

03073
4



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA

DIRECCIÓN GENERAL DE ESTUDIOS DE POSGRADO

EVALUACIÓN DE UN EVAPORADOR COMPACTO PARA AMONIACO

T E S I S
PARA OBTENER EL GRADO DE:
MAESTRO EN ENERGÍA SOLAR OPCIÓN FOTOTÉRMICA

P R E S E N T A:
JORGE DE JESÚS CHAN GONZÁLEZ

288742

DIRECTOR DE TESIS: DR. ROBERTO BEST Y BROWN
TEMIXCO, MORELOS, MÉXICO 2001



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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



DEDICATORIAS

Dedico este trabajo, a mis Padres, Prof. José H. Chan Zavala y Profa. Ma. Del Socorro González Dzib, maestros en mi vida y mis primeros profesores académicos, que a lo largo de mi existencia, me han brindado todo su amor y apoyo, por quienes he aprendido el profundo significado de la frase "Amor incondicional". Me han dado todo sin pedir absolutamente nada a cambio. Yo a cambio les entrego amorosamente mi gratitud total y eterna, y humildemente les dedico el esfuerzo de este Trabajo. ¡Infinitamente gracias Papás!

A mis hermanos, Carlos y Miguel (sólo es orden cronológico), por todo su apoyo y comprensión que me brindaron durante estos años de estudio, así como por todo su amor a lo largo de nuestras vidas.

A mis sobrinos, Karla y Mauricio quienes me han brindado momentos inolvidables en mi vida.

¡AGRADEZCO DESDE LO MÁS PROFUNDO DE MI CORAZÓN Y MI RACIOCINIO, A QUIEN TODO ME LO HA DADO Y POR QUIEN TODO SOY.....!

"Cuando supe que la Universidad de Campeche me había otorgado el permiso para estudiar en el CIE-UNAM, experimenté una gran alegría, pero también sentí, un no menos gran temor. Estaba consiente de que se trataba de un gran reto intelectual y profesional. Conforme fue avanzando la elaboración de mi trabajo y transcurriendo el tiempo, terminé descubriendo que el mayor desafío que se me presentó, fue a mi Espíritu".

"¡.... Y sólo es entonces, cuando los hombres se pueden convertir en viento!"

El Alquimista.

AGRADECIMIENTOS

Al momento de realizar los agradecimientos siempre se corre el gravísimo riesgo de dejar en el olvido a personas que han colaborado de alguna u otra forma en la elaboración de este trabajo. Sin embargo, sepan que estoy profundamente agradecido con todas las personas que colaboraron en la conclusión de esta tesis.

Inicio mis agradecimientos, mencionando el total y decidido apoyo brindado por la **Universidad Autónoma de Campeche**, al otorgarme todas las facilidades necesarias para la realización de este trabajo. Agradezco de igual forma al **Centro de Investigación en Energía** y a la **Universidad Nacional Autónoma de México**. También agradezco al **Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología** por el apoyo otorgado para la realización de mis estudios de Maestría.

Agradezco a la Dra. Julia Tagüena por revisarme la tesis así como por sus sabios consejos durante la elaboración del presente trabajo. También agradezco al Dr. Wilfrido Rivera, Dr. Jaime Cervantes de Gortari y Dr. Javier Siqueiros Alatorre por la supervisión del presente trabajo. Agradezco de forma muy particular, al Dr. Roberto Best y Brown por haberme dirigido la tesis, por su apoyo y su paciencia.

Especialmente manifiesto mi agradecimiento y reconocimiento al Ing. Sergio González Espínola, Director del Programa CADETRAA de la Universidad Autónoma de Campeche, por todos los años de formación que he recibido de él, desde ser su alumno en la Facultad de Ingeniería hasta su subalterno en el Programa CADETRAA. Su enorme experiencia profesional la puso a mi alcance, misma que me ayudó a resolver muchos problemas que se presentaron durante mi estancia en el estado de Morelos. También agradezco su gran paciencia para conmigo en las discusiones de trabajo, pero creo de todo corazón que han sido extremadamente productivas. ¡Gracias Ingeniero!

Agradezco al Dr. Jaime Cervantes de Gortari, por haber intercedido ante las autoridades de la Universidad de Campeche, por el personal de CADETRAA para que podamos salir a realizar estudios de Posgrado. Aún tengo fresca en mi memoria, la imagen de la mesa de la oficina del Programa CADETRAA, sentados

en torno a ella el Dr. Cervantes y el Ing. González, anunciándonos la posibilidad de salir a estudiar. También agradezco en gran medida, los días de exquisitas pláticas que amablemente me brindó.

Agradezco a los M. en I. Eduardo Medina Hernández y Augusto Sánchez Cifuentes por todo el apoyo profesional que me brindaron, desde su bastión sagrado en la Facultad de Ingeniería de la UNAM. También agradezco todas las amenas charlas que hemos sostenido tanto en Campeche como en la ciudad de México, así como sus atinados consejos que me dispensaron. Gracias por transmitirme parte de sus vastos conocimientos, como por su paciencia.

Agradezco muy especialmente y con todo el cariño del mundo, a dos familias Morelenses que me apoyaron decidida e incondicionalmente, que me brindaron todo su amor y comprensión durante los momentos más difíciles, y por si fuera poco me abrieron las puertas de sus casas. Estas familias hicieron muy placentera mi estancia en el Estado de Morelos y no tengo palabras de gratitud para con ellas. Gracias totales a las maravillosas familias del Dr. Isaac Pilatowsky y del Dr. Arturo Fernández. ¡Un millón de Gracias Isaac y Lidia!, ¡Un millón de Gracias Arturo y Eréndira!

Agradezco a los M. en I., Jorge Hernández y Nicolás Velásquez, así como al Ing. Victor Hugo Gómez por todos los consejos y la ayuda que me brindaron durante la puesta en funcionamiento del sistema experimental

Agradezco a quienes me brindaron en forma incondicional su amistad y ayuda, y con quienes pase amenas veladas, al Dr. Jesús Eduardo Lugo Arce e Ing. Alfredo Olea Rogel. ¡Gracias Lalo, Gracias Alfredo!.

ÍNDICE

Introducción	1
--------------	---

CAPÍTULO 1

ANTECEDENTES

1.1 Antecedentes de un sistema de refrigeración por absorción amoniaco/agua apoyado con energía solar, construido en el CIE-UNAM	4
1.2 Motivación para la construcción del sistema de pruebas experimentales del evaporador	6
1.3 Avances tecnológicos en los procesos de transferencia de calor	8
1.4 Aspectos energéticos en el campo de la refrigeración y el acondicionamiento de aire	12
1.4.1 Aspectos de la energía solar en la refrigeración	12
1.4.2 Viabilidad de los sistemas de refrigeración que emplean energía solar	13
1.4.3 Actividades realizadas sobre los sistemas de refrigeración que emplean energía solar	15
1.5 Un panorama del mercado mundial de los sistemas de refrigeración por absorción	17
1.6 El Programa Regional de Capacitación y Desarrollo Tecnológico en refrigeración y Acondicionamiento de Aire	19
1.6.1 Actividades para fortalecer la planta académica del Programa CADETRAA	20
Referencias bibliográficas del capítulo 1	21

CAPÍTULO 2

DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA EXPERIMENTAL

2.1 Revisión bibliográfica	23
2.2. Descripción del sistema experimental	27
2.2.1 Circuito principal del amoniaco	30
2.2.1.1 Evaporador de pruebas	31
2.2.1.2 Bomba de solución de volumen controlado (de diafragma) para el amoniaco líquido	33

2.2.1.3	Válvula micrométrica para regular la expansión	34
2.2.1.4	Medidores de flujo para el amoniaco	36
2.2.1.5	Amortiguador de pulsaciones	38
2.2.1.6	Condensador para amoniaco	41
2.2.1.7	Recibidor de líquido de condensado	42
2.2.1.8	Dispositivos de medición: medidores de temperatura (RTD), manómetros y mirilla de cristal	44
2.2.2	Circuito de emulación de potencia térmica	46
2.2.2.1	Tanque de almacenamiento	47
2.2.2.2	Bomba de recirculación del fluido caliente	48
2.2.2.3	Red hidráulica del circuito de emulación de potencia térmica	48
2.2.2.4	Dispositivos de medición de temperatura	49
2.2.2.5	Medidores de flujo para el agua	50
2.2.2.6	Resistencias eléctricas	51
2.2.3	Circuito de agua fría para condensar	53
2.2.3.1	Tanque de almacenamiento del agua para condensar	54
2.2.3.2	Bomba de recirculación del agua fría para condensar	55
2.2.3.3	Red hidráulica del circuito de agua fría para condensar	55
2.2.3.4	Dispositivos de medición de temperatura para el agua de condensación	56
2.2.3.5	Medidor de flujo para el agua fría de condensación	56
	Referencias bibliográficas del capítulo 2	58

CAPÍTULO 3

CICLO TERMODINÁMICO BÁSICO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN AMONIACO/AGUA (NH₃-H₂O)

3.1	Fundamentos del ciclo de absorción, ciclo de Carnot	60
3.2	Bomba de calor por absorción.	64
3.3	Sistemas de refrigeración por absorción	66
3.3.1	Descripción del ciclo continuo de un sistema de refrigeración por absorción	67
3.3.2	Suposiciones básicas de operación	69
3.3.3	Sistemas de ecuaciones para los ciclos continuos de refrigeración por absorción	71
3.4	Propiedades termodinámicas del amoniaco (NH ₃), refrigerante 717	75

3.4.1 Presión de vapor para los fluidos puros	77
3.5 Propiedades del amoniaco y algunos aspectos de seguridad	78
Referencias bibliográficas del capítulo 3	80
Nomenclatura del capítulo 3	81

CAPÍTULO 4

DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL Y TEÓRICA DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

4.1 El coeficiente global de transferencia de calor	83
4.4.1 Análisis de la transferencia de calor para la conducción y la convección	86
4.2 Flujo a través de un banco de tubos	89
4.3 Procedimiento de cálculo del coeficiente convectivo para el banco de tubos en el lado de la coraza	96
4.4 Procedimiento de cálculo del coeficiente convectivo en el interior de los tubos	102
4.5 Procedimiento de cálculo del coeficiente global de transferencia de calor teórico	109
4.6 Descripción de las pruebas experimentales	122
4.6.1 Prueba de presión con nitrógeno	122
4.6.2 Realización de vacío al sistema	122
4.6.3 Procedimiento para llenar de amoniaco al sistema	123
4.6.4 Instalación del evaporador compacto para amoniaco	126
4.7 Descripción de las pruebas experimentales	127
4.7.1 Procesamiento de datos y resultados de las pruebas experimentales	130
4.8 Determinación del coeficiente global de transferencia de calor experimental	132
Referencias bibliográficas del capítulo 4	137
Nomenclatura del capítulo 4	139

CONCLUSIONES

APÉNDICE A

MÉTODOS DE PRUEBA PARA LA EVALUACIÓN DE ENFRIADORES DE LÍQUIDOS

144

APÉNDICE B

BOMBA DE SOLUCIÓN DE VOLUMEN CONTROLADO MILTON ROY (MANUAL DE INSTRUCCIONES)

151

APÉNDICE C

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LA VÁLVULA MICROMÉTRICA MARCA SWAGELOCK MODELO SS-4LMH-NE

162

APÉNDICE D

DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO PARA LA CALIBRACIÓN DE LOS RTD's

166

APÉNDICE E

ANÁLISIS ADIMENSIONAL

171

INTRODUCCIÓN

Los sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire por compresión mecánica utilizan como fluidos de trabajo a los refrigerantes conocidos como hidroclorofluorocarbonados (HCFCs) y/o clorofluorocarbonados (CFCs). Cuando se emplean estos sistemas de refrigeración por compresión mecánica, es difícil evitar que una parte de los gases refrigerantes escapen hacia el medio ambiente. Se ha señalado que los escapes de estos gases hacia la atmósfera han contribuido a provocar daños irreversibles en la capa de ozono, así como también se ha destacado que favorecen el calentamiento global de la tierra, fenómeno comúnmente conocido como efecto invernadero. Se tienen programas internacionales muy estrictos de control, efectivos desde 1995, para terminar con la fabricación y uso masivo de los HCFCs y CFCs en el año 2020. Por lo anterior, se ha motivado una búsqueda intensa, y estudios constantes, encaminados a encontrar nuevos refrigerantes que sustituyan a los convencionales. Así como también se reorientaron las investigaciones hacia sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire que emplean refrigerantes no nocivos para los seres humanos y el medio ambiente. En este sentido, México no ha sido ajeno a la búsqueda de sistemas de refrigeración que empleen sustancias de trabajo alternativas. Los sistemas de refrigeración y de acondicionamiento de aire que usan amoníaco, retoman un papel de gran importancia. Los sistemas de refrigeración por absorción y específicamente los que manejan la mezcla binaria amoníaco/agua, en México se están investigando de manera significativa.

El Centro de Investigación en Energía de la Universidad Nacional Autónoma de México (CIE-UNAM), a través de la Coordinación de Refrigeración y bombas de calor, en colaboración con el Programa de Capacitación y Desarrollo Tecnológico en Refrigeración y Acondicionamiento de Aire de la Universidad Autónoma de Campeche (CADETRAA-UAC), tuvieron un profundo interés en estudiar y caracterizar térmicamente, un evaporador compacto de tubos y coraza para amoníaco, diseñado, construido y propuesto por la compañía LAJ Internacional S.A. La compañía asegura que el modelo compacto proporciona una potencia frigorífica de 3.54 kW. El interés de estudiar al evaporador se debe su tamaño. Para la capacidad que está diseñado resulta ser muy

compacto, lo que implica menores costos en la fabricación, instalación y funcionamiento. Adicionalmente se requerirá menor cantidad de refrigerante.

En este trabajo se presenta la evaluación térmica experimental y teórica, del evaporador compacto de tubos y coraza para amoníaco. Se determinan los coeficientes globales de transferencia de calor (U_{global}) experimental y teórico. Se diseña y construye en la plataforma de pruebas de la Coordinación de Refrigeración y Bombas de calor (ubicada en Temixco, Morelos) un sistema experimental de ciclo de refrigeración, para probar el evaporador propuesto. El procedimiento de determinación del coeficiente experimental se basa en las normas propuestas por la American Society of Heat, Refrigeration and Air Engineering. Se emplea una bomba de diafragma que sustituye al compresor recíprocante, por lo tanto el refrigerante se encuentra libre de aceite. El sistema está constituido de tres circuitos principales, circuito principal de amoníaco, circuito de agua para condensación y circuito de emulación de potencia térmica. Está diseñado para que trabaje con amoníaco, sin embargo, por las características de la bomba de diafragma se puede emplear cualquier refrigerante, tal como R11, R12, R22, u otro, siempre funcionando libre de aceite.

Con las pruebas experimentales se comprueba que el evaporador ofrece capacidades de potencia frigorífica de hasta 6 kW, es decir mayores a las que la compañía LAJ internacional señala. Los coeficientes globales de transferencia de calor obtenidos experimentalmente (con un $\pm 5\%$ de error) son de 350 a 1250 $Wm^{-2}C^{-1}$ y están dentro del rango de valores publicados en diversas referencias bibliográficas. Estos valores experimentales disminuyen conforme la media logarítmica diferencial de temperatura (MLDT) se incrementa. Las temperaturas de operación durante las pruebas experimentales son las siguientes, el amoníaco como líquido saturado se mantiene a una temperatura de 29 C. El rango de temperaturas de agua para condensación, se conserva de entre 5 y 8 C. El agua del circuito de emulación de potencia frigorífica, tiene un rango de temperaturas de entre 35 a 60 C. Se debe operar el sistema a presiones absolutas mayores a 9 bar, a la temperatura ambiental de Temixco, Morelos. Se debe manejar el sistema a presiones absolutas menores a 11 bar, debido a que el evaporador está diseñado para soportar una presión absoluta máxima de 12 bar. El amortiguador

de pulsaciones debe utilizar presiones absolutas menores a 18 bar. Se debe incorporar al sistema un sumidero de calor grande, para que funcione de manera continua por más de cuatro horas. No es posible representar el comportamiento de U_{global} en detalle ya que el modelo teórico no toma en consideración la media logarítmica diferencial de temperatura, de la cual dependen los coeficientes globales experimentales.

El evaporador propuesto cuenta con diez tubos manufacturados en aleación de aluminio. Los tubos poseen un aletado helicoidal exterior de veinticuatro aletas por cada 25 mm. Se cuenta con una superficie total de transferencia de calor, de $0.675 \text{ m}^2/\text{m}$, en 0.80 m de longitud en cuatro pasos. La coraza está construida en acero al carbón con placa de 10.312 mm. Consta de un paso por el lado de la coraza con once deflectores espaciados 0.068 m a centros.

En el capítulo uno se presenta el antecedente de un sistema de refrigeración por absorción amoniaco/agua de etapa simple que fue construido en el CIE-UNAM y que operaba con energía solar. También se presenta una perspectiva de viabilidad de los sistemas de refrigeración que utilizan energía solar.

En el capítulo dos, se describen en forma detallada los circuitos que conforman el dispositivo de pruebas experimentales, así como cada uno de los componentes con los que están contruidos. Se presenta la revisión bibliográfica que auxilia en la construcción del dispositivo experimental.

En el capítulo tres presentan los fundamentos de un ciclo de refrigeración ideal y las ecuaciones generales que gobiernan el funcionamiento de un ciclo de refrigeración por absorción.

En el capítulo cuatro, se muestran los procedimientos para determinar experimental y teóricamente los coeficientes globales de transferencia de calor. Además se describe de forma detallada la puesta en funcionamiento y la operación del sistema experimental de pruebas.

En las conclusiones se presenta un resumen de los aspectos más importantes que se tratan en este trabajo. Por último se presentan cinco anexos.

CAPÍTULO 1



ANTECEDENTES

1.1 ANTECEDENTES DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN AMONIACO/AGUA APOYADO CON ENERGÍA SOLAR, CONSTRUIDO EN EL CIE-UNAM

Un sistema experimental de refrigeración, fue diseñado y construido en el año de 1990^[1.1] dentro de las instalaciones del Centro de Investigación en Energía de la Universidad Nacional Autónoma de México (CIE-UNAM). El equipo poseía una potencia frigorífica de 2.4 kW y era capaz de producir 100 kg/día de hielo; empleaba un sistema continuo de refrigeración por absorción amoníaco/agua, utilizando energía solar como fuente calorífica, en condiciones óptimas de operación^{[1.1][1.2]}. Las temperaturas promedio de agua para condensación y absorción eran de 25 C, las temperaturas promedio del evaporador y del generador fueron de -10 y 85 C. Estas condiciones resultaban cuando la temperatura promedio de enfriamiento era de 22 C. La presión de condensación fue de 11 bar (1.1 MPa). La presión de evaporación fue de 3 bar (0.3 MPa); las concentraciones de las soluciones, tanto fuerte como débil, en fracción peso, fueron de 0.48 y 0.40 respectivamente. La figura 1.1 muestra una foto del sistema experimental.

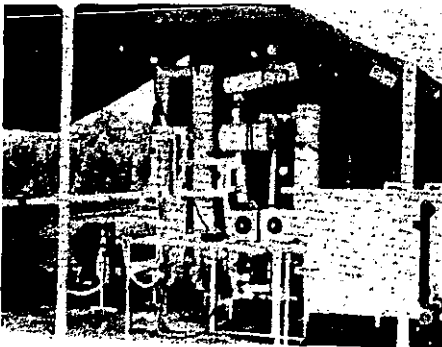


Figura 1.1 Fotografía del prototipo experimental de refrigeración por absorción amoníaco-agua que fue construido en las instalaciones del CIE-UNAM.

En la etapa inicial de pruebas de este equipo de refrigeración, el efecto refrigerante producido por el sistema fue utilizado para retirar el calor generado dentro de una salmuera de cloruro de calcio, con el fin de enfriarla y llevarla hasta las temperaturas adecuadas para producir hielo industrial o de consumo humano, de -5 a $-10\text{ C}^{[1,1]}$.

La salmuera de cloruro de calcio estaba contenida en un tanque, como lo muestra la figura 1.2, específicamente diseñado en acero al carbón. La salmuera tenía la función de servir como refrigerante secundario y como una forma de almacenamiento de la energía solar. Los calores generados por: la salmuera, las ganancias térmicas y el agua que se enfriaba para producir hielo, fueron retirados por un evaporador. Por el evaporador fluía, en su parte interior, el refrigerante primario. El evaporador fue alimentado con amoniaco líquido. El evaporador consistía de un serpentín construido con tubería de acero galvanizado, distribuido en el interior del tanque contenedor de la salmuera.

El sistema de enfriamiento utilizado en este equipo resultó no ser muy eficiente debido a diferentes circunstancias, entre las que se puede mencionar que las ganancias térmicas del tanque contenedor de la salmuera fueron extremadamente altas. No se logró mantener estable la temperatura de la salmuera por debajo de los 0 C (necesaria para producir hielo) en un período de operación del refrigerador de ocho horas.

