistema auxiliar</i>
<i>MLTD (°F)</i>	37,54	16,13
<i>Factor de corrección</i>	0.9380	0,9013
<i>UA (Btu/°F.h)</i>	$7,556*10^4$	$1,021*10^5$
<i>Flujo másico del aire (lb/h)</i>	$3,052*10^5$	$3,096*10^5$
<i>Flujo de calor trabajado (Btu/h)</i>	$-2,660*10^6$	$-1,484*10^6$



Tabla 4.20. Resultados arrojados por el simulador de procesos Hysys para el enfriador por aire de la unidad M-1 con 1 ventilador

<i>Variable</i>	<i>Sistema principal</i>	<i>Sistema auxiliar</i>
<i>MLTD (°F)</i>	57,02	27,24
<i>Factor de corrección (F)</i>	0,9774	0,9733
<i>UA (Btu/°F.h)</i>	$2,387*10^4$	$2,798*10^4$
<i>Flujo másico del aire (lb/h)</i>	$1,526*10^5$	$1,548*10^5$
<i>Flujo de calor trabajado (Btu/h)</i>	$-1,330*10^6$	$-7,420*10^5$

Al comparar el flujo de calor trabajado de la tabla 4.19 con el de la tabla 4.20 usando dos y un ventilador respectivamente en el enfriador de la unidad M-1, se observa que el flujo de calor retirado del agua del sistema principal, se reduce a la mitad al emplear un solo ventilador con respecto al flujo de calor retirado empleando dos ventiladores. Igualmente sucede para el agua del sistema auxiliar, reduciendo de $1,484*10^6$ Btu/h hasta $7,420*10^5$ Btu/h el calor retirado.

Tabla 4.21. Resultados arrojados por el simulador de procesos Hysys para el enfriador por aire de la unidad M-2 con 3 ventiladores

<i>Variable</i>	<i>Sistema principal</i>	<i>Sistema auxiliar</i>
<i>MLTD (°F)</i>	46,25	3,370
<i>Factor de corrección (F)</i>	0,9696	0,2838
<i>UA (Btu/°F.h)</i>	$7,600*10^4$	$2,535*10^6$
<i>Flujo másico del aire (lb/h)</i>	$4,600*10^5$	$4,637*10^5$
<i>Flujo de calor trabajado (Btu/h)</i>	$-3,408*10^6$	$-2,425*10^6$



Tabla 4.22. Resultados arrojados por el simulador de procesos Hysys para el enfriador por aire de la unidad M-2 con 2 ventiladores

<i>Variable</i>	<i>Sistema principal</i>	<i>Sistema auxiliar</i>
<i>MLTD (°F)</i>	56,41	13,61
<i>Factor de corrección (F)</i>	0,9821	0,9063
<i>UA (Btu/°F.h)</i>	$4,101*10^4$	$1,310*10^5$
<i>Flujo másico del aire (lb/h)</i>	$3,067*10^5$	$3,092*10^5$
<i>Flujo de calor trabajado (Btu/h)</i>	$-2,272*10^6$	$-1,616*10^6$

Tabla 4.23. Resultados arrojados por el simulador de procesos Hysys para el enfriador por aire de la unidad M-2 con 1 ventilador

<i>Variable</i>	<i>Sistema principal</i>	<i>Sistema auxiliar</i>
<i>MLTD (°F)</i>	65,41	19,35
<i>Factor de corrección (F)</i>	0,9925	0,9707
<i>UA (Btu/°F.h)</i>	$1,750*10^4$	$4,302*10^4$
<i>Flujo másico del aire (lb/h)</i>	$1,533*10^5$	$1,546*10^5$
<i>Flujo de calor trabajado (Btu/h)</i>	$-1,136*10^6$	$-8,082*10^5$

Para el enfriador por aire de la unidad M-2 empleando un ventilador como se observa en la tabla 4.23, se retiró un flujo de calor de $1,136*10^6$ Btu/h del agua del sistema principal y del agua del sistema auxiliar se retiró $8,082*10^5$ Btu/h. Al emplear dos ventiladores (tabla 4.22) la transferencia de calor del agua al aire se incrementa aproximadamente al doble para ambos sistemas de agua. Y al emplear tres ventiladores la transferencia de calor es mucho mayor, como era de esperarse, ya que



al aumentar el flujo de aire se remueve más calor de las corrientes de agua principal y auxiliar.

4.1.3.4 Principales causas que producen el enfriamiento deficiente de las corrientes de agua tomando en cuenta el enfriador por aire

Flujo de agua:

Al comparar el flujo volumétrico del agua que actualmente maneja la unidad M-1 (75 gal/min para el sistema principal y 76 gal/min para el sistema auxiliar) con el flujo volumétrico de diseño (320 gal/min para el sistema principal y 250 para el sistema auxiliar), se observa que el que maneja actualmente la unidad para cada sistema, son 4 y 3 veces menor para el sistema principal y auxiliar respectivamente. Lo que quiere decir, que con un flujo de agua mínimo se está logrando alcanzar la temperatura de salida de diseño del agua principal y auxiliar; ello indica, que el sistema de enfriamiento actual no cumpliría su función al manejar un flujo de agua de 320 gal/min y 250 gal/min para el sistema principal y auxiliar respectivamente, requerido por el diseño.

Esto estaría asociado a un mal diseño del sistema de enfriamiento, el cual no soporta un flujo grande de agua.

Para la unidad M-2 se maneja un flujo volumétrico de agua de 120 gal/min y 129 gal/min para el sistema de agua principal y auxiliar respectivamente, y el flujo volumétrico de diseño de estos sistemas son 480 y 650 gal/min respectivamente. En este caso los flujo manejados son 4 y 5 veces menor a los que establece el diseño, para el sistema principal y auxiliar respectivamente.



Flujo másico del aire:

Operacionalmente en el enfriador por aire de la unidad M-1 se maneja el flujo de aire que generan los 2 ventiladores para las tres secciones de gas comprimido y para las dos secciones de agua, lo que quiere decir que 20% del flujo de aire total generado por los 2 ventiladores es el que aprovecha cada sección del enfriador. Lo que indica que a cada sección corresponde aproximadamente el 40 % del flujo que genera un solo ventilador.

En las simulaciones se usó un ventilador para cada sección de agua, es decir, más flujo de aire del que operacionalmente se maneja. Todo ello indica que cada sistema de agua necesita un flujo de aire mayor, esto se lograría agregando un ventilador al enfriador con aire.