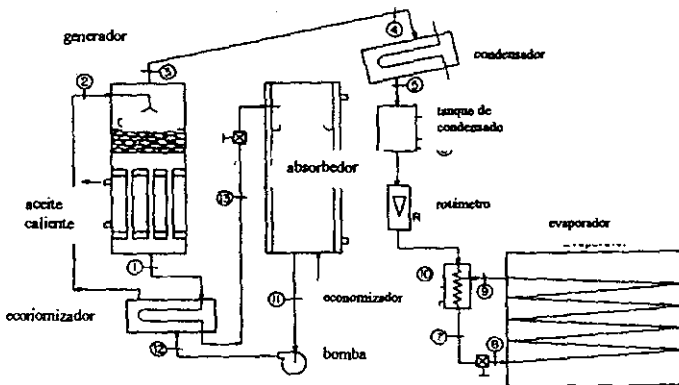


Figura 1.2 Dibujo esquemático del prototipo experimental de refrigeración por absorción amoniaco-agua que fue construido en las instalaciones del CIE-UNAM.

Sobre la base de estos resultados se decidió realizar modificaciones al sistema de enfriamiento buscando otra forma más eficiente de producir y almacenar el frío producido. La solución que se decidió fue la de separar el evaporador del almacenamiento de frío, con el fin de darle mayor flexibilidad al sistema y poder utilizar el frío producido en aplicaciones no sólo de producción de hielo sino también para acondicionamientos de espacios.

1.2 MOTIVACIÓN PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE PRUEBAS EXPERIMENTALES DEL EVAPORADOR

En épocas recientes, la creciente necesidad de la población mundial por conservar los productos alimenticios no perecederos, farmacéuticos u otros, así como el incremento en la demanda de servicios que proporcionan confort a los seres humanos, incrementó en forma muy considerable el uso masivo de sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire por compresión mecánica. Por ejemplo en aplicaciones de las ramas industrial, comercial y doméstica. Para cada una de estas ramas existe una gran variedad en capacidades de potencias frigoríficas.^{[1.3][1.4]}

Estos sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire por compresión mecánica utilizan como fluidos principales de trabajo a los refrigerantes conocidos como hidroclofluorocarbonados (HCFCs) y/o cloro fluorocarbonados (CFCs). Cuando se emplean estos tipos de sistemas de refrigeración por compresión mecánica es sumamente difícil evitar que una parte de los gases refrigerantes escapen hacia la atmósfera. Por ejemplo por fugas que se presentan en los sistemas por su uso cotidiano o al momento de abastecerlos, por errores humanos e incluso por descargas deliberadas. Se ha señalado que los escapes de estos gases hacia la atmósfera han contribuido de manera notable a provocar daños irreversibles en la capa de ozono, así como también se ha destacado que han favorecido en gran medida al calentamiento global de la tierra, fenómeno comúnmente conocido como efecto invernadero.^{[1.3][1.4][1.5]}

Tomando como base lo mencionado en el párrafo anterior, se han establecido programas muy estrictos de control, con aceptación internacional y

efectivos desde 1995, para terminar con la fabricación y uso masivo de los refrigerantes convencionales (HCFCs y CFCs) hacia el año de 2020 y además se proponen realizar reducciones más drásticas en un futuro muy cercano^[1.3]. Con lo anterior, se ha motivado una búsqueda intensa y estudios constantes encaminados a encontrar nuevos refrigerantes que vengan a sustituir a los convencionales, así como también se han reorientado las investigaciones hacia sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire que emplean refrigerantes no nocivos para los seres humanos y el medio ambiente, ya sea que estos sistemas funcionen por medio de compresión mecánica o algún otro tipo de producción de frío. En este sentido México no ha sido ajeno a esta búsqueda de sistemas de refrigeración que utilicen sustancias de trabajo alternativas^[1.4].

Por otra parte los sistemas de refrigeración y de acondicionamiento de aire que emplean como fluidos principales de trabajo a los fluidos naturales tal como el amoníaco, han retomado un rol de gran importancia en los campos de la refrigeración y el acondicionamiento de aire^{[1.5][1.6][1.7]}. Estos sistemas de refrigeración que se están utilizando son alguno de los siguientes tipos: compresión mecánica, adsorción o absorción.

En lo que respecta a los sistemas de refrigeración por absorción y específicamente a los sistemas que manejan la mezcla binaria amoníaco-agua, en México se está retomando de manera importante la investigación en este campo. Concretamente el Centro de Investigación en Energía de la Universidad Nacional Autónoma de México (CIE-UNAM) en estrecha colaboración con el Programa de Capacitación y Desarrollo Tecnológico en Refrigeración y Acondicionamiento de Aire de la Universidad Autónoma de Campeche (CADETRAA-UAC), tuvieron un profundo interés en estudiar y caracterizar un evaporador compacto del tipo tubos y coraza, diseñado y propuesto por la compañía LAJ Internacional S.A., para la evaporación de amoníaco.

Como un primer objetivo en el estudio y la caracterización del evaporador mencionado, se fijó obtener experimentalmente el coeficiente global de transferencia de calor (U_{global}), el cual es un parámetro muy significativo en lo que se refiere a los fenómenos involucrados en la transferencia de calor.

Hay que hacer hincapié en que el producto $U_{global}A_{total}$ (donde A_{total} es el área efectiva de transferencia de calor) es un parámetro muy importante, desde el punto de vista económico, tanto para el diseño como para el funcionamiento de cualquier sistema de refrigeración.

Recordemos que los sistemas de refrigeración que emplean amoniaco como refrigerante, los componentes y las tuberías son muy robustas debido a las presiones de trabajo que se manejan, así como al material con que se encuentran contruidos. Entonces cuando se presentó este modelo de evaporador compacto resultó muy atractivo analizarlo para determinar si es factible usarlo comercialmente.

La propuesta a futuro es sustituir el conjunto del tanque contenedor de la salmuera y del evaporador en forma de serpentín, por un sistema de enfriamiento de salmuera más eficiente. Este sistema estará constituido por el evaporador compacto para amoniaco y un circuito de enfriamiento de la salmuera etilenglicol-agua, que puede ser almacenada para que posteriormente se le de un uso indirecto de enfriamiento, ya sea para la producción de hielo (industrial, de consumo humano, en escamas, etcétera) o para emplearla en un circuito hidrónico de acondicionamiento de aire para edificios o casas habitación.

1.3 AVANCES TECNOLÓGICOS EN LOS PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

En años recientes se ha logrado un avance considerable en la tecnología del intercambio de calor^[1.8]. La nueva tecnología utiliza tuberías manufacturadas con materiales que poseen características tales como una mayor conductividad térmica, además se tiene el cuidado de que los tubos cuenten con superficies internas y externas modificadas que favorezcan de forma importante el intercambio de calor^{[1.9][1.10]}. Estas modificaciones son hechas a través de un maquinado que produce estrías o corrugaciones, lo que mejora el coeficiente convectivo de transferencia de calor por separado y por lo tanto provoca coeficientes globales de transferencia de calor más grandes^[1.10]. Esto último

tiene como una consecuencia directa favorecer la construcción de equipos de transferencia de calor más compactos.

Los intercambiadores compactos son una excelente alternativa, para incrementar la eficiencia de las bombas de calor, sistemas de refrigeración y de acondicionamiento de aire, con recuperación de calor, donde se presentan gradientes de temperaturas pequeños, condiciones a las cuales los intercambiadores de coraza y tubos tradicionales no pueden operar. Los intercambiadores compactos, no tienen esta limitación y como su nombre lo dice, son considerablemente más pequeños, con densidades de área de superficie mayores a $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ^[1.11]. Esta última relación en la mayoría de los casos es mayor que la de los intercambiadores de coraza y tubos comúnmente utilizados. La figura 1.3 muestra algunas configuraciones internas de los intercambiadores de calor compactos.

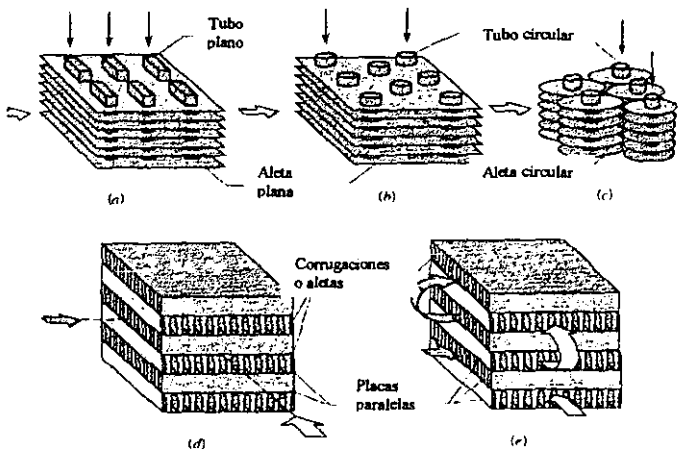


Figura 1.3. Corte esquemático de diferentes tipos de intercambiadores de calor. a) tubos planos aletados continuamente con aletas plana. b) Tubos circulares aletados continuamente con aletas planas. c) tubos circulares aletados continuamente con aletas circulares. d) Aleta plana paso simple. e) Aleta plana multipaso.

Los intercambiadores compactos se están volviendo cada vez más comunes en las plantas de procesos. Pero al contrario de los intercambiadores

de tubos y coraza a los cuales sustituyen y que cuentan con estándares internacionales a través del TEMA (Tubular Exchangers Manufacturers Association, Inc.), los intercambiadores compactos son poco definidos y se presentan en muchas configuraciones tales como: intercambiadores de platos, intercambiadores de espiral, intercambiadores de placa y aleta, regeneradores y muy recientemente los de circuito impreso. Sin embargo, se tiene poca información para el diseño, en la literatura abierta y también poca experiencia en la operación en aplicaciones específicas.

En la industria de la refrigeración, acondicionamiento de aire y de bombas de calor, los intercambiadores se utilizan como evaporadores y condensadores y usualmente son del tipo tubo-aleta cuando uno de los fluidos de intercambio es aire, y de coraza y tubos cuando uno de los fluidos es agua. Es común ahora tratar de reducir el tamaño de los intercambiadores de coraza y tubos introduciendo tuberías con superficies aletadas externas y algún tipo de acabado interno, esto permite incrementar los coeficientes de transferencia de calor y por lo tanto disminuir los tamaños de los intercambiadores.

En los proyectos desarrollados por la Coordinación de Refrigeración y Bombas de Calor, del Centro de Investigación en Energía, se ha trabajado en el diseño de componentes y de sistemas de refrigeración y bombas de calor, tratando de incorporar superficies de intercambio aletadas que permitan una reducción en el costo de los sistemas y en el tamaño de los mismos, ya sea para evaporar o condensar fluidos puros, para el intercambio de calor entre líquidos o entre vapores y líquidos, los cuales muchas veces son soluciones de dos o más componentes.

Una ventaja adicional de los intercambiadores compactos es que se reduce la masa mínima necesaria de refrigerante y por lo tanto posibilita la utilización de refrigerantes considerados peligrosos, tal y como lo es el amoníaco. Estos dos últimos aspectos son de mucha importancia en lo que respecta a los costos de producción, instalación y funcionamiento. Al analizar a cada uno por separado se observa:

- Es un hecho que los encargados de diseñar los sistemas de refrigeración, ya sean por compresión mecánica o bien por absorción, se resistían a

emplear amoníaco como fluido de trabajo. Las altas presiones que se alcanzan (hasta 23 atmósferas) en este tipo de sistemas, obligan siempre a emplear tuberías y láminas de muy grueso calibre (cédula 80), lo que da como resultado equipos de refrigeración demasiados robustos y pesados comparados con los mismos equipos que emplean refrigerantes convencionales. Como consecuencia, las transportaciones e instalaciones de los equipos resultan ser enormemente onerosas, además los espacios requeridos son excesivamente grandes, para potencias frigoríficas relativamente pequeñas. Entonces presentar un equipo muy compacto para sistemas de refrigeración que empleen amoníaco, resulta ser muy atractivo.

- Con la disminución de los tamaños de los equipos de refrigeración que utilizan amoníaco como fluido de trabajo, se reduce drásticamente la cantidad mínima necesaria del refrigerante en recirculación, en el tanque de almacenamiento y en el acumulador de líquido. Todo lo anterior, a su vez se traduce en la disminución de riesgos de trabajo, así como también en los costos de inversión para la compra del amoníaco.

Con este fin se decidió realizar bajo un proyecto conjunto con la compañía LAJ Internacional de la ciudad de México, la evaluación de un evaporador compacto para sustituir el sistema de enfriamiento mencionado anteriormente. La compañía LAJ Internacional construye el evaporador compacto para amoníaco de la capacidad requerida (3.54 kW) para el sistema de refrigeración, y el Centro de Investigación en Energía realiza las pruebas requeridas para la evaluación del mismo.

Debido a que el diseño del evaporador es nuevo, no se tiene información experimental alguna sobre su posible desempeño. Además el evaporador involucra varios aspectos de construcción novedosos, el uso del aluminio en la fabricación de los tubos que van por su interior, la utilización de superficies internas modificadas, y la utilización de tubo aletado por su parte externa. Se propone la determinación experimental del coeficiente global de transferencia de calor del evaporador.

1.4 ASPECTOS ENERGÉTICOS EN EL CAMPO DE LA REFRIGERACIÓN Y EL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

El implantar políticas relacionadas con el uso racional y eficiente de la energía, en cualquiera de sus formas, es de vital importancia para el desarrollo social y económico de un país. En este sentido actualmente en México se está trabajando en desarrollar investigaciones relacionadas con el uso eficiente de la energía en los campos de la refrigeración y el acondicionamiento de aire.

En lo que respecta a la refrigeración y acondicionamiento de aire se están tomando acciones para sustituir paulatinamente los equipos que utilizan compresores reciprocantes, por aquellos compresores que poseen mayor eficiencia de funcionamiento. Por ejemplo equipos que emplean compresores del tipo rotativo, compresores tipo "scroll", compresores de tornillo, compresores de engrane o compresores de paletas. Por otra parte la Comisión Federal de Electricidad, en sus nuevos contratos ha restringido el otorgamiento de potencia eléctrica por metro cuadrado de construcción en edificios nuevos, de tal manera que los equipos de refrigeración y acondicionamiento de aire de estos edificios necesariamente tendrán que ser de muy alta eficiencia y consumir el mínimo de potencia eléctrica. También se promueve el uso de aislamientos térmicos que eviten las ganancias por radiación solar y por convección.^[1,12]

1.4.1 Aspectos de la energía solar en la refrigeración

México sufre como en muchas partes del mundo, un déficit en la prestación de servicios de refrigeración y acondicionamiento de aire y es en el campo donde se ve mayormente marcado. En el futuro el incremento desmesurado en la producción y consumo de bienes y servicios satisfactorios de la vida moderna necesitará un aumento sostenido en la utilización de sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire.

Estas grandes necesidades en los servicios de refrigeración, originaron la búsqueda de nuevos, mejores y más económicos sistemas que puedan brindar estos servicios. Si se asocia las necesidades de nuevos sistemas de

refrigeración con los altos niveles de insolación que se presentan en todo el territorio nacional, particularmente en las épocas de primavera y verano cuando se requiere más de este servicio, de manera muy natural se tendrá que pensar en los sistemas de refrigeración por absorción apoyados con energía solar, principalmente cuando los sistemas se encuentran muy retirados de las líneas de energía eléctrica u otra energía convencional.^{[1.4][1.12]}

1.4.2 Viabilidad de los sistemas de refrigeración que emplean energía solar

Diversos sistemas de refrigeración apoyados con energía solar han sido propuestos y/o están en desarrollo: los sistemas de absorción entre los que se puede mencionar líquido/vapor, y sólido/vapor, sistemas por adsorción, sistemas por compresión Rankine/vapor; sistemas de compresión de vapor auxiliado con energía fotovoltaica. La viabilidad técnica de muchos de estos sistemas ha sido probada pero no se justifican económicamente; excepto aisladamente en algún sistema bajo condiciones muy particulares. Por ejemplo un sistema de bombeo con energía fotovoltaica instalado en una comunidad rural muy alejada de las fuentes convencionales de energía.^{[1.4][1.12]}

De acuerdo a un estudio realizado^[1.4], un grupo de expertos, identificó 19 posibles tecnologías aplicables para la refrigeración solar. Las tecnologías de colectores solares que se consideraron relevantes fueron las siguientes:

- Colectores de placa plana.
- Colectores de tubos evacuados.
- Colectores concentradores estacionarios, como los CPC.
- Colectores concentradores tipo discos.
- Concentradores con línea focal (parabólicos).
- Estanques solares.
- Sistemas fotovoltaicos.

Las tecnologías de sistemas de refrigeración solar que se consideraron fueron las siguientes:

- Compresión/ NH_3 .
- Compresión/CFC.
- Absorción $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$.
- Absorción $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.
- Absorción/difusión.
- Absorción sólido/gas.
- Adsorción.
- Termoeléctricas.

Los sistemas de compresión de vapor con apoyo de energía fotovoltaica y la termoeléctrica/fotovoltaica tienen predominancia en la aplicación de pequeños refrigeradores de uso médico (conservadores de vacunas) empleados en zonas rurales con alta irradiación solar en donde se justifican los altos costos del sistema.

Los sistemas térmicos solares, como lo son los colectores de placa plana y sistemas de refrigeración por absorción bromuro de litio/agua, se encuentran en el estado de preproducción e introducción comercial para capacidades pequeñas.

La eficiencia global de los sistemas de refrigeración oscila entre el 7% y 20% y difieren según las condiciones de insolación. Se calcula^[1,4] que bajo suficiente condición de insolación ($5.5 \text{ kWh m}^{-2} \text{ día}^{-1}$) la mayoría de los sistemas tienen una eficiencia global de entre 8 y 11%. Si los precios de la energía eléctrica siguen invariables (bajos, por los subsidios que se les aplican), los sistemas de refrigeración apoyados con energía solar tendrán que reducir sus costos de entre tres y cinco veces, si desean ser competitivos comparados con los sistemas tradicionales de compresión de vapor.

Se espera por los expertos que para el año de 2005, de 18 a 19 tecnologías identificadas para refrigeración solar, lograrán un estado de introducción comercial^[1,4]. Solamente la tecnología de absorción amoníaco/agua operando con colectores de placa plana, ha logrado una introducción comercial

en el año 2000. Es difícil predecir la fecha para cuando las tecnologías solares alcanzaran su madurez. El problema no es solamente técnico, sino que hay que incorporar aspectos económicos, sociales y ambientales.

En general se espera que una tecnología solar tenga que esperar 15 años para pasar de un estado de introducción comercial a uno de madurez total. Además de la tecnología de los colectores planos para el uso de absorción $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$, la compresión de vapor con energía fotovoltaica, y fotovoltaica/termoeléctrica, las otras tecnología que tiene mayor potencial de alcanzar su madurez son las siguientes:

- Para usos de entre 4 y 25 C, los sistemas de absorción amoniaco/agua con tubos evacuados.
- Para usos de entre -10 y 4 C, colectores concentradores tipo disco con absorción sólido/gas.
- Para usos de entre -20 y -10 C, concentradores tipos parabólicos en sistemas de absorción amoniaco-agua.

1.4.3 Actividades realizadas sobre los sistemas de refrigeración que emplean energía solar en México

Las investigaciones sobre los sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire que utilizan energía solar, han sido desarrolladas en México por las Universidades y los Institutos de Investigación. Se mencionan algunos ejemplos de estas investigaciones:

Desarrollo de un sistema experimental de refrigeración por absorción amoniaco/agua de ciclo continuo, para la producción de 100 kg de hielo al día, llevado a cabo por el Laboratorio de Energía solar (actualmente CIE-UNAM). Las temperaturas de operación en el generador fueron de entre 80 y 100 C usando aceite caliente. El aceite fue calentado con resistencias eléctricas o con energía solar^[1.1].

El desarrollo de un sistema de refrigeración por adsorción intermitente sólido/gas, se realizó por la Universidad Autónoma Metropolitana empleando carbón activado y zeolitas como adsorbentes y metanol como adsorbido. Un

prototipo de un sistema intermitente para la conservación de medicinas en las zonas áridas que empleaba cloruro de calcio y monometalina como refrigerante, se construyó en el Laboratorio de Energía Solar; el sistema se proyectó para temperaturas de condensación de 40 C; temperaturas de generación mayores a los 100 C fueron necesarias^[1.4].

Un sistema de refrigeración por absorción operando a bajas temperaturas con energía geotérmica, se desarrolló conjuntamente entre el Laboratorio de Energía Solar y el Instituto de Investigaciones Eléctricas. Fue operado en el campo geotérmico de Cerro Prieto, Baja California con temperaturas de vapor geotérmicas, de entre un rango de 90 a 130 C, para Amoníaco/nitrato de litio. Las temperaturas en el evaporador estuvieron en el rango de -20 a -10 C; el sistema se usó para la producción de hielo y como cuarto de conservación.^[1.4]

El Instituto de Investigaciones Eléctricas y el Laboratorio de Energía Solar desarrollaron un proyecto para acondicionar el aire de un edificio público en la ciudad de Mexicali, Baja California. Se empleó un sistema de absorción bromuro de litio-agua apoyado con sistema solar que constó de 30 colectores solares de placa plana (48 m² de área total), doble cubierta de vidrio y con superficie selectiva de cromo negro. El sistema tenía una capacidad nominal de 7 kW (2 T.R.)^[1.4].

La República Federal Alemana en colaboración con México desarrollaron dos proyectos llamados Sonntlan para dotar de energía solar a comunidades rurales y para usos urbanos. Los proyectos fueron Sonntlan las Barrancas y Sonntlan Mexicali. El primero fue un intento por satisfacer las necesidades de energía en una comunidad de pescadores que incluyó dotación de agua potable, electricidad, agua caliente y comunicaciones. Para lograrlo se incluyeron plantas de destilación solar, sistemas fotovoltaicos y plantas de generación de electricidad con máquinas diesel. También se tuvo un sistema de refrigeración por absorción amoníaco-agua para congelamiento y conservación del pescado^[1.4]. El segundo proyecto consistió de seis casas unifamiliares, cinco unidas a cada una de las otras y una por separado, todas incluían elementos pasivos para disminuir las ganancias térmicas, y una torre conteniendo los elementos del sistema solar. Se empleó una máquina enfriadora de líquido por absorción bromuro de litio-agua de 90 kW^[1.4].

1.5 UN PANORAMA DEL MERCADO MUNDIAL DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

El futuro de la refrigeración por absorción ha estado bastante limitado en los pasados 15 o 20 años. El declive de las partes no móviles de los refrigeradores domésticos, junto con las limitadas ventas de aires acondicionados por absorción ha reducido el mercado potencial en Estados Unidos de Norteamérica^[1.5]. El mercado mundial para los sistemas de absorción actualmente permanece arriba de las 40,000 unidades por año^[1.6]. Lo cual resulta ser muy pequeño si se compara con el mercado de acondicionadores eléctricos, bombas de calor y sistemas de refrigeración.

La mayor aplicación de los sistemas de refrigeración por absorción se encuentra en las enfriadoras de líquido, que es un sistema únicamente usado para acondicionamiento de aire en edificios que tengan demandas de potencias frigoríficas muy grandes o para la refrigeración en la industria alimentaria. El mercado está dominado por Japón y por los Estados Unidos de Norteamérica. Japón produce arriba de 6000 enfriadoras de líquido por absorción anualmente mientras que los Estados Unidos aproximadamente 2000 unidades. Los modelos norteamericanos de enfriadoras de líquido son de capacidades que van de los 350 kW hasta los 7 MW. Los sistemas japoneses son más pequeños, aproximadamente a la mitad de la capacidad de potencia frigorífica, que van desde los 140 kW hasta 280 kW. El mercado alemán es mucho más pequeño. Alemania reporta tener 634 máquinas de absorción con una capacidad de refrigeración total de 679 MW. Francia instaló cinco máquinas enfriadoras de líquido-calefactoras durante el año de 1993 y cuatro más en 1994; se instalaron sistemas de acondicionamiento de aire por absorción operadas con gas, para ganar un 10% del mercado durante el año 2000. En Suiza aproximadamente 50 instalaciones se encuentran en servicio con una capacidad frigorífica aproximada de 50 MW^[1.6].

Otro país con un mercado importante para las enfriadoras de líquido por absorción es la República de Corea, reportó haber tenido ventas de 1,500 de estas unidades durante el año de 1994. En China, el mercado de las máquinas de absorción se está desarrollando de manera muy rápida; se estima que un total

de 1,500 unidades enfriadoras de líquido por absorción se fabricaron durante el año de 1995^[1.6].

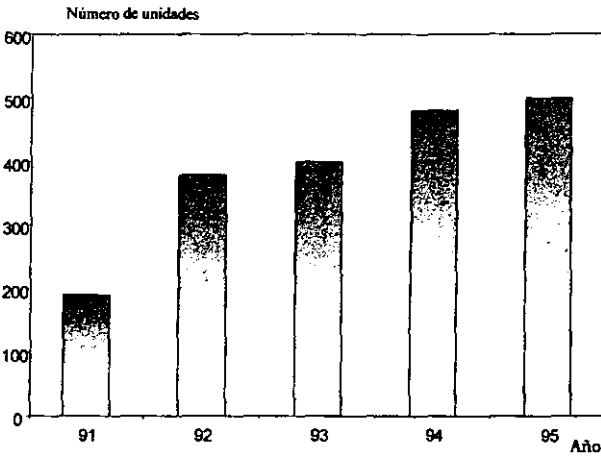


Figura 1.4 Ventas anuales de enfriadoras de líquido por absorción en Estados Unidos de Norteamérica^[1.6].

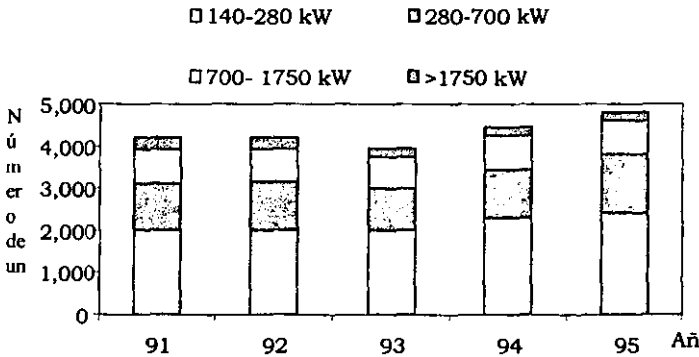


Figura 1.5 Ventas anuales de enfriadoras de líquido por absorción en Japón^[1.6].

Las figuras 1.4 y 1.5 muestran las ventas locales, en Estados Unidos Norteamérica y Japón, de enfriadoras de líquidos operadas con sistemas de refrigeración por absorción. Los modelos norteamericanos tienen un rango de sus capacidades en potencias de frigoríficas de 350 kW a 7 MW. Los sistemas

japoneses son típicamente pequeños con un rango de potencias frigoríficas de entre 140 kW a 280 kW. La figura 1.6. muestra, que alrededor de la mitad de las enfriadoras de líquido por absorción, son operadas con gas, y una tercera parte son manejadas con aceite. El resto son operadas por fuentes térmicas de entre las que se encuentra el agua caliente, misma que puede ser calentada con energía solar o gases calientes de desecho.

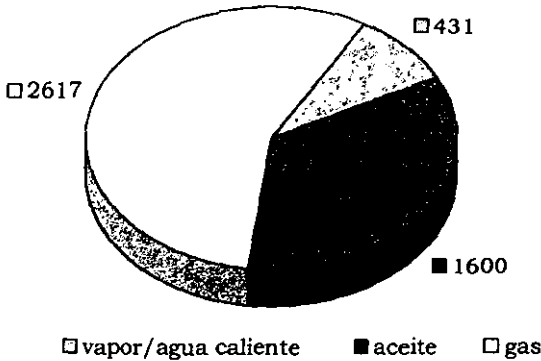


Figura 1.6 Ventas realizadas durante 1996 en Japón de enfriadoras de líquido (chillers) por absorción. Clasificadas de acuerdo al tipo de energía que utiliza^[1.6].

1.6 EL PROGRAMA REGIONAL DE CAPACITACIÓN Y DESARROLLO TECNOLÓGICO EN REFRIGERACIÓN Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE (CADETRAA)

El estado mexicano de Campeche, particularmente sufre un déficit en la prestación de servicios de refrigeración y acondicionamiento de aire^[1.13]. En el año de 1991 se creó en la Universidad Autónoma de Campeche el Programa Regional de Capacitación y Desarrollo Tecnológico en Refrigeración y Acondicionamiento de Aire (CADETRAA). El Programa tiene como función principal desarrollar propuestas que resuelvan los problemas en el campo tecnológico de la refrigeración y el acondicionamiento de aire.

En el año de 1993 en el Programa CADETRAA se inició el desarrollo de un proyecto para construir de un sistema de refrigeración por absorción, apoyado

con energía solar. Este sistema ayudaría a resolver los problemas de conservación de los productos generados en las comunidades rurales, que por lo general se encuentran alejadas de las fuentes convencionales de energía. Las comunidades tienen severos problemas en el manejo de sus productos, tanto agrícolas como ganaderos, debido a que como no cuentan con fuentes de energía y por ende con sistemas de refrigeración que les permitan conservar en buenas condiciones sus productos y comercializarlos posteriormente.

1.6.1 Actividades para fortalecer la planta académica del Programa CADETRAA

Una de las acciones más importantes que se dio para favorecer la consolidación del Programa CADETRAA y con esto poder resolver con mayor eficacia los problemas tecnológicos relacionados con la refrigeración y el acondicionamiento de aire, fue la de iniciar la formación de una plantilla de investigadores locales, que cuenten con arraigo, enviándolos a estudiar Posgrados relacionados con el área. Paulatinamente los investigadores se están reincorporando al Programa CADETRAA hasta formar un polo de desarrollo tecnológico bien solidificado, en la Península de Yucatán. Desarrollar el presente proyecto de "Evaluación de un Evaporador Compacto para Amoníaco" en el Centro de Investigación en Energía de la UNAM, forma parte de una serie de acciones conjuntas entre este Centro y el Programa CADETRAA de la Universidad Autónoma de Campeche para la formación de investigadores que coadyuven a resolver los problemas tecnológicos en los campos de la refrigeración y el acondicionamiento de aire en el país y particularmente en la Península de Yucatán.

En el siguiente capítulo, se describe en forma detallada la construcción de los circuitos que conforman el sistema experimental de pruebas para el evaporador de amoníaco. También se describen los pormenores de los equipos e instrumentos con que están contruidos los circuitos. Se presentan fotografías y dibujos esquemáticos de cada uno de estos componentes.

Referencias bibliográficas

- 1.1 Best, R./Hernández, J. "Experimental studies on the operating characteristics of an ammonia-water absorption system for solar cooling". Trans I. Chem. E. Páginas 153-160 Part A, Vol. 69. 1991.
- 1.2 Best, R./ Eisa, M. A. R.. "Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia-water part I". Cooling. Heat Recovery Systems. Páginas 167-175 Vol. 7 No. 2. 1986.
- 1.3 Cavallini, Alberto. "Working fluids for mechanical refrigeration-Invited paper presented at the 19th international congress of refrigeration, the Hague, august 1995". International institute of refrigeration. Páginas 485-496. 1996.
- 1.4 Best, R./Pilatosky, I. "Solar assisted cooling with sorption systems: status of the research in México and Latin America". International institute of refrigeration. Vol. 21, No. 2, páginas 100-115. 1998.
- 1.5 Tiedemann, M./Burke, M. "Recent developments to extend the use of ammonia". International institute of refrigeration. Páginas 389-395. 1994
- 1.6 Steadman, M./ Breembroek, G. "Thermally-activated heat pumps, an international overview". IEA Heat Pump Centre Newsletter. Volume 15-No 1, páginas 10-25. 1997.
- 1.7 Phillips, B. A. "A new future for absorption?". ASHRAE Journal. Páginas 38-42. 1986.
- 1.8 Kang, Y./ T.Chen, W. "Design of ammonia-water condenser with fluted tube". ASHRAE Transactions: Symposia. Páginas 587-593. 1996.
- 1.9 LE Pellec, C./Marvillet, C. "Experimental study of plate heat exchangers in ammonia refrigeration unit". International Institut of Refrigeration. Páginas 785-794, Commissions B1, B2 & E2. 1996.
- 1.10 Paliwoda, A. "Prediction of average heat transfer coefficient in boiling and condensing refrigerants inside tubes". International Journal of Refrigeration. Páginas 282-291. 1996.

- 1.11 F. P. Incropera/D. P. DeWitt. "Fundamentals of heat and mass transfer, fourth edition". John Wiley & Sons. Páginas 582-618. 1996.
- 1.12 Comunicación privada al autor durante su estancia de trabajo en la Comisión Federal de Electricidad. 1992-1993.
- 1.13 Comunicación privada al autor durante su estancia de trabajo en la Universidad Autónoma de Campeche Programa CADETRAA. 1993-1996.

CAPÍTULO 2



DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA EXPERIMENTAL

2.1 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

A continuación se comentan los artículos más relevantes que se tomaron como base para el diseño y construcción del sistema experimental de pruebas que es el tema fundamental en la elaboración del presente trabajo. Algunos trabajos sirvieron de marco de referencia en el diseño de los circuitos, algunos otros en la selección del equipo de medición e instrumentación y otros para el análisis teórico y la evaluación.

En el año de 1992 S. Momoki, H. Shintaku, J. Yu, S. Koyama, T. Shigechi, T. Fujii. publicaron un artículo sobre un estudio experimental de la transferencia de calor con ebullición convectiva forzada^[2.1]; el análisis se realizó para los refrigerantes R22 y R123, dentro de tubos que cuentan con una superficie más rugosa que un tubo liso ordinario de cobre usado comercialmente para la transferencia de calor. El equipo experimental estuvo compuesto de tres partes principales: el circuito de refrigerante, circuito de agua y circuito de la salmuera. Para excluir el efecto del aceite lubricante se empleó una bomba de desplazamiento positivo. Encontraron que los coeficientes convectivos de transferencia de calor locales se incrementaron de entre 20 y 80% usando tubos con superficie rugosa.

Con trabajos experimentales H. Takamatsu, S. Momoki, T. Fuji en 1993^[2.2] determinaron nuevas correlaciones para refrigerantes puros de transferencia de calor en ebullición en tubos horizontales lisos. El sistema experimental consistió de cuatro lazos principales. Los dos artículos anteriores inspiran y sustentan la construcción del sistema experimental de pruebas para el evaporador, debido a que se desea, no tener presencia de aceite disuelto en el amoniaco durante las pruebas experimentales, además se utiliza una bomba de diafragmas de volumen y presión controladas, para la impulsión del amoniaco líquido y también estos trabajos, proporcionan la disposición adecuada de los circuitos que conforman nuestro sistema experimental.

La construcción de un sistema experimental de un tubo vertical calentado uniformemente para medir la transferencia de calor por ebullición con convección forzada fue reportada en un artículo en el año de 1992 por W. Rivera y R. Best^[2.3]. El trabajo analizó mezclas de refrigerantes moviéndose aguas arriba a lo largo del intercambiador de calor, en particular mezclas de amoníaco/agua y nitrato de amoníaco/litio. El rango de concentraciones fue de 38 a 48 por ciento en peso dentro de un nivel de presiones de 9.8 a 12.8 bar. Este trabajo permite tener una amplia visión sobre los equipos de medición que se emplean en sistemas que utilizan amoníaco como fluido de trabajo. Ofrece valores sobre las presiones, temperaturas, concentraciones de amoníaco y las precisiones de los equipos de medición. También brinda una idea sobre los parámetros controlados durante las pruebas experimentales.

En una sección de pruebas con rangos y dimensiones físicas típicas de las bombas de calor residenciales con capacidades térmicas de 3 a 5 kW, D. Jung y S. Chul O publicaron en 1998 un artículo sobre la predicción de coeficientes de transferencia de calor en mezclas de refrigerantes^[2.4]. La sección de pruebas estaba constituida por un tubo horizontal de acero inoxidable, con 9.1 mm de diámetro interno y 8 m de longitud. Se midieron más de 3000 coeficientes de transferencia de calor por evaporación locales (HTCs). Los HTCs se midieron para refrigerantes R22, R114, R12, y R152a y para mezclas, a varias concentraciones conteniendo a estos refrigerantes. Las mediciones se realizaron en rangos de flujos máscicos de 250-720 kgm⁻²s⁻¹. El rango para las calidades de evaporación fue de 40 a 95 % y el flujo de calor que se aplicó fue de 45 kW/m².

Por otra parte O. Zürcher et. al^[2.5] publicaron en 1999 un artículo sobre la construcción de un dispositivo experimental para realizar pruebas de coeficientes convectivos de transferencia de calor con amoníaco. El dispositivo estaba construido con un tubo horizontal de acero inoxidable. Las pruebas se realizaron a la temperatura de saturación de 4 °C, en un rango de velocidades máscicas de 20 a 140 kg/m²s, calidades de evaporación de 1 a 99 % y flujos de calor de 5 a 58 kW/m².

N. Kattan, J. R. Thome, y D. Favrat^{[2.6][2.7][2.8]} propusieron en 1998 un nuevo modelo de transferencia de calor basado en un patrón de flujo. El análisis se realizó para la ebullición de diferentes refrigerantes en un evaporador de tubos concéntricos horizontales. El modelo consideraba los

efectos de patrones de flujo en dos fases, flujos de estratificación y secado parcial en flujo anular. El modelo es mejor a calidades de vapor ($x > 85\%$) para flujos estratificados. Desarrollaron un mapa patrón de flujos para refrigerantes bajo condiciones de evaporación. Los datos para la elaboración del mapa patrón de flujo, fueron obtenidos de la observación directa en la salida de un evaporador experimental de pruebas. En este trabajo se describe la construcción del sistema experimental para realizar las pruebas, las formas de medición, exactitudes empleadas y procedimientos de operación. Para calidades de vapor bajas (de 8 a 15 %) el máximo de los coeficientes de transferencia de calor se movió, debido al cambio en el patrón de flujo o al cambio en la contribución de la ebullición nucleada y los componentes convectivos de ebullición. Para calidades de vapor grandes ($> 80\%$) se notó que el coeficiente de transferencia decayó rápidamente después del pico hacia el coeficiente para el vapor puro. Todos estos trabajos (2.4 - 2.8) ofrecen una perspectiva sobre el rango de calidades de evaporación para las cuales se tiene que trabajar durante nuestros experimentos, así como el calor necesario para la evaporación del amoníaco y las densidades de flujo másico. Por otro lado todos estos artículos proporcionan una referencia sobre como reportar los resultados obtenidos durante las pruebas experimentales.

En el estudio de J. Y. Shing, M. S. Kim, y S. T. Ro publicado en 1997^[2.9] se analizó la transferencia de calor convectiva de refrigerantes puros y mezclas de refrigerantes, así como la degradación de la transferencia de calor con mezclas zeotrópicas de refrigerantes. Se investigó para diferentes condiciones de trabajo los fenómenos de transferencia de calor en dos fases para un evaporador de tubo horizontal. Concluyeron que si se utilizaban mezclas de refrigerantes R32/R125 o R290/R600 en sistemas de refrigeración nuevos, se esperaba que los tamaños de los intercambiadores de calor disminuyeran y el comportamiento del sistema se mejorara. Este trabajo ofrece una perspectiva acerca de los comportamientos de las potencias frigoríficas en sistemas de refrigeración dependiendo de las condiciones de operación a las cuales sea sometido el fluido de trabajo y los fenómenos de transporte involucrados en la transferencia de calor en dos fases.

S. M. Sami y D. E. Desjardins^[2.10] publicaron en 2000 un estudio sobre las características de la transferencia de calor para ebullición en dos fases. El análisis se realizó para mezclas zeotrópicas de refrigerantes, alternativas al R502. Se observó, de los datos experimentales, que el refrigerante R407B

presentó valores de transferencia de calor más bajos comparado con otras mezclas (R507, R504A, R408A) dentro del rango de valores estudiado. Sin embargo, se observó también que el R502 tiene los valores de transferencia de calor más altos.

Por otra parte S. Witczak^[2.11] en 1993 presentó un estudio para la ebullición de amoníaco dentro de un tubo horizontal con 0.02 m de diámetro. El análisis se realizó para ciclos de refrigeración industrial que trabajan con amoníaco puro y amoníaco con aceite disuelto. Se proponen valores de coeficientes de transferencia de calor por ebullición convectiva (CTEC) para el amoníaco libre de aceite. Se muestra que en la ebullición de amoníaco puro, los valores de los CTEC dependen fuertemente tanto del flujo másico como de la calidad del vapor durante el régimen de flujo en dos fases. Ambos trabajos anteriores ofrecen una amplia idea sobre los coeficientes de transferencia de calor por ebullición que se esperan durante los trabajos experimentales con el evaporador, con y sin aceite disuelto en el amoníaco. Además ilustran sobre algunas técnicas muy útiles para operar adecuada y seguramente un sistema de refrigeración industrial.

A. Paliwoda desarrolló una correlación de transferencia de calor para el interior de un tubo^[2.12]. La correlación tomó como base la ecuación de balance de masa-calor para intercambiadores de calor. El artículo proporciona un procedimiento semiempírico para la predicción satisfactoria del coeficiente de transferencia de calor promedio dentro de tubos (h_i). Se concluye que el incremento del coeficiente de transferencia de calor dentro de los tubos es justificado y conveniente cuando un correspondiente coeficiente afuera de los tubos es suficientemente grande. Este es un caso típico de enfriadores de líquido de tubo y coraza con ebullición de refrigerante dentro de los tubos, o de condensadores enfriados por agua. De otra manera, el impacto sobre el coeficiente global de transferencia de calor sería insignificante. Como un ejemplo puede servirnos los condensadores por aire o los enfriadores de aire.

Con la ayuda de las ecuaciones de estado de las propiedades termodinámicas para el amoníaco puro y para la mezcla amoníaco/agua y acopladas a un modelo matemático, D. W. Sun^[2.13] desarrolló un software de computadora para emular un sistema de refrigeración por absorción amoníaco/agua. El objetivo del paquete de emulación fue evaluar los comportamientos de sistemas de refrigeración por absorción amoníaco/agua

bajo diferentes condiciones de operación y obtener mapas detallados de estos sistemas. Se pretendió que los mapas sean usados de forma inversa por los diseñadores para seleccionar las óptimas condiciones de operación de los sistemas de refrigeración por absorción, ya sean nuevos o en operación. Estos dos últimos trabajos auxilian en el trabajo teórico de la predicción de los coeficientes globales de transferencia de calor para el evaporador de pruebas así como en el análisis y planteamiento de las ecuaciones que gobiernan el comportamiento de los sistemas de refrigeración por absorción amoniaco/agua.