El enfriador de la unidad M-2 cuenta con 3 ventiladores, debido a que esta unidad enfría el gas proveniente de las 4 etapas de compresión, y las dos corrientes de agua, estando así dividido en 6 secciones. Lo que indica que el 50% del flujo de aire que produce cada ventilador es el aprovechado por cada sección para su transferencia de calor. Esto quiere decir, que el flujo de aire usado en la simulación para cada sistema de agua es el doble del que operacionalmente se maneja para cada sección.

Con lo anteriormente expuesto se confirma que se debe rediseñar el enfriador por aire de manera tal que se introduzca un ventilador más a este equipo y así garantizar un enfriamiento adecuado del agua de ambos sistemas.

En las figuras 4.7, 4.8, 4.9 y 4.10 se observa el comportamiento de la temperatura de salida del agua de la unidades M-1 y M-2 respectivamente, al variar el número de ventiladores, es decir el flujo de aire.

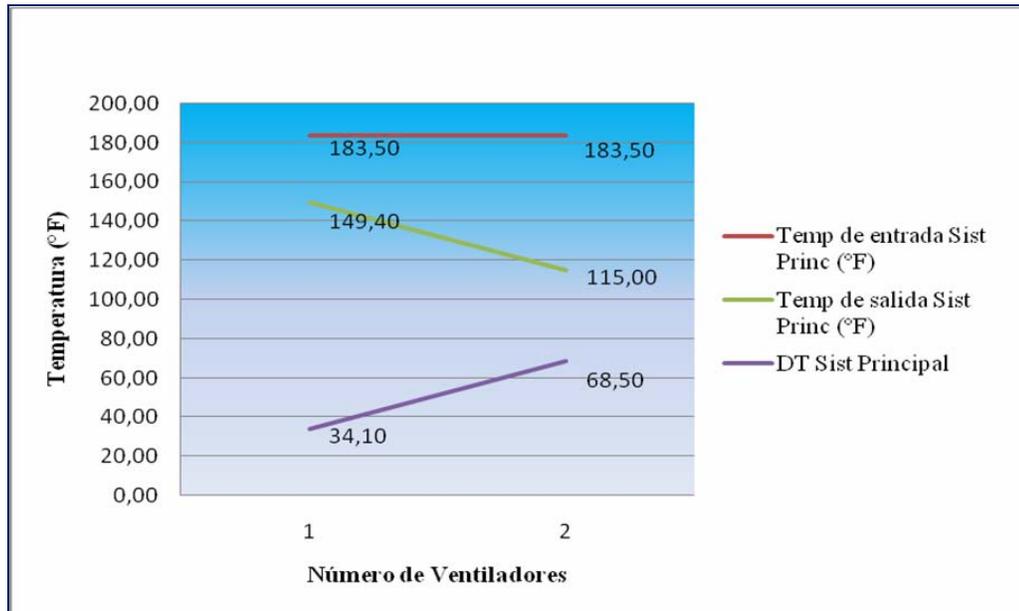


Figura 4. 7. Comportamiento de la temperatura de salida del agua del sistema principal de la unidad M-1, con respecto al número de ventiladores, (operacional)

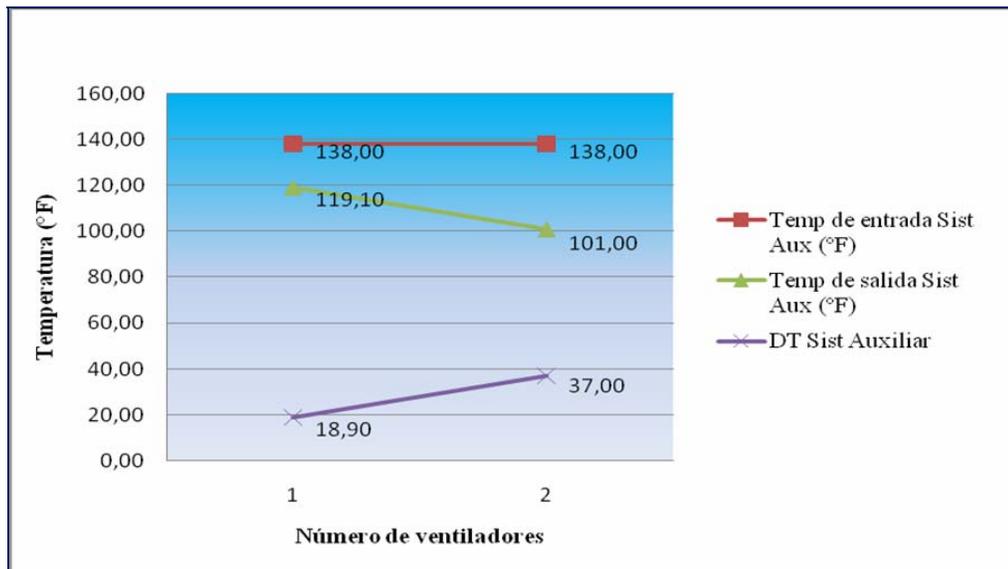


Figura 4. 8. Comportamiento de la temperatura de salida del agua del sistema auxiliar de la unidad M-1, con respecto al número de ventiladores (operacional)

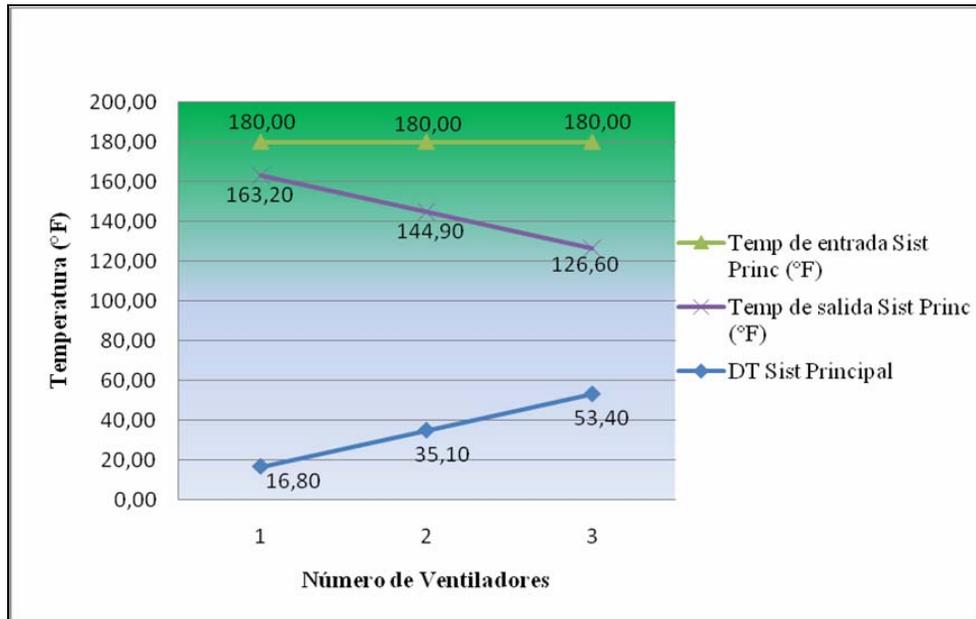


Figura 4. 9. Comportamiento de la temperatura de salida del agua principal de la unidad M-2, con respecto al número de ventiladores (operacional)