M. R. Conde^[2,14] desarrolló un modelo de emulación que incluye dos aspectos importantes en el diseño de evaporadores de expansión directa. Estos aspectos fueron la presencia de aceite lubricante disuelto en el refrigerante y el desequilibrio termodinámico entre las fases, líquida y vapor. La presencia de aceite lubricante disuelto en el refrigerante fue tomada en cuenta modificando las propiedades del fluido de trabajo. La emulación de la evaporación mostró que algunas de las tendencias observadas experimentalmente pueden ser reproducidas, pero no contienen los valores indicados en los experimentos. Esto pudo ser debido a que los experimentos se realizaron con exceso de flujo de calor. Este trabajo también auxilia grandemente en el planteamiento de las ecuaciones que gobiernan el funcionamiento de los sistemas de refrigeración por absorción, sobre todo en la parte que concierne a la evaporación.

2.2 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA EXPERIMENTAL

La Coordinación de Refrigeración y Bombas de calor del CIE-UNAM y el programa CADETRAA-UAC, diseñaron e instalaron en el edificio del primero, un sistema experimental en donde se realizan las pruebas para obtener los datos necesarios y caracterizar térmicamente un evaporador compacto de tubos y coraza diseñado para trabajar con amoniaco. El primer objetivo es determinar el coeficiente global de transferencia de calor (U_{global}) del evaporador, empleando para tal fin las normas propuestas por la ASHRAE.

El sistema experimental de pruebas consiste básicamente de tres circuitos principales (figura 2.1): el circuito de condensación; el circuito de emulación de potencia frigorífica y el circuito principal de amoniaco.

Circuito Principal de amoníaco

- 1 Bomba de circulación (diafragma)
- 2 Amortiguador de pulsaciones
- 3 Rotámetro vertical para NH_3
- 4 Medidor de flujo de efecto Hall
- 5 Válvula micrométrica
- 6 Evaporador
- 7 Mirilla de cristal
- 8 Condensador
- 9 Recibidor de líquido

Circuito de emulación de Potencia térmica

- 10 Bomba centrífuga para agua
- 11 Medidor de flujo para agua efecto Hall
- 12 Rotámetro horizontal para agua
- 13 Tanque de almacenaje fluido caliente
- 14 Resistencias eléctricas 220 VAC.

Circuito de Condensado.

- 15 Bomba centrífuga para agua
- 16 Rotámetro vertical para agua
- 17 Fuente fría para bajar la temperatura
- 18 Tanque de almacenaje fluido frío

Tabla 2.1 Numeración de los equipos mostrados en la figura 2.1.

Los puntos señalados en la tabla 2.1 se refieren a los equipos mostrados esquemáticamente en la figura 2.1. Los colores auxilian para identificar el circuito al que pertenecen. Los números en color verde pertenecen al circuito de amoníaco, los números en color azul corresponden al circuito de condensación y los números en color rojo indican al circuito de emulación de potencia térmica. Por otra parte las líneas señalan el circuito de amoníaco, las líneas azules muestran el circuito de condensación y las líneas rojas corresponden al circuito de emulación de potencia térmica. Los puntos señalados con los números 19 (color azul) y 20 (color verde) indican los instrumentos de medición.

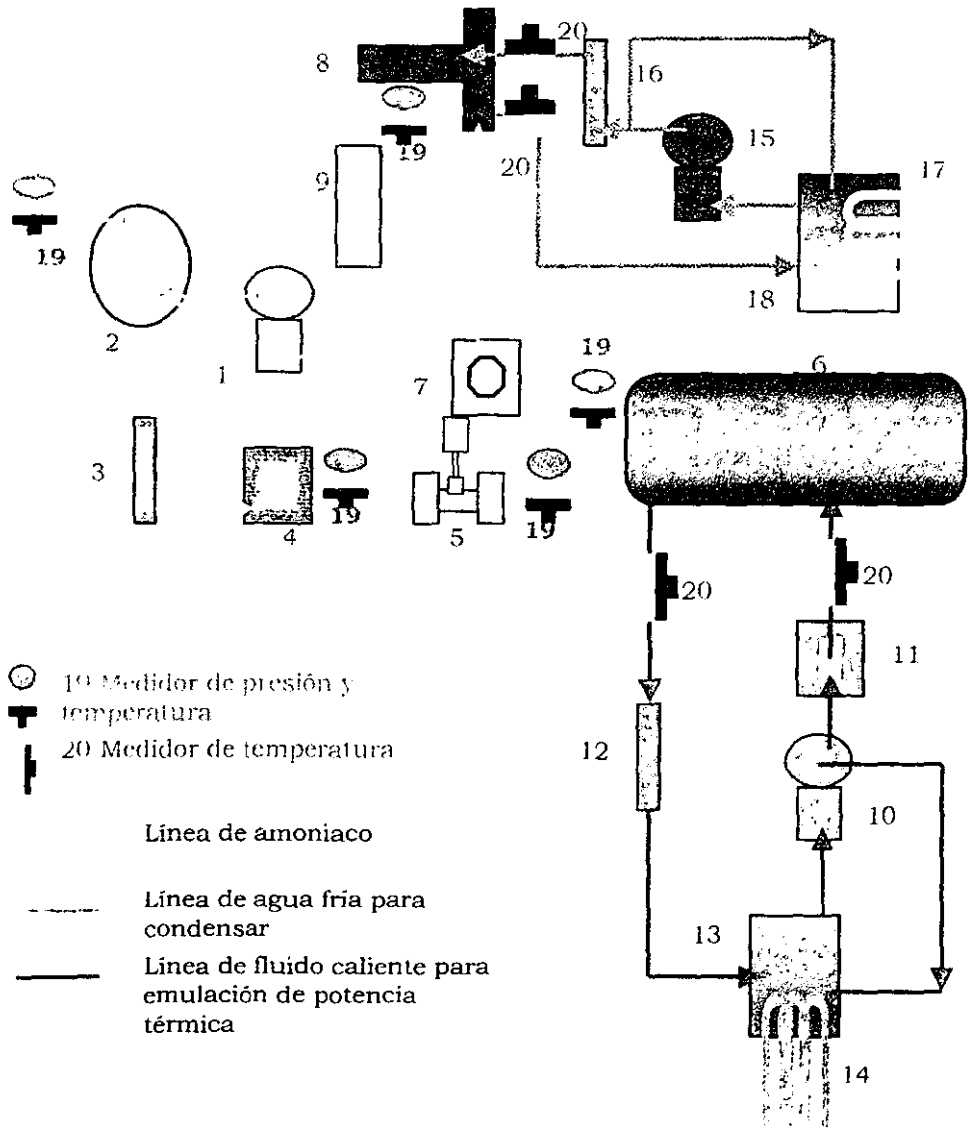


Figura 2.1 Diagrama esquemático del sistema experimental de pruebas, para un evaporador compacto para amoniaco, con una capacidad frigorífica de 3.54 kW.

2.2.1 CIRCUITO PRINCIPAL DE AMONIACO

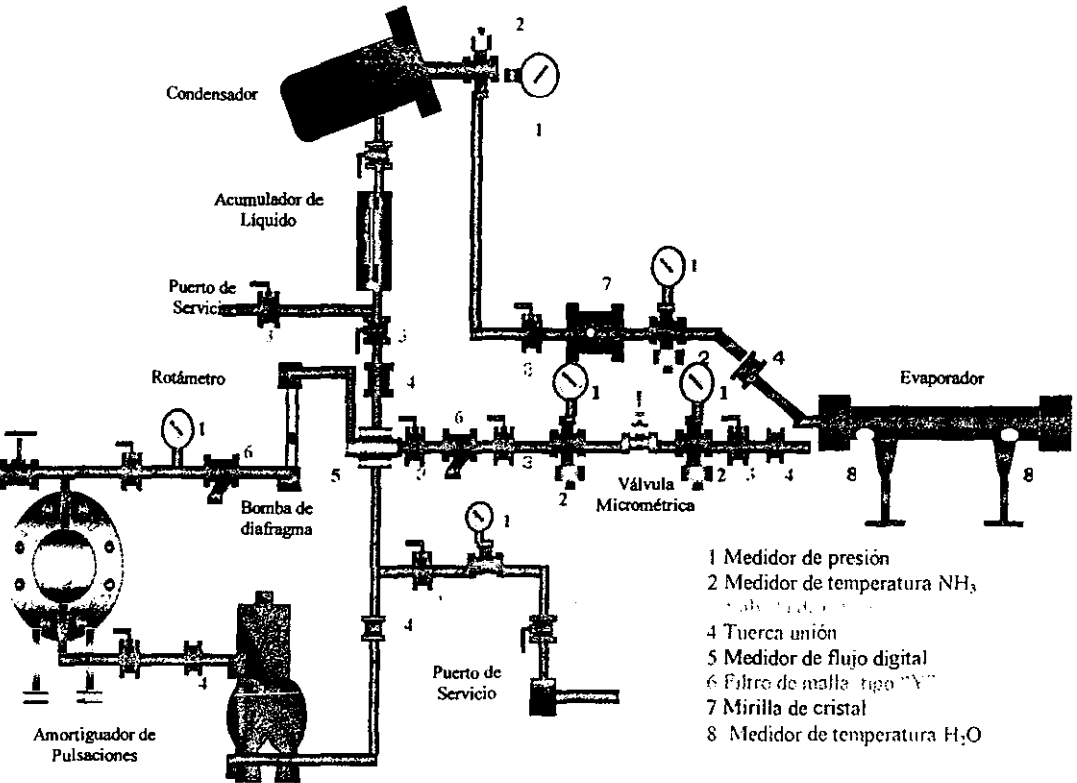


Figura 2.2 Diagrama esquemático de la línea de amoníaco.

La figura 2.2 muestra de manera esquemática el circuito principal en donde circula el amoníaco. En la figura se puede observar los componentes principales que conforman esta línea: evaporador de pruebas, válvula micrométrica, bomba de líquido, condensador, medidor de flujo digital, rotámetro vertical para amoníaco, amortiguador de pulsaciones, recipiente de líquido de condensado, la mirilla de cristal, los medidores de presión y de temperatura y los diferentes accesorios de interconexión. El funcionamiento de este circuito es el siguiente: la bomba succiona el amoníaco del acumulador de líquido, le aumenta la presión forzándolo a circular a través del amortiguador de pulsaciones, rotámetro, medidor de flujo digital hasta la entrada de la válvula micrométrica en donde se baja abruptamente la presión. Después de abandonar la válvula el amoníaco

realiza su recorrido por el evaporador (efectuándose el efecto refrigerante); al final del evaporador se encuentra la mirilla de cristal que auxilia a observar el comportamiento de la evaporación del amoniaco. Posteriormente el amoniaco, ya en forma de vapor llega hasta el condensador en donde se le retira el calor de vaporización y calor sensible, hasta condensarlo y obtener de nuevo amoniaco líquido, mismo que es succionado por la bomba e iniciar de nuevo el ciclo.

2.2.1.1 Evaporador de pruebas

El objetivo de la elaboración de esta tesis es la caracterización térmica de un evaporador compacto para amoniaco que posee una capacidad frigorífica teórica de 3.54 kW (una tonelada de refrigeración). El evaporador fue diseñado y construido por la compañía LAJ Internacional S.A. La compañía le solicitó al Centro de Investigación en Energía su apoyo para que realice la valoración térmica del evaporador.

El evaporador posee las características que se muestran en la figura 2.3. Es un intercambiador de calor de tubos y coraza, que tiene por el lado de los tubos diez tubos iguales de 0.80 m de longitud, construidos en aleación de aluminio 6063 t-8, con un bajo aletado cuyos diámetros interiores son de 7.036×10^{-3} m (0.277 pulgadas) y los diámetros exteriores de 9.906×10^{-3} m (0.390 pulgadas).

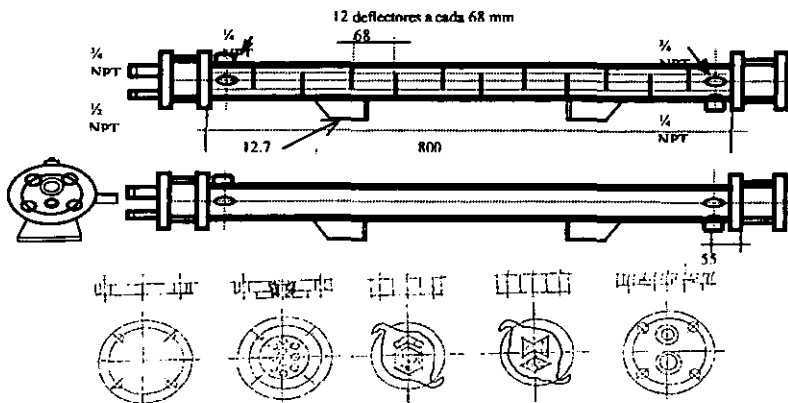


Figura 2.3 Detalle del evaporador compacto para amoniaco.

El evaporador cuenta con una superficie total de transferencia de calor, de $0.675 \text{ m}^2/\text{m}$, en 0.8 m de longitud. La nomenclatura de la aleación de aluminio (6063 T-8) indica lo siguiente: el número seis define que contiene magnesio y silicio, el número 63 señala la pureza del aluminio en 63 % y la terminación T-8 especifica que está tratado en solución, trabajado en frío y envejecido artificialmente^[2,15]. Adicionalmente se señala que este aluminio cuenta con una conductividad térmica de $201 \text{ Wm}^{-2}\text{C}^{-1}$, así como una resistencia a la corrosión excelente. El diámetro externo de la coraza es de 0.073 m y el diámetro interno de 0.0672 m . La coraza está construida en acero al carbón con placa de 10.312 mm (aproximadamente 7/16 pulgadas).

El intercambiador de calor, como se ha mencionado es de tubos y coraza que cuenta con diez tubos en un arreglo interno triangular de cuatro pasos en el lado de los tubos y un paso por el lado de la coraza como se muestra en la figura 2.4. Cuenta con doce deflectores espaciados a centros 0.068 m entre cada uno. Los tubos cuentan con aletas helicoidales logradas por extrusado mecánico; cada una posee un espesor de 0.375 mm , una altura de 1.24 mm y existen veinticuatro aletas por cada 0.0254 m (24 aletas/pulgada).

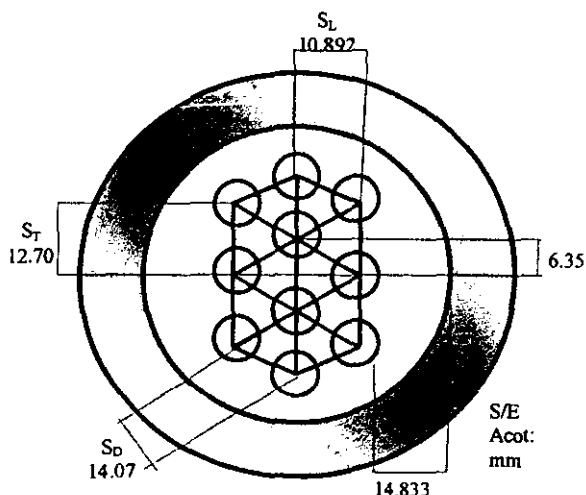


Figura 2.4 Corte transversal del evaporador compacto para amoníaco, con una capacidad frigorífica de 3.54 kW .

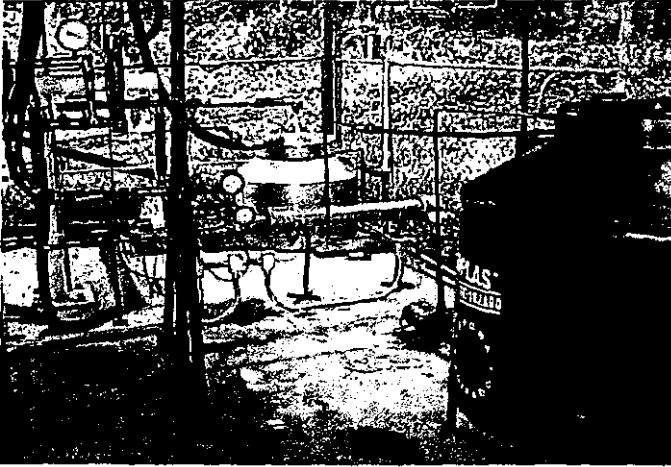


Figura 2.5 Detalle de la instalación del evaporador compacto para amoníaco, dentro del sistema experimental de pruebas.

2.2.1.2 Bomba de solución de volumen controlado (de diafragma) para el amoníaco líquido

La bomba Milton Roy modelo A R-130-R133 10 10 (como muestra la figura 2.6.) es una máquina muy confiable, compacta, con un diafragma que permite tener volúmenes finamente controlables para utilizarse con sustancias químicas normalmente corrosivas, tóxicas, ligeras, y con viscosidades de hasta 200 S.S.U. (40cps.). Para viscosidades altas, se encuentra disponible la respectiva serie de bombas mRoy (a 7500 cps).

La precisión repetitiva del volumen de la descarga medida, es mantenida en un rango de $\pm 1\%$ a condiciones constantes de presión, temperatura y ajuste inicial de la capacidad de la bomba.

Un émbolo recíprocante con una carrera fija, desplaza un volumen fijo de fluido hidráulico el cual actúa sobre un diafragma de teflón químicamente inerte para crear una acción de bombeo. Unas válvulas de no-retorno con doble esfera son utilizadas en la succión y en la descarga para asegurar una exactitud consistente métrica. El control de capacidad está disponible par

ajustar el volumen del fluido hidráulico el cual es recirculado a la cavidad del diafragma.

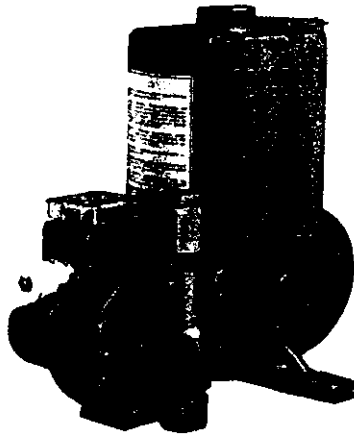


Figura 2.6 Bomba de solución de volumen controlable (de diafragma) marca Milton Roy modelo A R-130-R133 10 10, utilizada para desplazar amoníaco líquido.

Para mayores detalles referentes al funcionamiento, mantenimientos preventivo y correctivo, y puesta en servicio de la bomba de diafragmas, consultar el apéndice B.

2.2.1.3 Válvula micrométrica para regular la expansión

Como en todo sistema de refrigeración, tanto convencional como por absorción, se necesita de un dispositivo para inducir una drástica caída de presión y a su vez controlar el flujo del refrigerante. Con este dispositivo se provoca la ebullición instantánea del refrigerante líquido (efecto "flash") creando de esta forma dos zonas: la zona de baja presión y la zona de alta presión. En la zona de baja presión se registra un valor promedio de 8 bar (116 psig) y en la zona de alta presión se tiene una presión media de 15 bars (217 psig), ambas presiones manométricas.

El dispositivo empleado para provocar la drástica caída de presión al amoníaco líquido es una válvula micrométrica marca Swagelok modelo SS-4LMH-NE

como se muestra en la figura 2.7. Está fabricada en acero inoxidable y con arosellos (conocidos comúnmente como O-rings) de neopreno; además la válvula cuenta con un Nupro-mando Vernier, NY-2M-K6, que auxilia en el ajuste fino del control de volumen y de caída de presión.

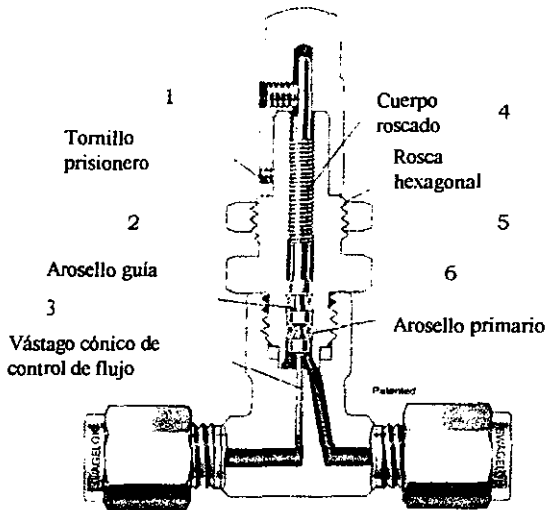


Figura 2.7 Detalle de la válvula micrométrica marca Swagelok modelo SS-4KL-MH-NE con Nupro-mando Vernier NY-2M-K6. Se muestra el paso del refrigerante a través de la válvula y la forma como controla el flujo.

La figura 2.8 muestra una fotografía de la válvula micrométrica instalada en la línea denominada principal o de amoniaco. Como la tubería utilizada en este circuito es de $\frac{1}{2}$ " NPT, la válvula tiene unas adaptaciones para poderse instalar a la tubería. Las adaptaciones son dos tapones hembras perforadas al diámetro externo de un tubo de $\frac{1}{4}$ ", en las perforaciones están soldados tramos cortos del tubo de $\frac{1}{4}$ " y por el otro extremo del tubo se tienen conectores Swagelok®. En estos últimos conectores son en donde se instala la válvula micrométrica.

Para mayores detalles sobre la construcción, funcionamiento, servicios de mantenimiento y volúmenes de ajuste de la válvula micrométrica consultar el apéndice C.

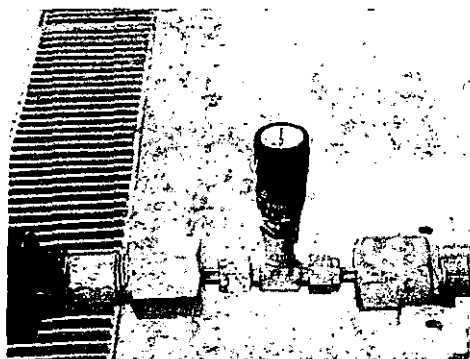


Figura 2.8 Detalle de instalación de la válvula micrométrica Swagelok SS-4L-MH-NE, en el equipo experimental. Cuenta con conexiones de $\frac{1}{4}$ " Swagelok y contratuerca hembra de $\frac{9}{16}$ " y con una ampliación a $\frac{1}{2}$ " NPT.

2.2.1.4 Medidores de flujo para el amoníaco

Con el fin de conocer los flujos de amoníaco que circulan por el interior del evaporador de pruebas, por el lado de los tubos, están instalados dos diferentes medidores de flujo: un medidor de flujo de paletas que cuenta con una señal de salida digital (se muestra en la figura 2.9) instalado en forma horizontal. También está instalado un rotámetro vertical para tener una referencia visual rápida de los flujos manejados (figura 2.10), pero que también proporciona medición de flujo.



Figura 2.9 Detalle del medidor de microflujo SIGNET 2502, con salida de señal en pulsos de 12 VDC.

Medidor de microflujos SIGNET 2502

Es un transductor de flujo capaz de realizar mediciones con exactitud en flujos extremadamente bajos. Este instrumento es usado en conjunto con un señalizador para completar un sistema de medición de flujos. Está disponible en el mercado para una amplia variedad de aplicaciones industriales, comerciales y de laboratorio.

El funcionamiento del sensor de flujo volumétrico es como sigue: la medición es indirecta, al pasar el fluido por su interior hace girar a una pequeña turbina acoplada al cuerpo del sensor, misma que interrumpe una luz infrarroja generada internamente. Esta acción de interrupción es directamente proporcional al flujo que la está generando. La señal de respuesta tiene que ser convertida una o varias veces antes de ser interpretada como variable de flujo volumétrico. Para su funcionamiento se necesita una fuente de poder de 12 VDC de salida y un acondicionador de señal. La fuente de poder que se utiliza es una SIGNET Scientific y proporciona la alimentación al acondicionador de señal MK 514 de la misma marca. El acondicionador realiza dos trabajos: 1) Excitar el transmisor del sensor de flujo con un voltaje de 5 VDC para que a su vez propicie una señal de frecuencia a través de pulsos. 2) Recibir la señal de frecuencia que emite el transmisor del sensor de flujo, para convertirla en una señal de voltaje.

Las características de este sensor son las siguientes: El líquido que es monitoreado tiene que ser claro, transparente o translúcido para transmitir luz infrarroja. De fábrica soporta presiones de hasta 5 bar (75 psig), pero se le realizaron modificaciones en los cristales (se colocaron cristales de mayor espesor y tratados térmicamente) para soportar presiones de hasta 23 bar (340 psig)^[2.16]. El cuerpo del sensor está construido en acero inoxidable. El rango de flujos que puede detectar es de un mínimo de 50 ml/min (0.0133 GPM). El flujo mínimo lineal es de 100 ml/min (0.026 GPM) y el máximo lineal es de 6000 ml/min (1.59 GPM)^[2.16].

Rotámetro vertical para amoniaco

Por otra parte, se utiliza en forma simultánea un rotámetro para medir el flujo de amoniaco líquido que entra al evaporador. Éste sirve además como una

referencia visual que auxilia durante la puesta en funcionamiento del sistema experimental así como durante la operación continua del mismo. Se trata de un rotámetro marca OMEGA modelo R-615-B, que cuenta con un flotador esférico de vidrio negro. Consta de dos secciones, una de entrada y otra de salida ambas con niples de 3/8" NPT^(2.17).

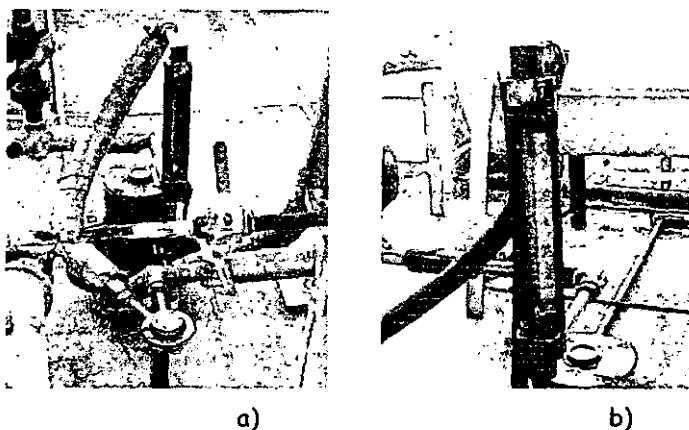


Figura 2.10 Detalle del medidor de flujo del tipo rotámetro vertical, con mirilla de cubierta transparente para una revisión visual rápida.

2.2.1.5 Amortiguador de pulsaciones

Con el fin de conocer con mucha precisión los flujos de amoníaco que circulan por el interior del evaporador de pruebas, se instaló a la salida de la bomba de amoníaco líquido, un dispositivo denominado amortiguador de pulsaciones (figura 2.11). Como la bomba de líquido es un dispositivo que opera por medio de un diafragma, el resultado es un flujo de amoníaco pulsante; este efecto de pulsaciones, en el flujo del amoníaco, afecta severamente a los dispositivos de medición de flujo (de cualquier tipo que sea el medidor). Entonces se necesita, para que puedan operar adecuadamente los medidores de flujo, una salida continua en estado permanente y sin perturbaciones. El amortiguador de pulsaciones logra realizar este trabajo.

Este dispositivo fue diseñado y construido en el CIE-UNAM por el M. en I. Jorge Hernández Gutiérrez y modificado por el autor durante el desarrollo

del presente trabajo. Las modificaciones son en la selección de diafragmas que resistan amoniaco, colocación de nuevos tornillos de grado 3 y rosca fina y por último la manufactura del arosello intermedio con material de Nyliacero con un espesor mayor ($\frac{1}{2}$ ""). El amortiguador de pulsaciones es un recipiente sujeto a presión, que está conformado por dos secciones cilíndricas huecas (cámaras), que poseen bridas soldadas al cuerpo. Estas dos secciones se encuentran separadas por dos diafragmas de neopreno unidos al centro por un arosello.

El arosello está construido en Nyliacero; el Arosello y una de las bridas poseen un canal cónico de un grado para ofrecer hermeticidad al sellado. Cuando los diafragmas de neopreno son comprimidos, por las bridas y el arosello, se deforman dentro la concavidad de tal forma que sellan herméticamente. Las bridas se sujetan una a la otra por ocho tornillos de grado 3, de $\frac{3}{4}$ " de diámetro con rosca fina y de $3\frac{1}{2}$ " de longitud, con sus respectivas tuercas y arandelas planas. Las modificaciones en la construcción del arosello, selección de diafragmas y tornillos, son aportaciones del autor.

En una cámara se descarga el amoniaco líquido enviado por la bomba de diafragma, que llega por pulsaciones a una alta presión (de entre 15 y 20 bar). En la otra cámara se encuentra nitrógeno en forma de gas, presurizado a una presión semejante a la del amoniaco líquido. Como el líquido es un fluido incompresible, y el gas no lo es, y con la ayuda de los diafragmas intermedios, se absorben los impactos producidos por las pulsaciones. Lo anterior ocurre de tal suerte que el amoniaco líquido a la salida del amortiguador de pulsaciones (por la parte superior) presenta las características necesarias para que se pueda medir su flujo con toda precisión.

La figura 2.11 muestra fotografías a diferentes ángulos del amortiguador de pulsaciones así como de sus interconexiones. Se puede notar que por la parte inferior del amortiguador está conectada la bomba de diafragma. A la entrada y salida se tienen dispuestas respectivas válvulas de esfera para aislar el amortiguador en forma rápida en casos de emergencia o de mantenimiento. Por la parte posterior se tiene instalado un puerto de servicio conformado por una válvula de aguja y accesorios de $\frac{1}{4}$ " NPT y $\frac{1}{4}$ " "flare" para la conexión del tanque de nitrógeno, mismo que ofrece la compensación necesaria de presión, a los diafragmas internos.



a)

b)

Figura 2.11. Detalle del medidor amortiguador de pulsaciones. a) Vista de la interconexión con la bomba de diafragma. b) Vista lateral del amortiguador en donde se aprecia la conexión para la compensación de presiones con nitrógeno.

La figura 2.12 presenta en forma esquemática las partes que conforman el amortiguador de pulsaciones.

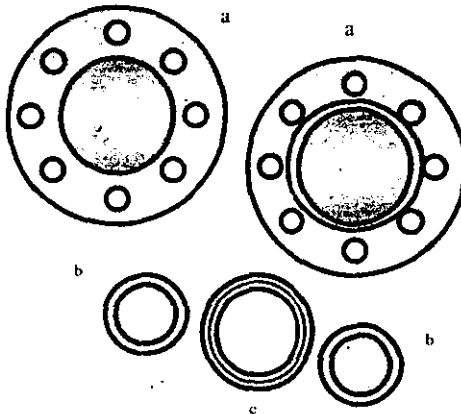


Figura 2.12 Detalle del amortiguador de pulsaciones: a) Cámaras bridadas, b) Diafragmas de neopreno, c) Arosello acanalado de nyliacero.

2.2.1.6 Condensador para amoniaco

Para obtener el amoniaco líquido necesario que alimenta a la bomba de diafragma, y lograr mantener de forma continua al ciclo, está instalado en la parte mas alta del sistema experimental, un condensador de tipo tubos y coraza, como se muestra en la figura 2.13. Este condensador está construido en acero al carbón en forma de "U". En su interior hay siete tubos de $\frac{1}{2}$ " de diámetro nominal cédula 40, en dos pasos también en forma de U. Por el interior de los tubos circula el agua de condensado a una temperatura promedio de 7 C y una presión manométrica de 1.013 bar (1 atm). Por el lado de la coraza, entra por la parte superior del condensador, vapor de amoniaco el cual es condensado, y sale amoniaco líquido subenfriado (21 C y 8 bar) por la parte inferior.

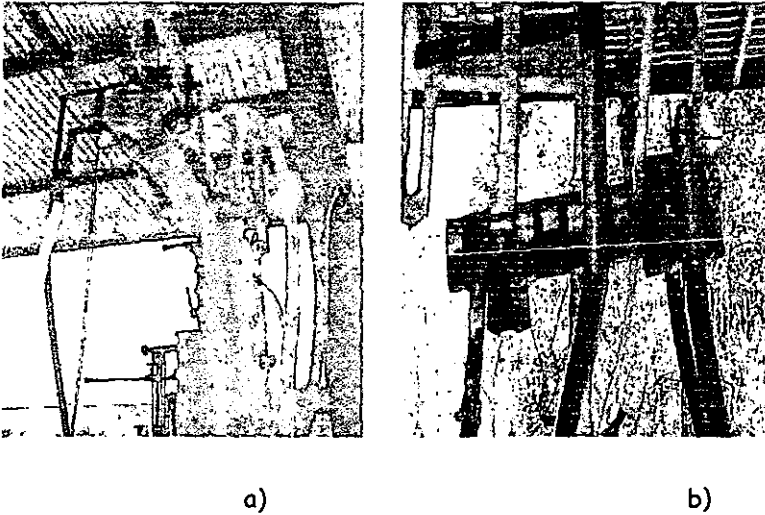


Figura 2.13 Detalle del condensador para amoniaco puro. Condensador de tipo tubos y coraza. Construido con material de acero al carbón. a) Vista frontal. b) Vista lateral.

En la figura 2.14 se muestra un dibujo esquemático de los detalles de construcción del condensador.

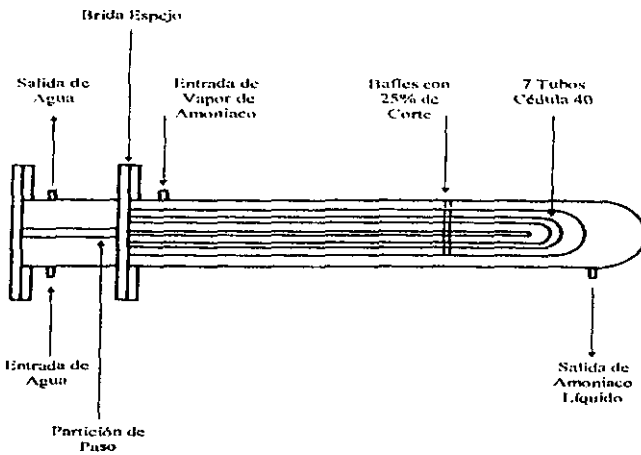
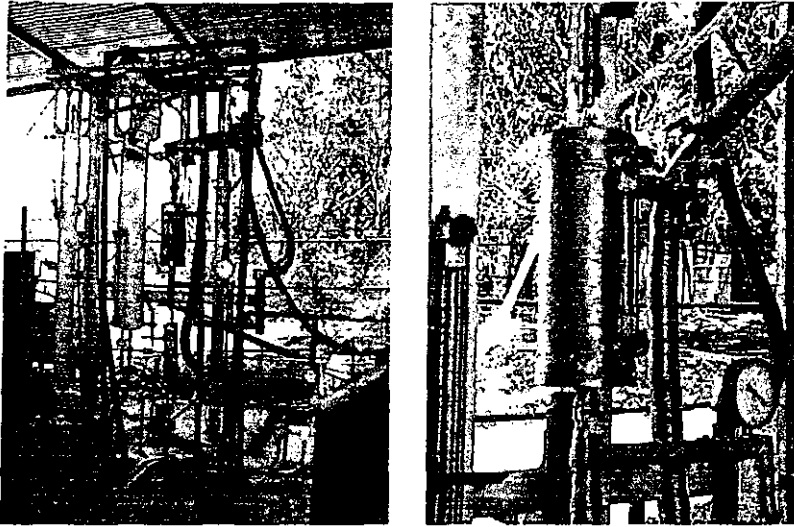


Figura 2.14 Detalle esquemático de construcción del condensador para amoniaco de tipo tubos y coraza. Construido en acero al carbón cédula 40..

2.2.1.7 Recibidor de líquido de condensado

Después de que el amoniaco es condensado, por diferencia de densidades el líquido llega hasta un recipiente cilíndrico denominado recibidor de líquido de condensado, ahí se almacena al amoniaco. El recibidor de líquido es un recipiente en forma de prisma circular que cuenta con una capacidad de almacenamiento de aproximadamente seis litros de amoniaco líquido. Está construido en acero al carbón cédula 40. Cuenta con una mirilla de cristal (como se muestra en las fotografías de la figura 2.15) que funciona además como nivel de líquido y con dos válvulas de esfera, una a la entrada y otra a la salida, para proporcionarle flexibilidad al sistema durante el mantenimiento.

El recibidor también sirve para proporcionarle una columna positiva de líquido al lado de la succión de la bomba de diafragma. El recibidor de líquido está aislado térmicamente, para mantenerle la temperatura adecuada al amoniaco condensado y conservarlo subenfriado. El aislamiento está realizado con placa de 3/8" de espesor. Hay que recordar que la temperatura del líquido se encuentra por debajo de la temperatura ambiente (aproximadamente 21 C).



a)

b)

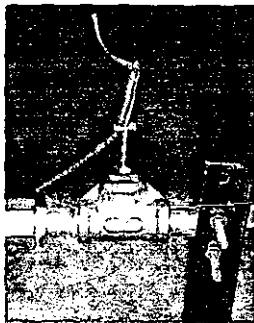
Figura 2.15 Fotografías del receptor de líquido a) Se puede observar en color negro (color del aislamiento térmico) al receptor de líquido condensado. b) Por la parte superior se conecta al condensador y por la parte inferior se conecta a la bomba de diafragma. Al centro del receptor cuenta con una mirilla de cristal. En el costado superior derecho se observa el puerto de llenado del amoníaco líquido.

En la parte superior derecha, el receptor de líquido cuenta con un arreglo de válvulas, coples y nipples que funciona como puerto para llenar el sistema con amoníaco, como se puede observar en la figura 2.15 b). El puerto de llenado está construido de la siguiente manera: se tiene una válvula de esfera de $\frac{1}{2}$ " NPT que sirve para la apertura y cerrado rápido. Después de la válvula se encuentra instalada una "T", en un extremo se tiene un nipple terminal $\frac{1}{2}$ " NPT macho - $\frac{1}{2}$ " "flare" macho, y es por donde se conecta la manguera que llega desde el tanque de alimentación de amoníaco líquido. En el extremo superior de la "T" está instalada una válvula de aguja de $\frac{1}{2}$ " NPT que funciona como puerto regulador para los drenados de la manguera de llenado, durante las acciones de servicio. A la salida de la válvula de regulación está instalado un nipple terminal $\frac{1}{4}$ " NPT macho - $\frac{3}{16}$ " "flare" macho; en este nipple se conecta una manguera por donde se drena el amoníaco excedente hasta un recipiente con agua, para que sea absorbido y evitar que se libere a la atmósfera.

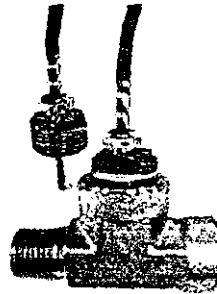
2.2.1.8 Dispositivos de medición, medidores de temperatura (RTD), manómetros y mirilla de cristal

Para poder medir, monitorear, y controlar los parámetros de funcionamiento del sistema experimental para su caracterización, se colocaron diferentes dispositivos que auxilian a tal fin. Ellos funcionan como nuestros sentidos dentro del sistema. Los dispositivos instalados son:

- Para la medición de la temperatura del amoníaco están instalados cinco RTD's de platino 100, distribuidos de la siguiente forma: entrada a la válvula micrométrica, entrada y salida del evaporador, y receptor de líquido. Los RTD's están instalados en unos termopozos específicamente manufacturados en acero al carbón para tal fin (ver apéndice D). La figura 2.16 muestra fotografías de la instalación del RTD en el sistema.



a)



b)

Figura 2.16 Fotografía de la instalación de los RTD's. a) Se muestra el montaje del RTD en la línea de amoníaco. b) Detalle de montaje del RTD en un accesorio.

- Para la medición de las presiones están instalados cinco manómetros de carátula distribuidos de la siguiente forma: entrada y salida del evaporador, salida del condensador, receptor de líquido, y salida del amortiguador de pulsaciones. En la figura 2.17 se muestran fotografías de estos manómetros.

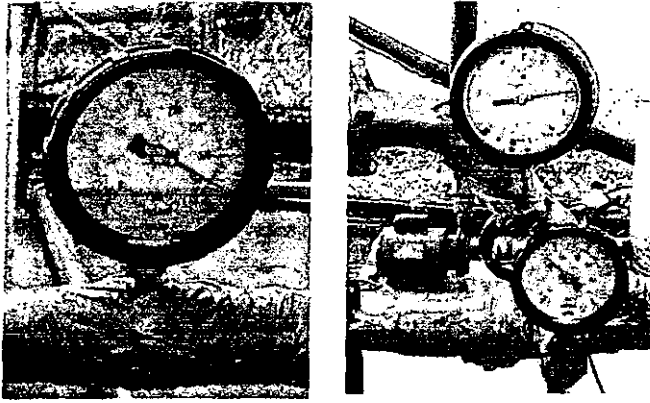


Figura 2.17 Fotografías de la instalación de los manómetros instalados a lo largo del circuito de amoníaco. a) Salida de la bomba de diafragmas. b) Entrada y salida del evaporador de pruebas.

- También se colocó una mirilla de cristal a la salida del evaporador para tener una referencia visual del estado físico con que el amoníaco abandona el evaporador de pruebas. La figura 2.18 muestra fotografías de la mirilla de cristal. Es muy importante para los experimentos observar el estado termodinámico del amoníaco al finalizar su recorrido a través del evaporador. La mirilla de cristal está modificada para poder soportar las presiones de operación del sistema experimental. La modificación es una aportación del autor.

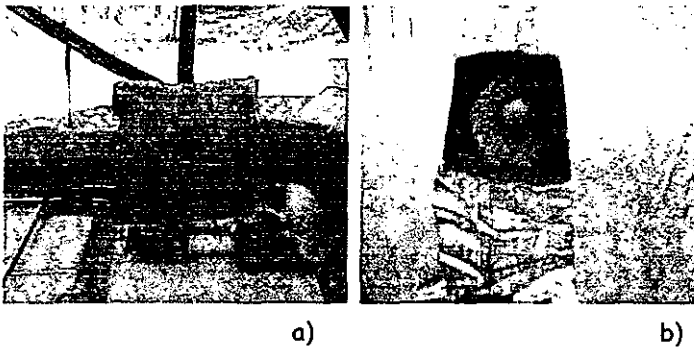


Figura 2.18 Fotografía de la instalación de la mirilla de cristal instalada al final del evaporador de pruebas. a) Vista general. b) Detalle donde se aprecia el nivel de amoníaco líquido y la porción de vapor de amoníaco.

2.2.2 CIRCUITO DE EMULACIÓN DE POTENCIA TÉRMICA

Durante el funcionamiento normal de cualquier tipo de sistema de refrigeración, siempre existe una cantidad de calor que es necesario retirar (calor del producto, calor de cambio de fase, ganancias térmicas, etc.) del área de congelamiento o enfriamiento. Entonces para poder probar la capacidad frigorífica del evaporador es necesario un circuito de emulación de potencia térmica que suministre el calor necesario para provocar la ebullición del refrigerante líquido. La figura 2.19 muestra un diagrama esquemático del circuito de emulación de potencia térmica. Proporcionadas las condiciones para obtener el efecto refrigerante se procede a realizar las pruebas de caracterización térmica del evaporador.