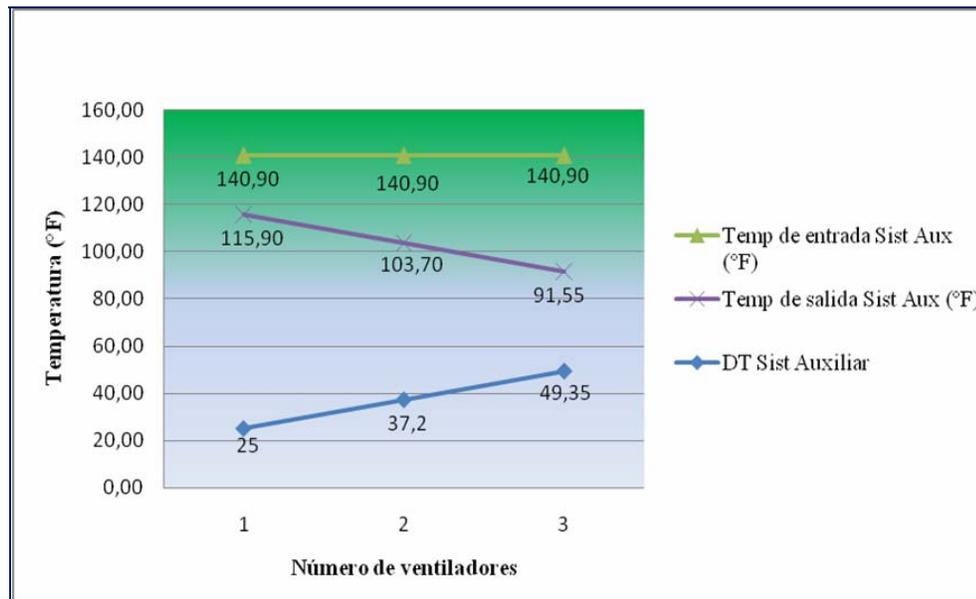


Figura 4. 10. Comportamiento de la temperatura de salida del agua auxiliar de la unidad M-2, con respecto al número de ventiladores (operacional)



4.1.4 Recomendaciones para mejorar el funcionamiento de los enfriadores por aire de las unidades en estudio

De acuerdo a los resultados obtenidos en las simulaciones realizadas a los enfriadores por aire de la unidad motocompresora M-1 y M-2, para que disminuyan los paros por alta temperatura debido a fallas en el sistema de enfriamiento, aumente la transferencia de calor y con ello la eficiencia de estos enfriadores, se recomienda:

- Aumentar el flujo de aire (abriendo totalmente las persianas o aumentando las revoluciones de los ventiladores) de lo contrario se deberá evaluar la factibilidad de agregar un tercer ventilador al enfriador por aire de la unidad M-1 y un 4 ventilador al de la unidad M-2, de manera que se maneje un mayor flujo de aire tanto en las dos secciones de agua (sección agua principal, sección agua auxiliar) como en las secciones de gas comprimido en cada etapa de compresión (3 secciones de gas para el motocompresor M-1 y 4 para el motocompresor M-2).
- Para efecto de facilitar el acondicionamiento del enfriador por aire, se puede colocar un radiador adicional en paralelo al que actualmente posee cada unidad para que mejore el enfriamiento del agua del motor principalmente.
- Se debe realizar un estudio económico para rediseñar el sistema de enfriamiento y así se pueda operar los equipos manejando un flujo mayor de agua proporcionando una excelente transferencia de calor.

4.2 CONCLUSIONES

1. La muestra del tanque de almacenamiento presenta una tendencia ligeramente incrustante y ligeramente corrosiva con un índice de Langelier de 0,123 y un índice de Ryznar de 7,454; mientras que el agua refrigerante de la unidad M-1



tiene una tendencia ligeramente incrustante y medianamente corrosiva con respecto al $IL= 0,307$; y la de la unidad M-2 según ambos índices tiende a una severa formación de depósitos con unos valores de $IL=2,120$ e $IR= 4,660$.

2. En el sistema de enfriamiento de ambas unidades existe acumulación de sodio y de sílice principalmente; indicado por el incremento de estos en cada unidad con respecto a su contenido en la muestra del tanque de almacenamiento.
3. El contenido de sólidos totales disueltos en las muestras del tanque de almacenamiento, de la unidad M-1 y M-2 es de 726, 731 y 728 ppm, respectivamente; siendo estos los potencialmente más peligrosos para contaminar el agua y los más difíciles de controlar.
4. Los valores de pH (7,70; 7,05 y 8,90) para la muestra del tanque, de la unidad M-1 y M-2, respectivamente, se encuentran dentro del rango de los valores permisibles, aunque el incremento notado para la muestra de la unidad M-2 indica su tendencia a formar incrustaciones.
5. Las temperaturas actuales de operación del agua principal de las unidades motocompresoras a la entrada y a la salida del enfriador por aire, se encuentran por encima de las temperaturas de diseño.
6. Las unidades están trabajando fuera de las condiciones de diseño, ya que los sistemas de enfriamiento de estas unidades fueron diseñados para funcionar con un refrigerante 50% agua - 50 % glicol y actualmente operan solo con agua como refrigerante.
7. Las simulaciones del caso diseño del sistema de enfriamiento por aire de las unidades M-1 y M-2, reproducen los resultados con respecto a la temperatura,



con desviaciones menores al 10%, siendo este el valor máximo aceptable para la temperatura y con respecto al flujo másico las desviaciones son mayores a 5 % el cual es el valor máximo permisible.