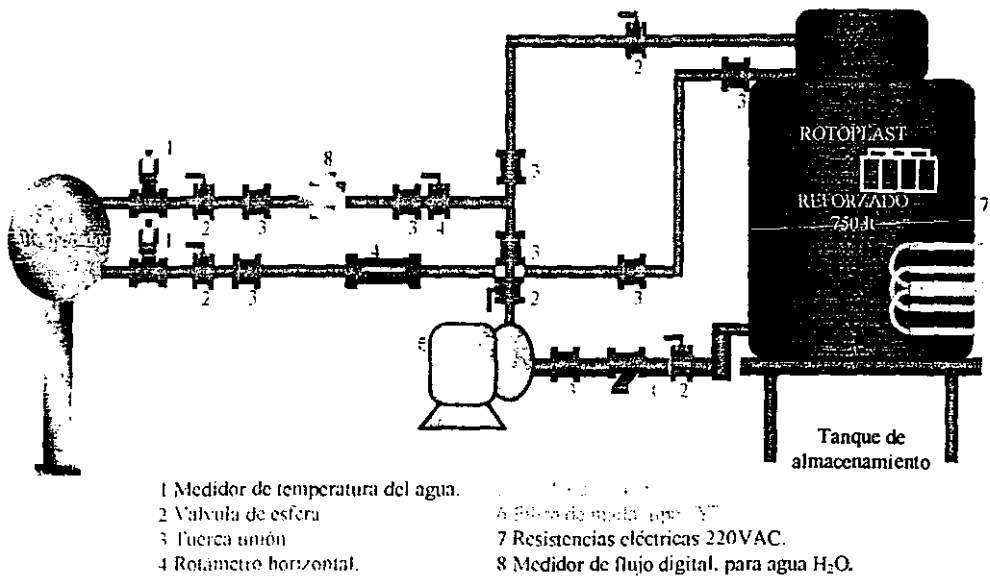


Figura 2.19 Diagrama esquemático de la línea de emulación de potencia térmica.

2.2.2.1 Tanque de almacenamiento

El circuito de emulación de potencia térmica cuenta con un tanque circular de plástico que tiene una capacidad de almacenamiento de 750 litros de agua, como se muestra en la figura 2.20. El objetivo de este tanque es de contener el agua caliente que se utiliza durante las pruebas experimentales. En este mismo tanque, están instaladas en su parte inferior seis resistencias eléctricas, sumergibles, trifásicas a 220 VAC, con una potencia eléctrica nominal de 7,000 Watts. Durante los experimentos de este trabajo sólo se conectaron dos de las resistencias en paralelo debido a que la potencia nominal resulta excesiva en nuestro caso. Con la ayuda de medidor de parámetros eléctricos que proporcionó el Programa Universitario de Energía de la UNAM se calibró la potencia suministrada por estas dos resistencias. La nueva resistencia equivalente es de 4.40 kW (220 VCA y 20 ACA.), para mayores detalles consultar la sección 2.2.2.6. La totalidad del tanque está aislado térmicamente con una placa de 3/8" (0.9525 cm) de espesor con un material específico (marca registrada) para tal fin. El tanque está sujetado sobre una estructura metálica construida específicamente para él.



Figura 2.20 Tanque de almacenamiento del fluido caliente del circuito de emulación de potencia térmica. En la parte inferior tiene instalado resistencias eléctricas trifásicas con una potencia total de 7 kW.

2.2.2.2 Bomba de recirculación del agua caliente

El circuito de emulación de potencia térmica cuenta también con una bomba centrífuga, acoplada a un motor eléctrico de $\frac{1}{2}$ H.P. del tipo jaula de ardilla. La bomba proporciona la diferencia de presiones necesaria para poder hacer recircular el agua caliente a lo largo de todo el circuito. El motor es alimentado eléctricamente por un sistema monofásico a 127 VAC, controlado por un interruptor termomagnético de 15 amperes. En la figura 2.21 se muestra una fotografía de la bomba de recirculación.

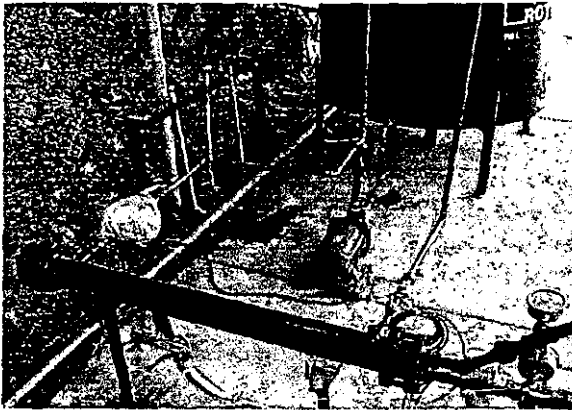


Figura 2.21 Fotografía de la bomba centrífuga que hace recircular el fluido caliente a través del evaporador de pruebas. También se puede observar la interconexión de la bomba con el tanque de almacenamiento y el evaporador.

2.2.2.3 Red hidráulica del circuito de emulación de potencia térmica

Con el fin de interconectar todos los componentes de este circuito se instaló una red hidráulica de tubería de cobre tipo L de $\frac{3}{8}$ " de diámetro, soldable. Esta red incluye una serie de accesorios necesarios, tales como: válvulas de esfera, tuercas unión, coples, niples, codos de 90° , tes, etcétera. Toda la red hidráulica está aislada térmicamente con tubo aislante de $\frac{3}{8}$ " de espesor. Se puede observar parte de esta tubería en la figura 2.21.

2.2.2.4 Dispositivos de medición de temperatura

Para poder medir y controlar los parámetros necesarios en la caracterización del sistema, se colocaron diferentes dispositivos que auxiliaran a tal fin. Los dispositivos son:

- Para la medición de la temperatura del fluido caliente se colocaron dos RTD's de platino 100, uno a la entrada del evaporador y otro a la salida del mismo; Los RTD's se instalaron en unos termopozos específicamente manufacturados en bronce para tal fin (ver apéndice D). La figura 2.22 muestra al dispositivo.
- Para la medición del flujo másico se colocó a la entrada del evaporador un medidor de flujo de turbina con salida de una señal para interface de computación.
- También se colocó un rotámetro horizontal con el objeto de tener una referencia visual rápida del flujo volumétrico.

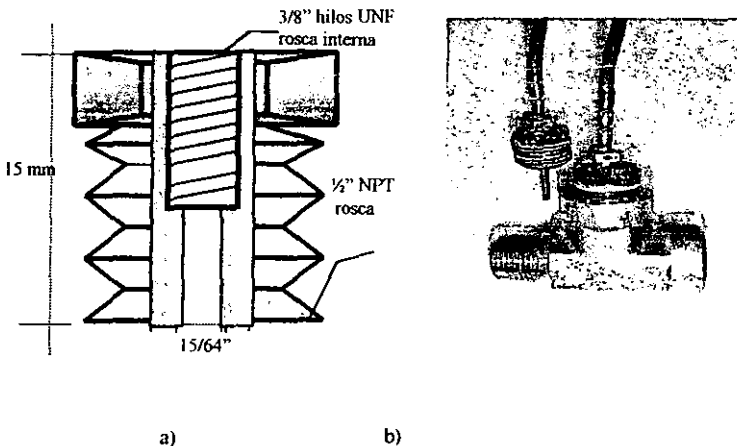


Figura 2.22 Detalle esquemático a), y fotografía b) Del adaptador para colocar los RTD's.

2.2.2.5 Medidores de flujo para el agua

Con el fin de conocer con mucha precisión los flujos de agua que circulan por el interior del evaporador de pruebas, por el lado de la coraza, están instalados dos diferentes medidores de flujo: un medidor de flujo de paletas que cuenta con una señal de salida digital (figura 2.23). El medidor está instalado en forma horizontal. También está instalado un rotámetro horizontal para tener una referencia visual rápida de los flujos manejados (figura 2.24). Los dos instrumentos fueron calibrados previamente.

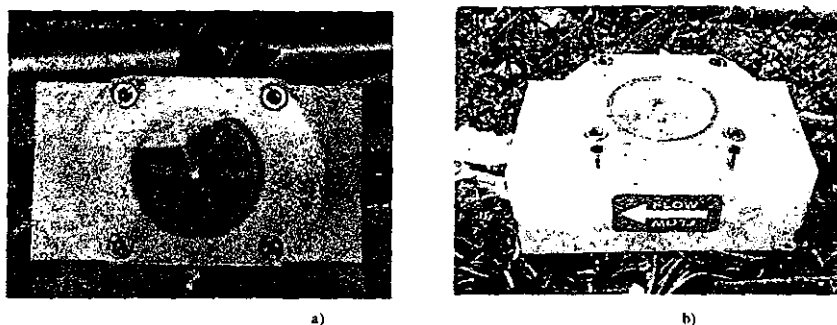


Figura 2.23 Detalle del medidor de flujo de paletas, con salida de señal en pulsos de 12 VDC para uso superior y medición con precisión de los bajos rangos de flujo. a) Vista aérea. b) Vista lateral.



Figura 2.24 Detalle del medidor del rotámetro horizontal para agua.

2.2.2.6 Resistencias eléctricas

Para poder calentar el fluido y a su vez proporcionar el calor necesario que provoca la evaporación del amoniaco líquido, están instalados en la parte inferior del tanque de almacenamiento unas resistencias eléctricas trifásicas a 220 VCA, tal como se puede apreciar en la figura 2.25. Las resistencias cuentan con una potencia eléctrica total de 7 kW. Se controlan con un interruptor trifásico termomagnético de 15 amperes. Debido a que resulta excesiva la potencia eléctrica de las resistencias, y a la carencia de un regulador de potencia eléctrica (VARIAC), se reajustaron las resistencias a un valor fijo menor de su potencia nominal. Para calibrar las resistencias se contó con un equipo de medición de parámetros eléctricos que auxilió a caracterizar el funcionamiento del arreglo de las resistencias. Con el medidor de parámetros eléctricos que proporcionó el Programa Universitario de Energía de la UNAM se calibró la potencia suministrada por estas dos resistencias. La nueva resistencia equivalente es de 4.40 kW (220 VCA y 20 ACA). En la figura 2.26 se puede observar la forma de conexión del arreglo de las resistencias. En la figura 2.27 se observa un acercamiento de equipo medidor de los parámetros eléctricos.



Figura 2.25 Detalle de la instalación de las resistencias eléctricas trifásicas de 7 kW. Las resistencias producen el calentamiento del fluido que a su vez proporciona el calor necesario para la evaporación del amoniaco líquido.

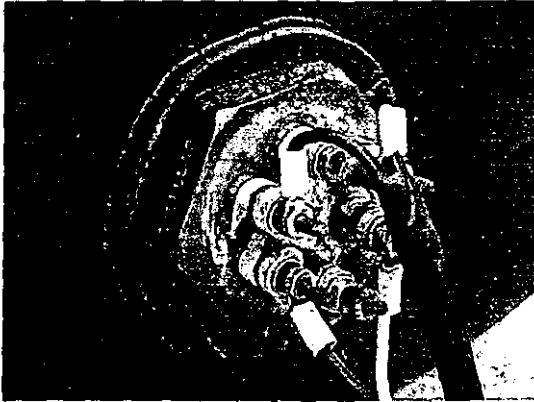


Figura 2.26 Detalle de la instalación de las resistencias eléctricas en la parte inferior del tanque de almacenamiento de fluido caliente. También se observa la conexión eléctrica de las resistencias.



Figura 2.27 Detalle del medidor de parámetros eléctricos. Se registran los valores de corriente y el voltaje demandados por el arreglo de las resistencias eléctricas.

2.2.3 CIRCUITO DE AGUA FRÍA PARA CONDENSAR

Después de que el amoniaco líquido realiza su recorrido a través del evaporador y parte de la tubería de retorno, cambia de estado físico en su totalidad, se encuentra en estado de vapor saturado o sobrecalentado. Ahora bien, para que el amoniaco continúe el ciclo es necesario condensarlo. Se necesita que para las condiciones atmosféricas de Temixco, Morelos, el vapor de amoniaco se condense a una presión absoluta mínima de 9 bar. Para lograr lo anterior es necesario emplear agua fría, de 3 a 6 C (enfriada con barras de hielo industrial). Entonces se cuenta con un circuito que proporciona el agua a la temperatura deseada, y lograr condensar el vapor de amoniaco a la presión y temperatura requerida para el ciclo. El circuito se muestra en forma esquemática en la figura 2.28.

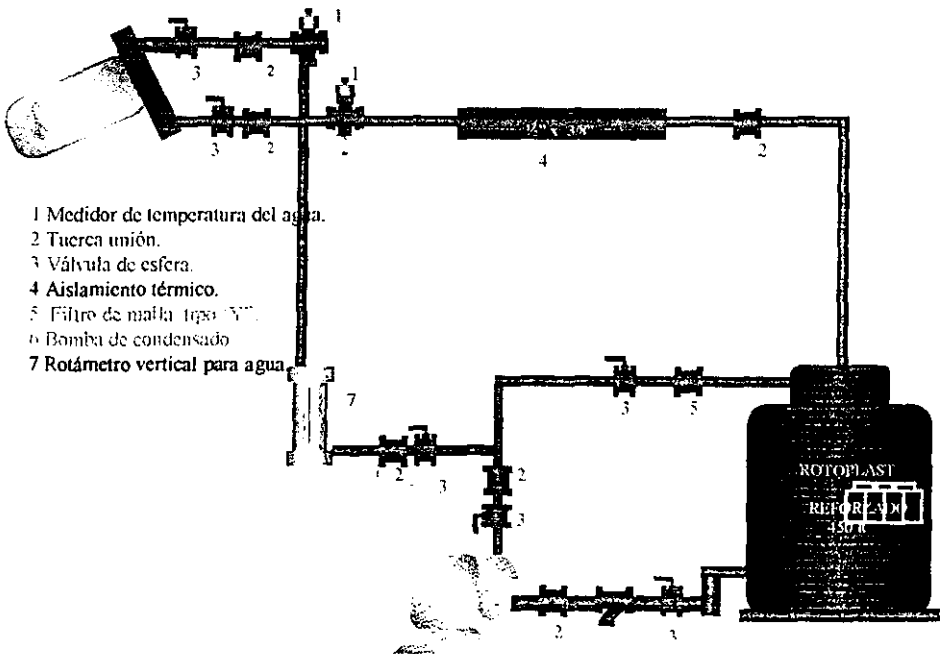


Figura 2.28 Detalle esquemático del circuito de agua fría para condensar al vapor de amoniaco. El rango de temperaturas para el agua es de 3 a 6 C.

2.2.3.1 Tanque de almacenamiento del agua para condensar

Se trata de un tanque de plástico negro que tiene una capacidad de almacenamiento de 450 litros de agua. El tanque está aislado térmicamente en toda su periferia, con una placa de aislante térmico™ de 3/8" de espesor cuyo valor de conductividad térmica es de 0.36 Wm^{-2} . El aislamiento térmico está aplicado al tanque para evitar tener ganancias térmicas de su alrededor y mantener el agua de condensado lo más fría posible; hay que recordar que el agua se encuentra en un rango de temperaturas de 3 a 6 C. Para alcanzar las temperaturas deseadas en el agua, es necesario agregarle por cada prueba 200 kg de hielo a -10 C. Después de colocar el aislamiento térmico se recubrió con una cinta para ductos color plateada que sirve para proteger al material aislante de la humedad, además de que ofrece un aspecto muy estético. Por otra parte para homogenizar la temperatura en el interior del tanque, se tienen dispuestas, la tubería de retorno y la tubería de reciclaje, de tal forma que provocan una mayor turbulencia interna en el tanque. En la figura 2.29 se muestra una fotografía del tanque de almacenamiento.

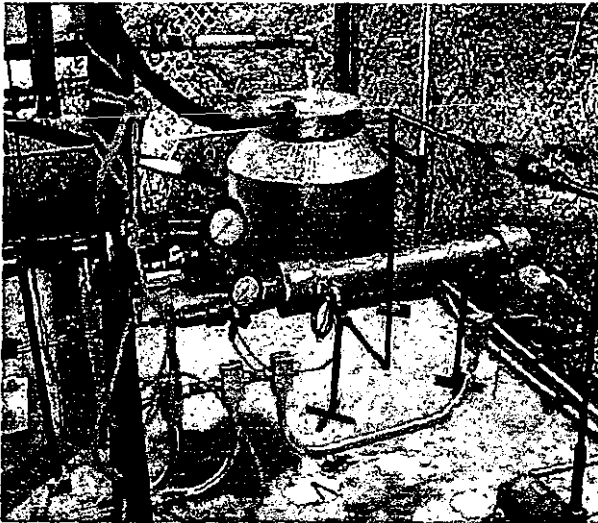


Figura 2.29 Vista del tanque de almacenamiento del agua fría de condensado. Tiene una capa de placa aislante de 3/8" de espesor, cubierta con cinta plástica plateada para ductos para evitar que la humedad dañe al aislamiento térmico.

2.2.3.2 Bomba de recirculación del agua fría para condensar

El circuito de agua para condensar cuenta con una bomba centrífuga, acoplada a un motor eléctrico de $\frac{1}{2}$ HP del tipo jaula de ardilla, en la figura 2.30 se muestra una fotografía de la bomba. La bomba impulsa el agua fría, creando la diferencia de presiones necesaria para poder hacerla recircular. El motor es alimentado eléctricamente por un sistema monofásico a 127 VAC, controlado manualmente por un interruptor termomagnético de 15 amperes.



Figura 2.30 Se muestra la bomba centrífuga que hace recircular el agua fría a través del circuito de condensado.

2.2.3.3 Red hidráulica del circuito de agua fría para condensar

Con el fin de interconectar todos los componentes de este circuito está instalada una red hidráulica de tubería de cobre tipo L de $\frac{3}{4}$ " de diámetro nominal, soldable. Esta red incluye una serie de accesorios necesarios, tales como: válvulas de esfera, tuercas unión, coples, niples, codos de 90° , tes, etcétera. Toda la red hidráulica está aislada térmicamente con tubo aislante de $\frac{3}{8}$ " de espesor. Se puede observar parte de esta tubería en la fotografía de la figura 2.29.

2.2.3.4 Dispositivos de medición de temperatura para el agua de condensación

Para poder monitorear y controlar los parámetros necesarios durante la condensación del amoníaco se colocaron dispositivos para medir la temperatura y flujo volumétrico del agua fría.

Para la medición de la temperatura del agua fría de condensación se colocaron unos RTD's de platino 100, uno a la entrada del condensador y otro a la salida del mismo. Los RTD's se instalaron en unos termopozos específicamente manufacturados para tal fin (ver apéndice D). En la figura 2.31 se muestran fotografías de los montajes de los RTD's.

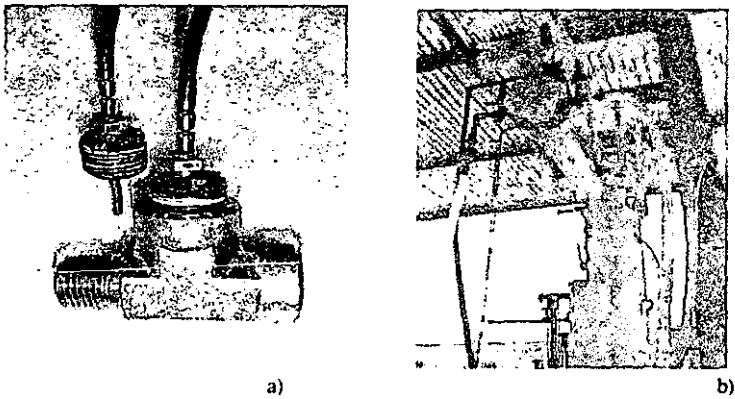


Figura 2.31 Fotografías del adaptador para colocar los RTD's, platino 100. a) Se muestra el detalle de la colocación del RTD en una "T". b) Se muestra el arreglo colocado en el sistema.

2.2.3.5 Medidor de flujo para el agua fría de condensación

Con el fin de conocer con precisión los flujos de agua fría que circulan por el interior del condensador (por el lado de los tubos), está instalado un medidor de flujo. El medidor de flujo es un rotámetro vertical para agua; se muestra en la figura 2.32. El medidor está instalado verticalmente antes de la entrada del

agua fría al condensador. Un arreglo de tubos y válvulas permite controlar el flujo volumétrico que se desea hacer llegar al condensador. El rotámetro fue calibrado previamente.

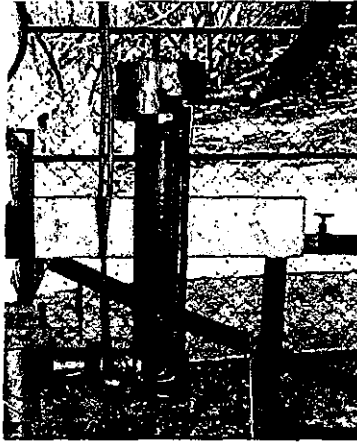


Figura 2.32 Fotografía del rotámetro vertical colocado para conocer el flujo volumétrico del agua fría para condensación.

En el siguiente capítulo se presentan las ecuaciones básicas para diseñar o modelar matemáticamente cualquier sistema de absorción de simple etapa. La intención de presentar las ecuaciones es que cualquier persona que esté interesada en el diseño o modelado por computadora de este tipo de sistemas tenga una compilación de todas las ecuaciones necesarias. También se enseñan en forma didáctica relaciones básicas de la termodinámica, por ejemplo el ciclo de Carnot para bombas de calor y refrigeración por absorción.