8. El flujo de agua principal que maneja la unidad M-1 corresponde al 23% del flujo de diseño y para el sistema auxiliar a 30% del valor de diseño; para la unidad M-2 se maneja 25 y 20% del flujo especificado por diseño, para el sistema principal y auxiliar respectivamente.
9. La eficiencia de diseño del enfriador por aire para el sistema principal y para el auxiliar de la unidad M-1 es de 34,95% y 49,05% y para los mismos sistemas de la unidad M-2 de 34,95% y 56,34 %, respectivamente. Mientras que la eficiencia de operación del enfriador por aire de la unidad M-1 para el sistema principal es 39,09% y para el sistema auxiliar 42,49%; y para los mismos sistemas del enfriador de la unidad M-2 se tienen eficiencias de operación de 34,00% y 59,02%, respectivamente.
10. La elevada temperatura del agua dentro de los motocompresores M-1 y M-2 es ocasionada por deficiencias en sus sistemas de enfriamiento, principalmente debido a la inyección de agua no tratada correctamente, presumiéndose que el agua proviene de pozos subterráneos y no se le cumple el debido tratamiento.

4.3 RECOMENDACIONES

- ✓ Se debe realizar una limpieza total al tanque de almacenamiento semestralmente, con la finalidad de evitar acumulaciones de sodio, sílice, cloruros y los demás minerales que influyen en la dureza del agua.



- ✓ Es necesario realizar un tratamiento químico para el agua del tanque de almacenamiento, antes que la misma sea bombeada a las unidades motocompresoras, con el propósito de disminuir la alta concentración de sólidos totales.

- ✓ A la salida del tanque de almacenamiento se debe disponer de un filtro para reducir el contenido de sodio presente en el agua.

- ✓ Se le debe exigir a la empresa encargada del suministro de agua que entregue al personal de la planta el nivel de calidad que presenta el agua, ya que está se suministra como agua potable, obteniéndose en los resultados todo lo contrario.

- ✓ Se deben adaptar a los sistemas de enfriamiento de las unidades medidores de flujo; ya que no existe una manera segura de saber el flujo de agua real con que operan las unidades, ni el volumen de agua exacto que manejan las mismas.

- ✓ Se debe volver al diseño original, por lo cual se requiere evaluar económicamente la posibilidad de cambiar el refrigerante actual (agua) del sistema de enfriamiento de estas unidades por un refrigerante a base de glicol; así cumplir con el diseño, brindar mayor protección anticorrosiva y una mayor eficiencia en la transferencia de calor de dicho sistema.

BIBLIOGRAFÍA

1. Manual de Políticas y Procedimientos de Hanover Venezuela, C.A, (2003).
2. Documento, **“Registro de actividades susceptibles a degradar el ambiente (R.A.S.D.A)”**, Hanover Venezuela, C.A, (2004).
3. Marcano, M., **“Evaluación del sistema de enfriamiento de la planta compresora Orocual-2. PDVSA”**, Tesis de grado, Universidad de Oriente, Departamento de Ingeniería Química, Puerto la Cruz (2003).
4. Rodríguez, N., **“Evaluación del impacto de los serpentines sellados en el sistema de enfriamiento de agua del motocompresor K7. Planta compresora Guara Este. Pdvsa. Distrito San Tome”**, Tesis de grado, Universidad de Oriente, Departamento de Ingeniería Química, Puerto la Cruz (2005).
5. Estaba, I., **“Evaluación del sistema de enfriamiento de las unidades motocompresoras de la planta Oveja”**, Tesis de grado, Universidad de Oriente, Departamento de Ingeniería Mecánica, Puerto la Cruz (2005).
6. Barberi, E., **“El pozo ilustrado”**, programa de educación petrolera, ediciones FONCIED, 4ta edición, Editorial Limusa, México (1987).
7. Programa de educación petrolera, **“Gas natural: composición y usos”**, Educaciones Divulgativas, Venezuela (2001).

8. Heredia, L., **“Normas y procedimientos en plantas compresoras de gas”**. Gerencia de UBP-Liviano. San Tomé, Venezuela (1997).
9. Espinoza, H., **“Manual de curso de motocompresores operación y mantenimiento”**, Venezuela (1997).
10. PDVSA., **“Manual de operación de las plantas compresoras de gas”**, San Tomé, Venezuela (2001).
11. Ordóñez. J. y Navas. J., **“Motocompresores”**, CIED (Centro Internacional de Educación y Desarrollo), Filial de Petróleos de Venezuela, Tamare (1993).
12. Downes. J. y Little. T., **“Mantenimiento y funcionamiento de motores y compresores superior”**, Energy Dynamics Power Parts, 2da Edición (1995).
13. McCabe, W., **“Operaciones básicas de ingeniería química”**, Editorial Reverté S.A., Barcelona, España (1975).
14. PDVSA., **“Manual de diseño de proceso-transferencia de calor-intercambiadores de calor-principios básicos”**, (1995).
15. Perry, R., **“Manual del Ingeniero Químico”**, 7ma. Ed., Editorial Mc Graw-Hill, Tomos I y II, España (2001).
16. Holman, J., **“Transferencia de calor”**, Editorial McGraw-Hill, Octava Edición, España (1998).
17. Grimm, N. y Rosaler, R., **“Manual de diseño de calefacción, ventilación y aire acondicionado”**, Volumen II, Editorial Mc Graw-Hill, (2000).

18. Martínez, P., **“Torres de enfriamiento diseño, selección y tratamiento”**, Trabajo de ascenso, Universidad de Oriente, Departamento de Ingeniería Química, Puerto la Cruz (2000).

19. **Enciclopedia McGraw-Hill de ciencias y tecnología**, 2^{da} edición, Editorial McGraw-Hill, vol III. México (1999).

20. Barascola, N., **“Curso básico de capacitación en el uso del simulador Hysys Process”**, Caracas- Venezuela (2001).

21. **“Get Started”** Hysys Manual, Hyprotech, Canada. (2002).

22. Lipesa, **“Tratamiento Químico del agua”**, Editorial Impregraf, Caracas (1998).

ANEXOS

ANEXO A

Constantes A y B de los índices de estabilidad

Tabla A.1. Constante A como función de la temperatura del agua para calcular los Índices de Langelier y Ryznar

°C	°F	Constante A
0	32	2,6
4	39,2	2,5
8	46,4	2,4
12	53,6	2,3
16	60,8	2,2
20	68	2,1
25	77	2,0
30	86	1,9
40	104	1,7
50	122	1,55
60	140	1,4
70	158	1,2
80	176	1,15

Tabla A.2. Constante B como función de los sólidos disueltos para el cálculo de los Índices de Langelier y Ryznar

Total de sólidos disueltos (ppm)	Constante B
0	9,7
100	9,77
200	9,83
400	9,86
800	9,89
1.000	9,90

ANEXO B

Propiedades del agua y del aire

TABLA A.9

Propiedades del agua (líquido saturado)*

$$\text{Nota: } Gr, Pr = \left(\frac{g\beta\rho^2 c_p}{\mu k} \right) x^3 \Delta T$$

T, °C	c_p , kJ/kg·°C	ρ , kg/m ³	μ , kg/m·s	k , W/m·°C	Pr	$\frac{g\beta\rho^2 c_p}{\mu k}$, 1/m ³ ·°C
32	4,225	999,8	$1,79 \times 10^{-3}$	0,566	13,25	$1,91 \times 10^9$
40	4,208	998,8	1,55	0,575	11,35	$6,34 \times 10^9$
50	4,195	997,2	1,31	0,585	9,40	$1,08 \times 10^{10}$
60	4,186	995,6	1,12	0,593	7,88	$1,46 \times 10^{10}$
70	4,179	997,4	$9,8 \times 10^{-4}$	0,604	6,78	$1,91 \times 10^{10}$
80	4,179	995,8	8,6	0,614	5,85	$2,48 \times 10^{10}$
90	4,174	994,9	7,65	0,623	5,12	$3,3 \times 10^{10}$
100	4,174	993,0	6,82	0,630	4,53	$4,19 \times 10^{10}$
110	4,174	990,6	6,16	0,637	4,04	$5,66 \times 10^{10}$
120	4,174	988,8	5,62	0,644	3,64	$6,48 \times 10^{10}$
130	4,179	985,7	5,13	0,649	3,30	$8,84 \times 10^{10}$
140	4,179	983,3	4,71	0,654	3,01	$9,85 \times 10^{10}$
150	4,183	980,3	4,3	0,659	2,73	$1,09 \times 10^{11}$
160	4,186	977,3	4,01	0,665	2,53	
170	4,191	973,7	3,72	0,668	2,33	
180	4,195	970,2	3,47	0,673	2,16	
190	4,199	966,7	3,27	0,675	2,03	
200	4,204	963,2	3,06	0,678	1,90	
220	4,216	955,1	2,67	0,684	1,66	
240	4,229	946,7	2,44	0,685	1,51	
260	4,250	937,2	2,19	0,685	1,36	
280	4,271	928,1	1,98	0,685	1,24	
300	4,296	918,0	1,86	0,684	1,17	
350	4,371	890,4	1,57	0,677	1,02	
400	4,467	859,4	1,36	0,665	1,00	
450	4,585	825,7	1,20	0,646	0,85	
500	4,731	785,2	1,07	0,616	0,83	
550	5,024	715,5	$9,51 \times 10^{-3}$			
600	5,703	678,7	8,68			

* Adaptado al SI de A. I. Brown y S. M. Marco: *Introduction to Heat Transfer*, 3^a ed., McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1958.

TABLA A.5

Propiedades del aire a la presión atmosférica*

Los valores de μ , k , c_p y Pr dependen poco de la presión y se pueden utilizar en un intervalo bastante amplio de presiones

T, K	ρ , kg/m ³	c_p , kJ/kg. °C	$\mu \times 10^5$, kg/m.s	$\nu \times 10^6$, m ² /s	k , W/m. °C	$\alpha \times 10^4$, m ² /s	Pr
100	3,6010	1,0266	0,6924	1,923	0,009246	0,02501	0,770
150	2,3675	1,0099	1,0283	4,343	0,013755	0,05745	0,753
200	1,7684	1,0061	1,3289	7,490	0,01809	0,10165	0,739
250	1,4128	1,0053	1,5990	11,31	0,02227	0,15675	0,722
300	1,1774	1,0057	1,8462	15,69	0,02624	0,22160	0,708
350	0,9980	1,0090	2,075	20,76	0,03003	0,2983	0,697
400	0,8826	1,0140	2,286	25,90	0,03365	0,3760	0,689
450	0,7833	1,0207	2,484	31,71	0,03707	0,4422	0,683
500	0,7048	1,0295	2,671	37,90	0,04038	0,5064	0,680
550	0,6423	1,0392	2,848	44,34	0,04360	0,5532	0,680
600	0,5879	1,0551	3,018	51,34	0,04659	0,7512	0,680
650	0,5430	1,0635	3,177	58,51	0,04953	0,8578	0,682
700	0,5030	1,0752	3,332	66,25	0,05230	0,9672	0,684
750	0,4709	1,0856	3,481	73,91	0,05509	1,0774	0,686
800	0,4405	1,0978	3,625	82,29	0,05779	1,1951	0,689
850	0,4149	1,1095	3,765	90,75	0,06028	1,3097	0,692
900	0,3925	1,1212	3,899	99,3	0,06279	1,4271	0,696
950	0,3716	1,1321	4,023	108,2	0,06525	1,5510	0,699
1.000	0,3524	1,1417	4,152	117,8	0,06752	1,6779	0,702
1.100	0,3204	1,160	4,4	138,6	0,0732	1,969	0,704
1.200	0,2947	1,179	4,69	159,1	0,0782	2,251	0,707
1.300	0,2707	1,197	4,93	182,1	0,0837	2,583	0,705
1.400	0,2515	1,214	5,17	205,5	0,0891	2,920	0,705
1.500	0,2355	1,230	5,40	229,1	0,0946	3,262	0,705
1.600	0,2211	1,248	5,63	254,5	0,100	3,609	0,705
1.700	0,2082	1,267	5,85	280,5	0,105	3,977	0,705
1.800	0,1970	1,287	6,07	308,1	0,111	4,379	0,704
1.900	0,1858	1,309	6,29	338,5	0,117	4,811	0,704
2.000	0,1762	1,338	6,50	369,0	0,124	5,260	0,702
2.100	0,1682	1,372	6,72	399,6	0,131	5,715	0,700
2.200	0,1602	1,419	6,93	432,6	0,139	6,120	0,707
2.300	0,1538	1,482	7,14	464,0	0,149	6,540	0,710
2.400	0,1458	1,574	7,35	504,0	0,161	7,020	0,718
2.500	0,1394	1,688	7,57	543,5	0,175	7,441	0,730

* De Natl. Bur. Stand. (U.S.) Circ. 564, 1955.