Referencias bibliográficas

- 2.1 S. Momoki, H. Shintaku, J. Yu, S. Koyama, T. Shigechi, T. Fujii. "An experimental study of forced convective boiling heat transfer of refrigerants in rough surface tube". *Transport Phenomena Engineering*. Pp. 379-384.
- 2.2. H. Takamatsu, S. Momoki, T. Fuji. "A correlation for forced convective boiling heat transfer of pure refrigerants in a horizontal smooth tube". *Int. J. Heat Mass Transfer*. Vol. 36, pp. 3351-3360. 1993.
- 2.3 W. Rivera, R. Best, V. Vélez. "Experimental heat transfer coefficients in two phase flow for the ammonia-water and ammonia-lithium nitrate mixtures". *Int. J. Heat Mass Transfer*. Vol. 20, pp. 335-326. 1993.
- 2.4 Dongsoo Jung, Su Chul O. "Prediction of evaporation heat transfer coefficients of refrigerant mixtures". *Transport Phenomena in Thermal Engineering*. Pp 464-470. 1998.
- 2.5 O. Zürcher, J. R. Thome, D. Favrat. "Evaporation of ammonia in a smooth horizontal tube: heat transfer measurements and predictions". *Journal of heat transfer*. Vol. 121, pp. 89-101. 1999.
- 2.6 N. Kattan, J. R. Thome, D. Favrat. "Flow boiling in horizontal tubes: Part 1-Development of a diabatic two-phase flow pattern map". *Journal of heat transfer*. *Transactions of the ASME*. Vol. 120, pp. 140-147. 1998.
- 2.7 N. Kattan, J. R. Thome, D. Favrat. "Flow boiling in horizontal tubes: Part 2-New heat transfer data for five refrigerants". *Journal of heat transfer*. *Transactions of the ASME*. Vol. 120, pp. 148-155. 1998.
- 2.8 N. Kattan, J. R. Thome, D. Favrat. "Flow boiling in horizontal tubes: Part 1-Development of a new heat transfer model based on flow pattern map". *Journal of heat transfer*. *Transactions of the ASME*. Vol. 120, pp. 156-165. 1998.
- 2.9 Jee Young Shing, Min Soo Kim, Sung Tack Ro. "Experimental study on forced convective boiling heat transfer of pure refrigerants and refrigerant mixtures in horizontal tube". *Int. J. Refrig*. Vol. 20, No. 4, pp. 267-275. 1997.
- 2.10 S. M. Sami, D. E. Desjardins. "Boiling Characteristics of alternatives to R502 inside air/refrigerant enhanced surface tubing". *Int. J. Energy Res*. Vol. 24, pp. 27-37. 2000.

- 2.11 S. Witczak. "Boiling ammonia flowing in horizontal pipes". Heat and mass transfer: An era of change. Vol. 2, pp. 919-936. 1993.
- 2.12 Alexander Paliwoda. "Predicción del coeficiente promedio de transferencia de calor para refrigerantes en condensación o ebullición dentro de tubos". Prepr. Int. Meet International Inst. Refrig. Bucharest, 1996. Vol. 10 No. 13 pps 282-291.
- 2.13 Da-Wen Sun. "Computer simulation and optimization of ammonia-water absorption refrigeration systems". Energy Sources. Vol. 19, pp. 667-690. 1997.
- 2.14 M. R. Conde. "An advanced simulation model for direct expansion evaporator coils". Energy Sources. Vol. 17, pp. 565-585. 1991.
- 2.15 Perry, M. "Manual del ingeniero químico". McGraw Hill. Diversas páginas. 1992
- 2.16 Gómez E., V. H. "Selección, adecuación y calibración de los instrumentos de medición para el refrigerador continuo de absorción de amoniac-agua del Centro de Investigación en Energía". Tesis de licenciatura, Universidad Autónoma de Morelos. Páginas 57-62. 2000.
- 2.17 González S., U. "Instalación, instrumentación y pruebas de puesta a punto de un absorbedor de película descendente para la determinación experimental de coeficientes de transferencia de calor y masa, utilizando la mezcla de trabajo amoniac-agua". Tesis de licenciatura, Universidad Autónoma de Morelos. Páginas 99-104. 1993.

CAPÍTULO 3



CICLO TERMODINÁMICO BÁSICO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN AMONIACO/AGUA (NH₃-H₂O)

3.1 FUNDAMENTOS DEL CICLO DE ABSORCIÓN, CICLO DE CARNOT

En la figura 3.1 se muestra como el compresor mecánico de un circuito de refrigeración por compresión mecánica de vapor es reemplazado por un "compresor térmico" que consiste de, un absorbedor, una bomba de solución, un intercambiador de calor para la solución y un generador. A temperaturas de evaporación por debajo de los 0 °C se utiliza el sistema de refrigeración con la mezcla amoníaco/agua (NH₃-H₂O) como fluido de trabajo.

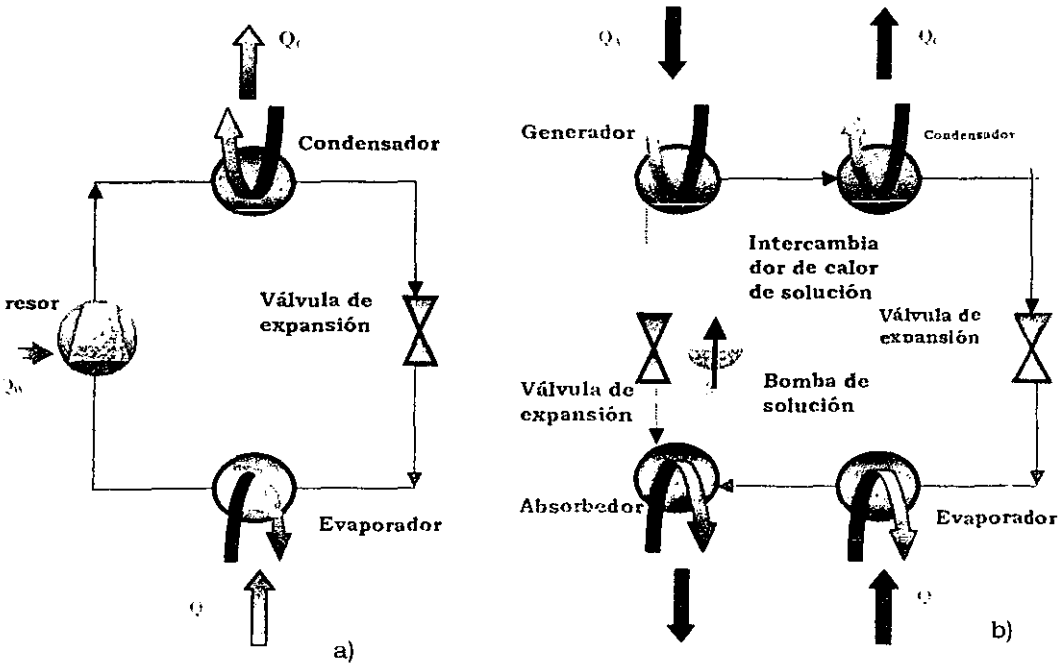


Figura 3.1 Principio de funcionamiento de los sistemas de refrigeración: a) Mecánico b) Absorción.

Para comprender mejor cómo se comporta un ciclo idealizado de conversión de energía se recurre al auxilio del ciclo de Carnot. En la figura 3.2 se representa un ciclo de Carnot de generación de potencia, se emplea un diagrama temperatura-entropía. La línea a-b indica el proceso de adición de calor isotérmico, Q_2 , a la temperatura del fluido de trabajo, T_2 . Se emplea como convención una flecha apuntando sobre la línea de proceso, que representa la energía suministrada al ciclo. La línea b-c representa la producción isoentrópica del trabajo; la línea c-d indica el calor de desecho, Q_1 , a la temperatura T_1 ; y la línea d-a representa el trabajo isoentrópico de entrada.

Como se supone que todos los procesos son reversibles, entonces el área encerrada en a-b-c-d representa el trabajo neto producido W . El área comprendida por c-d-e-f señala la energía térmica de desecho del ciclo (Q_1), suponiendo que los puntos e y f están a la temperatura absoluta $T=0$ K. La dirección de los procesos señalados en el diagrama T-S (como se muestra en la figura 3.2) se sigue en el sentido de las manecillas del reloj. Aplicando la primera ley de la termodinámica, el calor suministrado Q_2 al ciclo (área representada por a-b-f-e) es el resultado de la suma de las dos áreas.

$$Q_2 = Q_1 + W \quad (3.1)$$

Para la ecuación 3.1 el signo de los términos se selecciona como se indica en la figura 3.2, es decir, las energías toman el signo positivo si siguen la dirección de las flechas.

La eficiencia (ξ_{GP}) para la generación de potencia está definida como: la cantidad neta de trabajo producida, dividida entre la cantidad de calor suministrado a alta temperatura. En otras palabras se define la eficiencia como, lo que se obtiene dividido entre lo que cuesta producir, esto es,

$$\xi_{GP} = \frac{W}{Q_2} \quad (3.2)$$

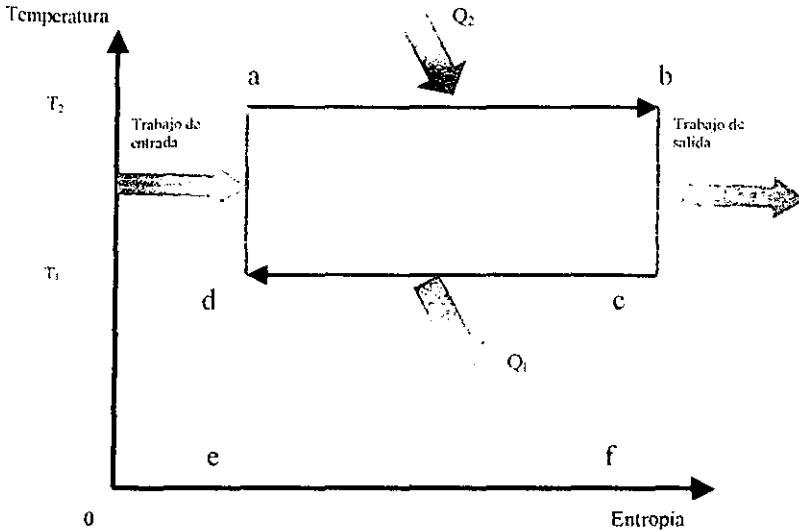


Figura 3.2 Ciclo idealizado de conversión de energía, representado en un ciclo de Carnot. El ciclo se traza en un diagrama temperatura entropía.

De acuerdo a la segunda ley de la termodinámica se establece para el ciclo de Carnot, que para la operación reversible, la producción de entropía neta es cero, de tal forma que se expresa como la ecuación,

$$\frac{Q_2}{T_2} - \frac{Q_1}{T_1} = 0. \tag{3.3}$$

Manipulando algebraicamente la ecuación 3.2 se puede modificar de tal manera que se obtenga una expresión que contenga sólo términos de temperaturas. Usando las ecuaciones 3.1, 3.3 y sustituyendo el término de trabajo se obtiene la ecuación:

$$\xi_{GP} = \frac{T_2 - T_1}{T_2}. \tag{3.4}$$

La expresión resultante representada en la ecuación 3.4 es generalmente denominada, Factor de eficiencia de Carnot para la generación de potencia.

En la figura 3.3 se muestra un ciclo de Carnot representando el funcionamiento de un ciclo idealizado de bomba de calor. A comparación del ciclo de generación de potencia, en este ciclo las direcciones de todos los procesos se encuentran invertidas. En el diagrama las temperaturas son seleccionadas de tal manera que el calor Q_0 es agregado al fluido de trabajo a temperatura absoluta T_0 , a lo largo de la línea de proceso a-b; el fluido se comprime isoentrópicamente representado por la línea b-c y el calor Q_1 es desechado hacia el sumidero a la temperatura absoluta T_1 , a lo largo de la línea c-d. Finalmente el fluido se expande isoentrópicamente a lo largo de la línea d-a.

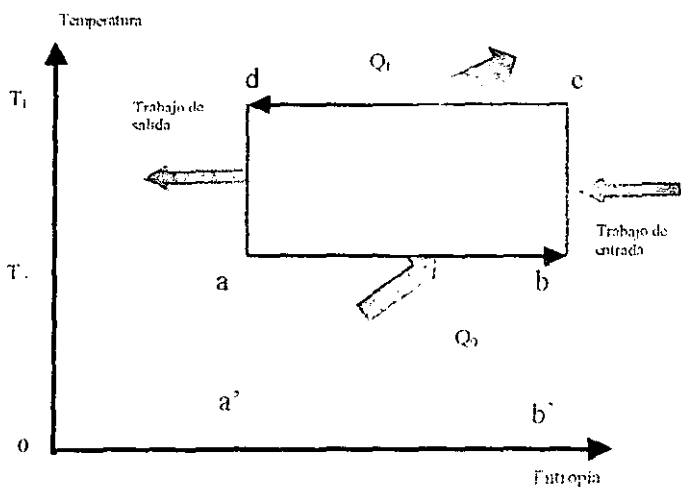


Figura 3.3 Ciclo de Carnot que representa una bomba de calor ideal, en el diagrama temperatura entropía.

En la figura 3.3 las áreas representan transferencia de energía. La cantidad neta de trabajo de entrada que se requiere para el ciclo está representada por el área a-b-c-d. La cantidad de calor absorbido está representada por el área a-b-b'-a'. Ahora bien la suma de ambas áreas representa la cantidad total de calor rechazado a la temperatura absoluta T₁.

Una bomba de calor se puede valorar por su desempeño, que está definido como la relación del beneficio obtenido (cantidad de calor disponible a alta temperatura) dividido entre el gasto (trabajo neto requerido). Esta relación se conoce como "coeficiente de operación" (COP_{BC}),

$$COP_{BC} = \frac{T_1}{T_1 - T_0}. \quad (3.5)$$

Usando la primera y la segunda ley de la termodinámica para el proceso de bomba de calor y siguiendo un procedimiento similar al empleado para la ecuación 3.4, el ciclo de Carnot para bomba de calor puede usarse también para aplicaciones de enfriamiento o de refrigeración. Para la refrigeración el calor removido a la temperatura absoluta T_0 es el de interés, y el COP está definido como la proporción de la capacidad de enfriamiento Q_0 dividida entre el trabajo neto de entrada. El subíndice R es usado para distinguir el COP para el ciclo de refrigeración,

$$COP_R = \frac{T_0}{T_1 - T_0}. \quad (3.6)$$

De los coeficientes de operación del ciclo de bomba de calor y del ciclo de refrigeración se pueden obtener la siguiente relación,

$$COP_R + 1 = COP_{BC}. \quad (3.7)$$

Se puede comprobar muy fácilmente esta ecuación sustituyendo las ecuaciones 3.5 y 3.6 en la ecuación 3.7.

3.2 BOMBA DE CALOR POR ABSORCIÓN

Con la ayuda del ciclo de Carnot se puede describir una bomba de calor por absorción ideal. Ambos ciclos descritos en la sección anterior, producción de trabajo y de refrigeración, se pueden combinar en un solo dispositivo, si se supone que el trabajo producido por el primer ciclo es idéntico a la cantidad de trabajo requerido por el segundo ciclo. El dispositivo resultante representado en la figura 3.4, eleva el nivel de temperatura del calor suministrado desde la temperatura absoluta T_0 hasta la temperatura

absoluta T_1 , usando la disponibilidad termodinámica de la energía de alta temperatura suministrada T_2 .

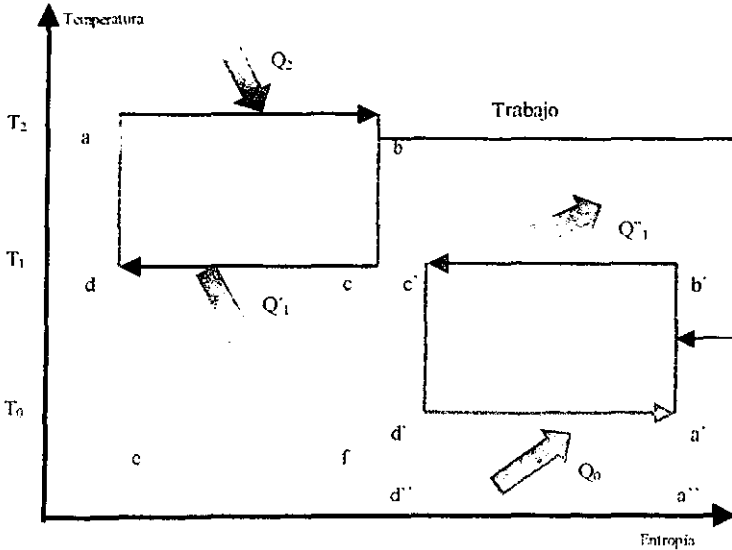


Figura 3.4 Ciclo de Carnot representado un ciclo combinado generación de potencia-bomba de calor en el diagrama temperatura entropía. Aquí se representa una bomba de calor por absorción ideal.

El calor de desecho en la sección de generación de potencia (en este nuevo ciclo combinado) es también desechado a la temperatura T_1 . Entonces el calor neto rechazado a la temperatura T_1 tiene dos contribuciones Q_1' y Q_1'' .

Este ciclo combinado representa un dispositivo de bombeo del calor que es impulsado sólo por el calor de entrada. Esta representación es aplicable a varios dispositivos de bombeo de calor. El coeficiente de operación para este dispositivo está definido como,

$$COP_{BCA} = \frac{Q_1' - Q_1''}{Q_2} \quad (3.8)$$

para el calentamiento y como,

$$COP_R = \frac{Q_0}{Q_2}, \quad (3.9)$$

para aplicaciones de enfriamiento y refrigeración. Con la aplicación de la primera y la segunda ley, y sustituyendo Q'_1 y Q''_1 ($Q_1 = Q'_1 + Q''_1$), las ecuaciones 4.8 y 4.9 se manipulan algebraicamente para convertirlas en expresiones que dependen sólo de la temperatura, obteniéndose

$$COP_{BC} = \frac{T_2 - T_0}{T_2} * \frac{T_1}{T_1 - T_0}, \quad (3.10)$$

$$COP_R = \frac{T_2 - T_1}{T_2} * \frac{T_0}{T_1 - T_0}. \quad (3.11)$$

Tanto el refrigerador por absorción como las bombas de calor y refrigeradores de compresión de vapor, la diferenciación entre una bomba de calor y un enfriador de líquido está sólo en función de la aplicación, no del modo de operación. El análogo a la ecuación 3.7 es también válido para los sistemas de absorción,

$$COP_R + 1 = COP_{BC}. \quad (3.12)$$

Es muy importante hacer hincapié en que las ecuaciones anteriores de Carnot, para sistemas de refrigeración y bombas de calor representan sistemas ideales de operación y marcan el límite máximo de rendimiento durante el funcionamiento de estos sistemas. Sin embargo en un ciclo real es necesario considerar las irreversibilidades propias de cada sistema. El sistema de refrigeración experimental que se construyó para las pruebas experimentales del presente trabajo, dista mucho de ser un sistema ideal.

3.3 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

En la presente sección se explica en forma detallada el funcionamiento de los sistemas de refrigeración por absorción de etapa simple. Se presentan las ecuaciones que gobiernan a este tipo de sistemas. El objetivo de esta sección es presentar en conjunto todas las ecuaciones necesarias para realizar un modelo matemático de estos sistemas de refrigeración^[3.7], y quien así lo

desea utilizarlas como herramienta para desarrollar modelos por computadora. Las fórmulas presentadas son válidas tanto para los sistemas que utilizan el par amoniacaco/agua ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$), como para el par bromuro de litio/agua ($\text{LiBr-H}_2\text{O}$), como fluidos de trabajo.

3.3.1 Descripción del ciclo continuo de un sistema de refrigeración por absorción

Un dibujo esquemático del ciclo continuo de absorción de etapa simple^{[3.6][3.7]}, se ilustra en la figura 3.5. El refrigerante en forma de vapor de baja presión entra al absorbedor, en donde es absorbido por el absorbente. La solución que sale del absorbedor contiene una concentración alta en refrigerante, la cual es llamada solución concentrada. Esta solución es bombeada hasta el generador a la presión correspondiente.

La solución concentrada entra al generador con presión alta y baja temperatura en donde se le suministra calor, esto eleva la temperatura de la solución y de aquí en adelante la cantidad de refrigerante que el absorbente puede retener es reducida. Ahora el refrigerante es manejado como vapor y llevado fuera del generador.

La solución resultante después de la generación contiene una baja concentración de refrigerante, la cual se conoce como solución diluida. La solución regresa al absorbedor pasando a través de una válvula de expansión la cual tiene como función provocar una caída de presión para lograr mantener una diferencia de presiones entre el generador y el absorbedor.

El refrigerante en forma de vapor con una alta presión y una alta temperatura saliendo del generador y entrando al condensador, en donde la reducción en la temperatura provoca la condensación del vapor. Posteriormente el refrigerante líquido pasa a través de una válvula de expansión la cual le reduce bruscamente la presión hasta alcanzar la presión de evaporación. Ya en el evaporador el refrigerante líquido extrae calor del medio que lo rodea (aire o líquido), provocando su enfriamiento.

El refrigerante en forma de vapor saturado sale del evaporador y regresa al absorbedor para ser reabsorbido por la solución diluida, completando el ciclo.