ANEXO C

Datos de diseño de los intercambiadores de calor (cooler) Air-x-changers

air-x-changers

Post Office Box 1804 Phone (918)266-1850
 Tulsa, Oklahoma 74101 Fax (918)266-1322

Proposal No. 002081A
 Date 10-06-2000
 Page 1 of 1

Purchaser P.O.I.-UNITS 1498,1501,1502,1503,1504,1505
 Ref. No. P. COMPANC Destination WAUK. 8L-AT27GL
 1 MODEL 132F2 Air-x-changer

PERFORMANCE

1 Service	EJW	AUX-W	IC-1	IC-2	AC
2 Flow	320GPM	250GPM	10.0MMSCFD	10.0MMSCFD	10.0MMSCFD
3 Fluid	50%GLY	50%GLY	.84SPGR	.84SPGR	.84SPGR
4 Temperature in, °F	180.0	150.4	235.0	255.0	249.0
5 Temperature out, °F	159.2	130.0	120.0	120.0	120.0
6 Pressure, PSI			198PSIG	571PSIG	1500PSIG
7 Pressure Drop, PSI	10.4	4.1	3.8	6.2	8.0
8 Heat Load, BTU/HR	3094300	2278100	1604970	2031918	2351578
9 True MTD	39.8	24.9	39.8	47.0	45.8
10 Overall Rate	176.0	149.0	73.2	107.5	136.6
11 Fouling Factor	.0005	.0005	.0010	.0010	.0010
12 Tube Surface, Sq. Ft.	449	615	603	416	384
13 Total Surface, Sq. Ft.	9605	13163	11932	8894	6113
14 Sections, No. of	COMBINED	COMBINED	1	1	1
15 Connected	SINGLY	SINGLY	SINGLY	SINGLY	SINGLY
16 No. Passes	2	2	2	2	1
17 Design Temp., °F	300/-10	300/-10	350/-10	350/-10	350/-10
18 Design Press., PSIG	150	150	645	860	1935
19 Test Press., PSIG	225	225	968	1290	2903
20 Nozzles	4-150RF	4-150RF	6-300RF	4-600RF	3-900RTJ
21 Tubes, OD x BWG	1X16	1X16	1-1/4X16	1X16	5/8X16
Material	SA214 STEEL	SA214 STEEL	SA214 STEEL	SA214 STEEL	SA214 STEEL
No./Sect., Lgh., Ft.	54, 32	74, 32	58, 32	50, 32	74, 32
24 No. Rows	4	4	5	4	4
25 Flanges	SA105SCH 40	SA105SCH 40	SA105SCH 80	SA105SCH 80	SA105SCH 80
26 Fins, Type	WHEEL	WHEEL	WHEEL	WHEEL	WHEEL
27 Material	AL	AL	AL	AL	AL
28					
29					
30 Headers, Type	BOX	BOX	BOX	BOX	BOX
31 Material	STEEL	STEEL	STEEL	STEEL	STEEL
32 Counterflow					
33 Corrosion Allowance					
34 Grooved Tube Sheet					YES
35 Plugs, Type	SHOULDER	SHOULDER	SHOULDER	SHOULDER	SHOULDER
36 Material	STEEL	STEEL	STEEL	STEEL	STEEL
37 Retarders					
38 Accelerators					.250
39 ASME Code Stamp			YES	YES	YES
40 Total SCFM 279420	Temp. In °F 100	Temp. Out °F 137.3		Elev., Ft. 700	

MECHANICAL EQUIPMENT - STRUCTURES

41 No. Fans 2 HP/Fan 44.1	RPM 347	Dia. 132	No. Blades 6	Material ALUMINUM	Make MOORE60ED
42 Drive	V-BELT BY OTHERS				
43					
44 Draft Type FORCED	No. of Bays	Overall Width 14'	Length 33'	Height	
45 Guards FAN	Assembly	PACKAGED			
46					
47 1st. Shipping Weight	32500 LBS				
48 Accessories					
49					
50					

air-x-changers

Post Office Box 1804 Phone (918)266-1850
 Tulsa, Oklahoma 74101 Fax (918)266-1322

Proposal No. 002069
 Date 10-02-2000
 Page 1 of 2

Purchaser	P.O.I.-UNITS 1494, 1495, 1496, 1497, 1499				
Ref. No.	P. COMPANC		Destination	WAUK.12V-AT27GL	
	1	MODEL	132F3	Air-x-changer	

PERFORMANCE

	EJW	AUX-W	IC-1	IC-2	IC-3	
1 Service						
2 Flow	480GPM	650GPM	13.3MMSCFD	13.3MMSCFD	13.3MMSCFD	
3 Fluid	50%GLY	50%GLY	.84SPGR	.84SPGR	.84SPGR	
4 Temperature in, °F	180.0	140.9	243.0	247.0	254.0	
5 Temperature out, °F	160.9	130.0	120.0	120.0	120.0	
6 Pressure, PSIG			224PSIG	615PSIG	1694PSIG	
7 Pressure Drop, PSI	9.4	9.0	3.9	4.5	12.3	
8 Heat Load, BTU/HR	4262500	3155495	2301251	2559642	3340720	
9 True MTD	36.3	19.0	38.8	39.3	44.8	
10 Overall Rate	163.8	154.9	73.7	94.4	129.5	
11 Fouling Factor	.0005	.0005	.0010	.0010	.0010	
12 Tube Surface, Sq. Ft.	732	1084	844	703	580	
13 Total Surface, Sq. Ft.	14498	21457	15774	13918	8641	
14 Sections, No. of	COMBINED	COMBINED	1	1	1	
15 Connected	SINGLY	SINGLY	SINGLY	SINGLY	SINGLY	
16 No. Passes	2	2	2	2	2	
17 Design Temp., °F	300/-10	300/-10	350/-10	350/-10	350/-10	
18 Design Press., PSIG	150	150	645	1292	1935	
19 Test Press., PSIG	225	225	968	1938	2903	
Nozzles	6-15ORF	6-15ORF	8-30ORF	6-60ORF	4-90ORF	
21 Tubes, OD x BWG	1-1/4X16	1-1/4X16	1-1/2X16	1-1/4X14	3/4X16	
22 Material	SA214 STEEL	SA214 STEEL	SA214 STEEL	SA214 STEEL	A249TP304SS	
23 No./Sect., Lgh., Ft.	50, 45	74, 45	48, 45	48, 45	66, 45	
24 No. Rows	4	4	5	5	4	
25 Flanges	SA105SCH 40	SA105SCH 40	SA105SCH 80	SA105SCH 80	SA105SCH160	
26 Fls. Type	WHEEL	WHEEL	WHEEL	WHEEL	WHEEL	
27 Material	AL	AL	AL	AL	AL	
28						
29						
30 Header, Type	BOX	BOX	BOX	BOX	BOX	
31 Material	STEEL	STEEL	STEEL	STEEL	STEEL	
32 Counterflow						
33 Corrosion Allowance					.1250	
34 Grooved Tube Sheet					YES	
35 Flange Type	SHOULDER	SHOULDER	SHOULDER	SHOULDER	SHOULDER	
36 Material	STEEL	STEEL	STEEL	STEEL	STEEL	
37 Retainers						
38 Accelerators						
39 ASME Code Stamp			YES	YES	YES	
40 Total SCFM	Temp. In °F	Temp. Out °F			Elev., Ft.	
MECHANICAL EQUIPMENT - STRUCTURES						
41 No. Fans	HP/Fan	RPM	Dia.	No. Blades	Material	Make
42 Drive						
43						
44 Craft Type	No. of Bays	Overall Width	Length	Height		
Guards		Assembly				
46						
47 Est. Shipping Weight						
48 Accessories						
49						
50						

air-x-changers

Post Office Box 1804 Phone (918)266-1850
 Tulsa, Oklahoma 74101 Fax (918)266-1322

Proposal No. 002069
 Date 10-02-2000
 Page 2 of 2

Purchaser P.O.I.-UNITS 1494, 1495, 1496, 1497, 1499
 Ref. No. P. COMPANC Destination WAUK.12V-AT27GL
 1 MODEL 132F3 Air-x-changer

PERFORMANCE

1 Service AC
 2 Flow 13.3MMSCFD
 3 Fluid .84SPGR
 4 Temperature in, °F 217.0
 5 Temperature out, °F 120.0
 6 Pressure, PSI 3520PSIG
 7 Pressure Drop, PSI 3.6
 8 Heat Load, BTU/HR 2528508
 9 True MTD 40.7
 10 Overall Rate 125.7
 11 Fouling Factor .0010
 12 Tube Surface, Sq. Ft. 513
 13 Total Surface, Sq. Ft. 8150
 14 Sections, No. of 1
 15 Connected SINGLY
 16 No. Passes 1
 17 Design Temp., °F 350/-10
 18 Design Press., PSIG 3850
 19 Test Press., PSIG 5775
 Nozzles 3-2500RTJ
 21 Tubes, OD x BWG 5/8X14
 22 Material A249TP304SS
 23 No./Sect., Lgth., Ft. 70, 45
 24 No. Rows 4
 25 Flanges
 26 Pins, Type WHEEL
 27 Material AL
 28
 29
 30 Headers, Type BOX
 31 Material STEEL
 32 Counterflow
 33 Corrosion Allowance .1250
 34 Grooved Tube Sheet YES
 35 Flngs. Type SHOULDER
 36 Material STEEL
 37 Retarders
 38 Accelerators
 39 ASME Code Stamp YES
 40 Total SCFM 413924 Temp. In °F 100 Temp. Out °F 139.9 Elev., Ft. 1000

MECHANICAL EQUIPMENT - STRUCTURES

41 No. Fans 3 HP/Fan 45.9 RPM 347 Dia. 132 No. Blades 6 Material ALUMINUM Make MOORE60ED
 42 Drive V-BELT BY OTHERS
 43
 Draft Type FORCED No. of Bays Overall Width 16' Length 46' Height
 Guards FAN Assembly PACKAGED
 46
 47 Est. Shipping Weight 55500 LBS
 48 Accessories
 49
 50

ANEXO D

Factores de corrección de MLDT

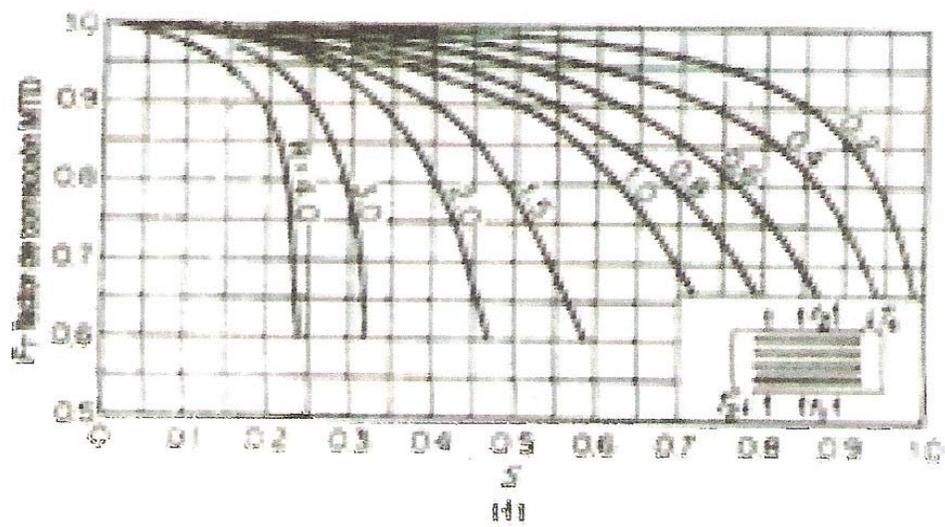


Figura D. 1. Factores de corrección para flujo transversal o cruzado con un paso por la carcasa y una o más filas de tubos paralelos

ANEXO E

Simulaciones datos operacionales

Tabla E.1. Variables empleadas en la primera corrida de validación del sistema de enfriamiento por aire de la unidad M-2

<i>Variable</i>	<i>Sistema Principal</i>	<i>Sistema Auxiliar</i>
<i>Flujo de agua (Gal/mín)</i>	62	68
<i>Fracción molar del agua</i>	1,0	1,0
<i>Temperatura de entrada del agua (°F)</i>	181,4	128
<i>Presión de entrada del agua (psia)</i>	30,0	50,0
<i>Caída de presión (psia)</i>	9,4	9,0
<i>Temperatura de entrada del aire (°C)</i>	32	
<i>Temperatura de salida del aire (°C)</i>	50	45
<i>Número de tubos por fila</i>	4	
<i>Número de pasos</i>	2	
<i>Número de ventiladores</i>	3	
<i>Velocidad de los ventiladores (rpm)</i>	347	

Tabla E.2. Variables empleadas en la segunda corrida de validación del sistema de enfriamiento por aire de la unidad M-2

<i>Variable</i>	<i>Sistema Principal</i>	<i>Sistema Auxiliar</i>
<i>Flujo de agua (Gal/mín)</i>	62	68
<i>Fracción molar del agua</i>	1,0	1,0
<i>Temperatura de entrada del agua (°F)</i>	181,4	128
<i>Presión de entrada del agua (psia)</i>	30,0	50,0
<i>Caída de presión (psia)</i>	9,4	9,0

Tabla E.2. Variables empleadas en la segunda corrida de validación del sistema de enfriamiento por aire de la unidad M-2 (continuación)

<i>Variable</i>	<i>Sistema Principal</i>	<i>Sistema Auxiliar</i>
<i>Temperatura de entrada del aire (°C)</i>	32	
<i>Temperatura de salida del aire (°C)</i>	50	45
<i>Número de tubos por fila</i>	4	
<i>Número de pasos</i>	2	
<i>Número de ventiladores</i>	2	
<i>Velocidad de los ventiladores (rpm)</i>	347	

Tabla E.3. Variables empleadas en la tercera corrida de validación del sistema de enfriamiento por aire de la unidad M-2

<i>Variable</i>	<i>Sistema Principal</i>	<i>Sistema Auxiliar</i>
<i>Flujo de agua (Gal/mín)</i>	62	68
<i>Fracción molar del agua</i>	1,0	1,0
<i>Temperatura de entrada del agua (°F)</i>	181,4	128
<i>Presión de entrada del agua (psia)</i>	30,0	50,0
<i>Caída de presión (psia)</i>	9,4	9,0
<i>Temperatura de entrada del aire (°C)</i>	32	
<i>Temperatura de salida del aire (°C)</i>	50	45
<i>Número de tubos por fila</i>	4	
<i>Número de pasos</i>	2	

Tabla E.3 Variables empleadas en la primera corrida de validación del sistema de enfriamiento por aire de la unidad M-2 (continuación)

<i>Variable</i>	<i>Sistema Principal</i>	<i>Sistema Auxiliar</i>
<i>Número de ventiladores</i>		<i>1</i>
<i>Velocidad de los ventiladores (rpm)</i>		<i>347</i>

ANEXO F

Tanque de almacenamiento de agua



Figura F. 1. Tanque de almacenamiento de agua de alimentación de las unidades motocompresoras de zorro nuevo

ANEXO G

**Reportes de la simulación caso diseño enfriador de la unidad M-1 y M-2
con tres, dos y un ventilador (simulador de procesos Hysys Plant versión 3.1)**

ANEXO H

Reportes de la simulación con datos operacionales del enfriador de las unidades M-1 y M-2 con tres, dos y un ventilador

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO 1/5:

TÍTULO	Evaluación del sistema de enfriamiento por aire de las unidades motocompresoras de una planta de compresión de gas natural.
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES)

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CVLAC/ E-MAIL
González G., Yamilé C.	CVLAC: 16.573.067 E-MAIL: yamilegascon@hotmail.com
	CVLAC: E-MAIL:
	CVLAC: E-MAIL:
	CVLAC: E-MAIL:

PALÁBRAS O FRASES CLAVES

Evaluación_____

Compresión_____

Gas Natural_____

Enfriamiento_____

Unidades motocompresoras_____

Simulación_____

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO 2/5:

ÁREA	Subárea
Ingeniería y ciencias aplicadas	Ingeniería química

RESUMEN (ABSTRACT):

En el presente trabajo se evaluó el sistema de enfriamiento por aire de las unidades motocompresoras de la planta compresora de gas Zorro. Para ello, se realizó el análisis de los estudios fisicoquímicos del agua del tanque de almacenamiento y de las corrientes de agua de las unidades motocompresoras M-1 y M-2, con la finalidad de determinar si éstas cumplen con las características requeridas y de no ser así, si pudiesen estar influyendo en la transferencia de calor de los mismos. Posteriormente, se realizó un estudio de las condiciones de diseño y de operación del sistema de enfriamiento de las unidades motocompresoras M-1 y M-2, que permitieron evaluar su comportamiento a través del modelado y validación del sistema de enfriamiento por aire, con el programa de simulación de procesos Hysys Plant, con lo cual se determinaron las causas que ocasionan el enfriamiento deficiente de las corrientes de agua involucradas. Los resultados de los análisis realizados al agua de enfriamiento arrojaron que la misma no cumple con las características aceptables, por el alto contenido de sodio, sílice y sólidos totales, con lo que se produce acumulación de éstos en el sistema de enfriamiento de ambas unidades. Los resultados de las simulaciones arrojaron valores confiables con respecto a la temperatura, siendo la mayor desviación 7,15%, obteniéndose lo contrario con respecto al flujo másico, donde se encontraron desviaciones hasta de 14,32%, por lo cual se hace necesario

utilizar otra herramienta que soporte la simulación de los enfriadores por aire con todas las corrientes de gas y de agua que los mismos manejan, ya que el simulador empleado está limitado para evaluar el sistema de enfriamiento de estas unidades. En cuanto a las condiciones operacionales se tiene que las unidades están operando fuera de las condiciones de diseño, ya que se está usando solo agua como refrigerante y según el diseño debe emplearse 50% de agua y 50 % de glicol; además, se maneja solo de 20% a 30 % del flujo volumétrico de diseño.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO 3/5:

CONTRIBUIDORES:

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL/CÓDIGO CVLAC/E-MAIL				
Raven, Hernán	ROL	CA <input type="checkbox"/>	AS <input checked="" type="checkbox"/>	TU <input type="checkbox"/>	JU <input type="checkbox"/>
	CVLAC	4.136.007			
	E-MAIL				
	E-MAIL				
Moreno, Yuvi	ROL	CA <input type="checkbox"/>	AS <input type="checkbox"/>	TU <input type="checkbox"/>	JU <input checked="" type="checkbox"/>
	CVLAC	12.980.821			
	E-MAIL				
	E-MAIL				
Miranda, Raúl	ROL	CA <input type="checkbox"/>	AS <input type="checkbox"/>	TU <input type="checkbox"/>	JU <input checked="" type="checkbox"/>
	CVLAC	14.212.097			
	E-MAIL				
	E-MAIL				
	ROL	CA <input type="checkbox"/>	AS <input type="checkbox"/>	TU <input type="checkbox"/>	JU <input type="checkbox"/>
	CVLAC				
	E-MAIL				
	E-MAIL				

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

AÑO	MES	DÍA
2009	03	26

LENGUAJE: SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO 4/5:

ARCHIVO (S):

Nombre de archivo	Tipo MIME
TESIS.YamiléGonzález.doc	Application/msword

**Caracteres permitidos: A B C D E F G H I J K L M N O P Q R S T U V W X Y
Z a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v w x y z 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 - _ .**

ALCANCE:

ESPACIAL: Planta compresora de gas Zorro (OPCIONAL)

TEMPORAL: _____ (OPCIONAL)

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Ingeniero Químico

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Pregrado

ÁREA DE ESTUDIO:

Departamento de Ingeniería Química

INSTITUCIÓN:

Universidad de Oriente/ Núcleo de Anzoátegui

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO 5/5:

DERECHOS:

Los Trabajos de Grado son de la exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y sólo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien le participará al Consejo Universitario.

González Gascón, Yamilé Coromoto
AUTOR

Ing. Raven Hernán
ASESOR

Ing. Miranda Raúl
JURADO

Ing. Moreno Yuvi
JURADO

POR LA SUBCOMISIÓN DE TESIS