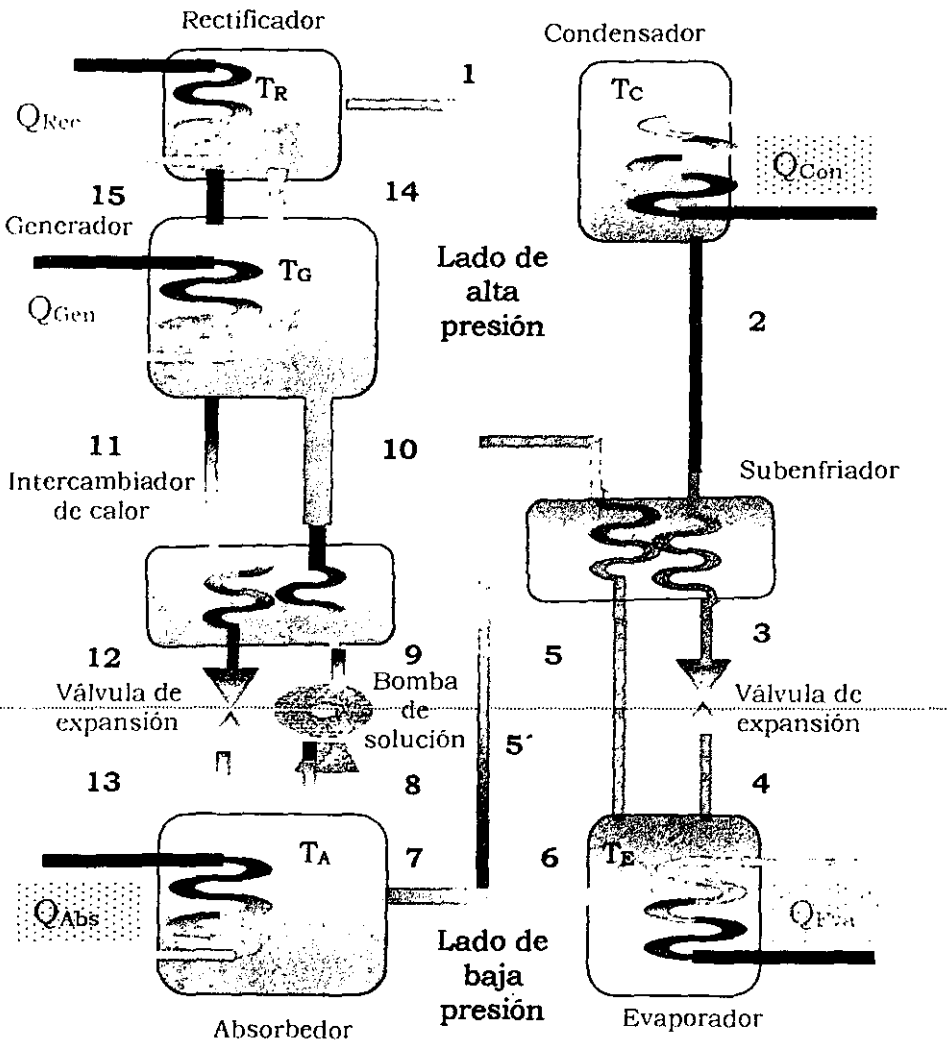


Figura 3.5 Ciclo continuo de refrigeración por absorción amoniaco-agua.

El intercambiador de calor de la solución y el subenfriador de líquido no son esenciales para la operación del ciclo, pero permiten ahorrar energía haciendo más eficiente el funcionamiento del sistema, es decir aumentan el

COP. La principal desventaja del sistema es el hecho de que el agua es volátil. Cuando el amoníaco evaporado es llevado fuera del generador, también contiene algo de vapor de agua, esto es indeseable porque el agua puede congelarse a lo largo de la tubería. También cuando el agua entra al evaporador eleva la temperatura de evaporación.

El propósito de la columna de rectificación con un deflector es eliminar del refrigerante, el vapor de absorbente que se arrastra. Este proceso puede reducir el vapor del absorbente hasta alcanzar una concentración deseada de refrigerante. La aproximación puede ser muy cercana al 100% que es el caso ideal.

La eficiencia de operación del sistema es medida por el coeficiente de operación conocido como COP_{sistema} .

$$COP_{\text{sistema}} = \frac{Q_e}{Q_g + W_{me}}, \quad (3.13)$$

donde Q_e es el calor de evaporación, Q_g es el calor de generación y W_{me} es el trabajo mecánico.

3.3.2 Suposiciones básicas de operación

Las suposiciones básicas para los cálculos del sistema son las que siguen. Los puntos de estados se refieren a la figura 3.5.

1. Las temperaturas del condensador, evaporador, absorbedor, generador y el rectificador son uniformes.
2. La alta presión del sistema es la presión de equilibrio que corresponde a la temperatura y concentración en el condensador. El generador y el rectificador se encuentran a la misma a la presión.
3. La presión baja en el sistema corresponde a la presión de equilibrio a la temperatura y concentración a la entrada del evaporador (líquido saturado). El absorbedor se encuentra a la misma presión.

4. La solución concentrada saliendo del absorbedor en el estado 8 (como se muestra en la figura 3.5) se considera como líquido saturado a la temperatura y concentración del absorbedor.
5. La solución diluida sale del generador en el estado 11 y está a la temperatura y presión del generador y está en equilibrio (líquido saturado).
6. La concentración de vapor en el estado 14 está determinada por la temperatura y la presión del generador, mientras que la concentración del líquido en el estado 15 está determinada por la temperatura y presión del rectificador.
7. El estado 1 se encuentra como un vapor en equilibrio a alta presión y concentración del refrigerante (100%).
8. El estado 2 se considera como un líquido saturado en equilibrio a la temperatura y presión del condensador.
9. El estado 5 y 6, es un fluido como vapor de refrigerante sobrecalentado a la temperatura y presión del evaporador. La purga de líquido que abandona el evaporador está a la presión de éste tiene y una mayor temperatura que la de evaporación.
10. Las entalpías de los estados que no se encuentran en equilibrio son iguales a los correspondientes estados en equilibrio a las mismas temperaturas y concentraciones.
11. Las efectividades de los intercambiadores de calor Q_I y Q_{SC} están definidas como,

$$\eta_I = \frac{h_{11} - h_{12}}{h_{11} - h_{12-9}},$$

$$\eta_{SC} = \frac{h_5 - h_{5^*}}{h_5 - h_{5^*-2}},$$

donde h_{12-9} es la entalpía del líquido de la solución a la concentración en el estado 12 y a la temperatura del estado 9. Similarmente para h_{5^*-2} .

12.El intercambio de calor del sistema con sus alrededores se considera despreciable.

13.Las caídas de presión debidas a la fricción a lo largo del sistema se consideran despreciables.

Las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo son conocidas en formas de ecuaciones de estado y representadas en tablas o gráficas.

3.3.3 sistemas de ecuaciones para los ciclos continuos de refrigeración por absorción

A continuación se presentan tablas donde aparecen los sistemas de ecuaciones básicos para analizar el funcionamiento de los ciclos continuos de refrigeración por absorción. Para las ecuaciones 3.14 a la 3.93 la nomenclatura se presenta al final del capítulo.

$\dot{m}_{h_0} + \dot{m}_{h_5} = \dot{m}_{h_4} + \dot{m}_{h_1}$	Balace de masa.	(3.14)
$\dot{m}_{h_0} X_{10} + \dot{m}_{h_5} X_{15} = \dot{m}_{h_4} X_{14} + \dot{m}_{h_1} X_{11}$	Balace de refrigerante.	(3.15)
$Q_G + \dot{m}_{h_0} h_0 + \dot{m}_{h_5} h_5 = \dot{m}_{h_4} h_4 + \dot{m}_{h_1} h_1$	Balace de energía.	(3.16)
$P_G = P_C = P_R$	Balace de presiones.	(3.17)
$T_{11} = T_{14} = T_G$	Suposición cinco.	(3.18)
$X_{11} = X_i(P_G, T_G)$	Ecuación de estado.	(3.19)
$X_d = X_{11}$	Suposición cinco.	(3.20)
$X_{14} = X_v(P_G, X_{14})$	Ecuación de estado.	(3.21)
$\dot{m}_{h_1} = \dot{m}_d$	Solución diluida.	(3.22)
$h_{h_1} = h_i(X_{11}, P_G)$	Ecuación de estado.	(3.23)
$h_{h_4} = h_v(X_{14}, T_G)$	Ecuación de estado.	(3.24)
$\dot{m}_{h_0} = \dot{m}_c$	Solución concentrada.	(3.25)

Tabla 3.1 Sistema de ecuaciones para analizar el generador de un sistema de refrigeración por absorción de etapa simple.

$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 + \dot{m}_5$	Balance de masa.	(3.26)
$\dot{m}_4 X_{14} = \dot{m}_1 X_1 + \dot{m}_5 X_{15}$	Balance de solución.	(3.27)
$\dot{m}_4 h_{14} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_5 h_{15} + Q_R$	Balance de energía.	(3.28)
$P_G = P_C = P_R$	Balance de presiones.	(3.29)
$T_{11} = T_{14} = T_G$	Suposición cinco.	(3.30)
$X_1 = X_R$	Suposición siete.	(3.31)
$X_{15} = X_1(T_{15}, P_R)$	Ecuación de estado.	(3.32)
$\dot{m}_1 = \dot{m}_d$	Solución diluida.	(3.33)
$h_1 = h_1(X_1, T_R)$	Ecuación de estado.	(3.34)
$h_{15} = h_1(X_{15}, P_R)$	Ecuación de estado.	(3.35)

Tabla 3.2 Sistema de ecuaciones para analizar el rectificador de un sistema de refrigeración por absorción de etapa simple.

$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	Balance de masa.	(3.36)
$\dot{m}_1 X_1 = \dot{m}_2 X_2$	Balance de refrigerante.	(3.37)
$\dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_2 h_2 + Q_C$	Balance de energía.	(3.38)
$P_G = P_C = P_R$	Balance de presiones.	(3.39)
$T_2 = T_C$	Suposición dos.	(3.40)
$X_1 = X_2 = X_R$	Suposición dos.	(3.41)
$\dot{m}_2 = \dot{m}_R$	Flujo másico de refrigerante.	(3.42)
$P_C = P_C(X_2, T_C)$	Ecuación de estado.	(3.43)
$h_2 = h_1(X_2, P_C)$	Ecuación de estado.	(3.44)

Tabla 3.3 Sistema de ecuaciones para analizar el condensador de un sistema de refrigeración por absorción de etapa simple.

$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_r$	Balance de masa.	(3.45)
$\dot{m}_5 = \dot{m}_y$	Balance de masa.	(3.46)
$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_y h_y$	Balance de energía.	(3.47)
$X_1 = X_2 = X_3 = X_4 = X_y = X_R$	Balance de concentración.	(3.48)
$Q_{sc} = \dot{m}_r (h_2 - h_3) = \dot{m}_y (h_y - h_2)$	Intercambio de calor.	(3.49)
$\eta_{sc} = \frac{h_3 - h_y}{h_3 - h_{y-2}}$	Efectividad del intercambiador.	(3.50)
$h_{y-2} = h_y(X_y, T_2)$	Ecuación de estado.	(3.51)

Tabla 3.4 Sistema de ecuaciones para analizar el subenfriador de un sistema de refrigeración por absorción de etapa simple.

$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 + \dot{m}_6$	Balance de masa.	(3.52)
$\dot{m}_4 X_4 = \dot{m}_5 X_5 + \dot{m}_6 X_6$	Balance del refrigerante.	(3.53)
$Q_E + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_6 h_6$	Balance de energía.	(3.54)
$P_E = P_A$	Balance de presiones.	(3.55)
$P_E = P_E(X_r, T_E)$	Ecuación de estado.	(3.56)
$T_6 = T_5 = T_E$	Suposición tres.	(3.57)
$X_5 = X_v(P_E, T_E)$	Ecuación de estado.	(3.58)
$X_6 = X_l(T_E, P_E)$	Ecuación de estado.	(3.59)
$X_3 = X_4 = X_7 = X_R$	Suposición cinco.	(3.60)
$\dot{m}_4 = \dot{m}_7 = \dot{m}_R$	Flujo de refrigerante.	(3.61)
$\dot{m}_7 = \dot{m}_5 + \dot{m}_6$	Balance de refrigerante.	(3.62)
$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_6 h_6$	Balance de energía.	(3.63)
$h_6 = h_l(X_6, P_E)$	Ecuación de estado.	(3.64)
$h_5 = h_v(X_5, T_E)$	Ecuación de estado.	(3.65)
$h_4 = h_5$	Balance de energía.	(3.66)

Tabla 3.5 Sistema de ecuaciones para analizar el evaporador de un sistema de refrigeración por absorción de etapa simple.

$\dot{m}_4 = \dot{m}_7 + \dot{m}_{13}$	Balance de masa.	(3.67)
$\dot{m}_4 X_4 = \dot{m}_7 X_7 + \dot{m}_{13} X_{13}$	Balance de refrigerante.	(3.68)
$\dot{Q}_A + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_{13} h_{13}$	Balance de energía.	(3.69)
$P_B = P_A$	Balance de presiones.	(3.70)
$X_c = X_v(P_A, T_A)$	Ecuación de estado.	(3.71)
$X_4 = X_c$	Balance de concentración.	(3.72)
$\dot{m}_4 = \dot{m}_c$	Flujo de solución concentrada.	(3.73)
$h_4 = h_f(X_4, P_A)$	Ecuación de estado.	(3.74)

Tabla 3.6 Sistema de ecuaciones para analizar el absorbedor de un sistema de refrigeración por absorción de etapa simple.

$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_c$	Balance de masa s. c.	(3.75)
$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_d$	Balance de masa s. d.	(3.76)
$\dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{11} h_{11} = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{12} h_{12}$	Balance de energía.	(3.77)
$\dot{Q}_I = \dot{m}_d (h_{11} - h_{12}) = \dot{m}_s (h_{10} - h_9)$	Intercambio de calor.	(3.78)
$\eta_{SC} = \frac{h_{11} - h_{12}}{h_{11} - h_{12-9}}$	Definición de efectividad.	(3.79)
$h_{12-9} = h_f(X_{12}, T_9)$	Ecuación de estado.	(3.80)
$h_{11} = h_f(X_{11}, P_G)$	Ecuación de estado.	(3.81)

Tabla 3.7 Sistema de ecuaciones para analizar el precalentador de un sistema de refrigeración por absorción de etapa simple.

$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$	Balance de masa.	(3.82)
$X_8 = X_c$	Balance de concentración.	(3.83)
$h_8 = h_9$	Balance de energía.	(3.84)
$T_8 = T_9 = T_A$	Balance de temperaturas.	(3.85)

Tabla 3.8 Sistema de ecuaciones para analizar la bomba de un sistema de refrigeración por absorción de etapa simple.

$h_3 = h_4.$	Balance de energía.	(3.86)
$\dot{m}_3 = \dot{m}_4.$	Flujo de refrigerante.	(3.87)
$X_3 = X_4.$	Balance de concentración.	(3.88)

Tabla 3.9 Sistema de ecuaciones para analizar la válvula isoentálpica del refrigerante de un sistema de refrigeración por absorción de etapa simple.

$h_{12} = h_{13}.$	Balance de energía.	(3.89)
$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}.$	Flujo de solución diluida.	(3.90)
$X_{12} = X_{13}.$	Balance de concentración.	(3.91)

Tabla 3.10 Sistema de ecuaciones para analizar la válvula isoentálpica de la solución diluida de un sistema de refrigeración por absorción de etapa simple.

$\dot{m}_6 + \dot{m}_5 = \dot{m}_7.$	Balance de masa.	(3.92)
$\dot{m}_6 X_6 + \dot{m}_5 X_5 = \dot{m}_7 X_7.$	Balance de refrigerante.	(3.93)

Tabla 3.11 Sistema de ecuaciones adicionales de un sistema de refrigeración por absorción de etapa simple.

3.4 PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL AMONIACO (NH₃), REFRIGERANTE 717

En esta sección se presentan las ecuaciones de estado que sirven para calcular las propiedades termodinámicas del amoníaco. Estas ecuaciones son muy útiles cuando se realizan emulaciones por computadora, de los sistemas de refrigeración por absorción. Las presentes propiedades termodinámicas para el amoníaco están expresadas en unidades del sistema internacional, están calculadas y preparadas para el estado de saturación y vapor sobrecalentado por el Dr. en Ingeniería R. Döring^[3.11]. A continuación se presentan las ecuaciones básicas para calcular las propiedades termodinámicas del amoníaco puro.

Las unidades, en el sistema internacional, que se ocupan son las siguientes:

- Densidad, $\rho_L = (\text{kg}/\text{m}^3)$.
- Temperatura, $T = (\text{K})$.
- Presión, $p = (\text{bar}) = (10^5 \text{ Pa})$.
- Volumen específico, $v = (\text{m}^3 / \text{kg})$.
- Calor específico, $C_v = (\text{kJ} / \text{kg} * \text{K})$.

Densidad de líquido

$$\frac{\rho_L}{\rho_C} = 1 + \sum_{i=1}^5 C_i \left(1 - \frac{T}{T_C}\right)^{i/3} \quad (3.94)$$

Donde las constantes para el amoníaco (refrigerante 717). $C_1 = 1.615217$, $C_2 = 1.807593$, $C_3 = -1.401165$, $C_4 = 9.919760 \times 10^{-1}$, $C_5 = -3.569048 \times 10^{-2}$, T_C (temperatura crítica) = 405.50 K, densidad crítica de líquido $\rho_C = 234.0 \text{ kg}/\text{m}^3$.

Presión de vapor

$$L_n\left(\frac{p}{p_C}\right) = A + B\left(\frac{T}{T_C}\right) + C\left[\left(\frac{T}{T_C}\right) + D\left(\frac{T}{T_C}\right)^2 + E\left(\frac{T}{T_C}\right)^3 + F\left(1 - \frac{T}{T_C}\right)^{1.5}\right]\left(\frac{T}{T_C}\right) \quad (3.95)$$

Donde, $A = 1.9667984 \times 10$, $B = -1.5549930 \times 10$, $C = -1.1079219 \times 10$, $D = 9.114107$, $E = -2.152941$, $F = 1.81269$, T_C (temperatura crítica) = 405.50 K, p_C (presión crítica) = 113.53 bar.

Calor específico a presión cero

$$C_v^0 = \sum_{i=1}^3 a_i * T^{(i-1)} \quad (3.96)$$

Donde, $a_1 = 1.381080$, $a_2 = 1.156450 \times 10^{-4}$, $a_3 = 2.194280 \times 10^{-6}$.

Ecuación de estado

$$\begin{aligned} \frac{p}{p_c} = & B_1 \left(\frac{T}{T_c} \right) * \left(\frac{V_c}{V} \right) + \left[A_2 + B_2 \left(\frac{T}{T_c} \right) + C_2 \left(\frac{T}{T_c} \right)^{-2} + D_2 \left(\frac{T}{T_c} \right)^{-4} \right] * \left(\frac{V_c}{V} \right)^2 \\ & + \left[A_3 + B_3 \left(\frac{T}{T_c} \right) + C_3 \left(\frac{T}{T_c} \right)^{-2} \right] * \left(\frac{V_c}{V} \right)^3 \\ & + \left[C_4 \left(\frac{T}{T_c} \right)^{-2} + D_4 \left(\frac{T}{T_c} \right)^{-4} \right] * \left(\frac{V_c}{V} \right)^3 * \left(1 + F \left(\frac{V_c}{V} \right)^2 \right) * e^{-F(V_c/V)^2} + G \left(\frac{V_c}{V} \right)^6. \end{aligned} \tag{3.97}$$

Donde,

B₁ = 4.080162, A₂ = -5.04209694, B₂ = 2.151844111, C₂ = -2.026339820

D₂ = -1.03310070, A₃ = -9.87531741 × 10⁻¹, B₃ = 1.217948573,

C₃ = 1.904166865, C₄ = -1.175465250, D₄ = 2.207015022,

F = 1.100000, G = 1.3864372 × 10⁻²

T_c (temperatura crítica) = 405.50 K

V_c (volumen específico crítico) = 4.2735 × 10⁻³ m³ / kg.

3.4.1 Presión de vapor para los fluidos puros

A continuación se presentan las ecuaciones de estado que permiten calcular las presiones de los fluidos puros^[3.11] (amoníaco y agua) en los sistemas de refrigeración por absorción amoníaco/agua.

La ecuación de presión de vapor para agua pura que se presenta a continuación es la propuesta por Keenan, Keyes, Hill y Moore^[3.11]. La presión de saturación para agua líquida se calcula con exactitud con la relación mostrada a continuación. El rango de temperaturas para la cual es válida es de 0 a 374 C .

$$\log_e \frac{P_{sat}}{217.99} = \frac{0.01}{T} (374.136 - t) * \sum F_i (0.65 - 0.01t)^{-1}. \tag{3.98}$$

Donde, P_{sat}=presión de saturación. T=temperatura absoluta, t=T-273.15 °C,

F1=-741.9242, F2=-29.721, F3=-11.55286, F4=-0.8685635, F5=0.1094098,

F6=0.439993, F70.2520658, F7=0.05218684.

Por debajo de 0 C, la ecuación de Goff^[3.11] se usa para calcular la presión de saturación del agua líquida, se presenta a continuación,

$$\log_{10}(P_{sat}) = A(1 - \theta) + B \log_{10}(\theta) + C \left(1 - 10D \left(\frac{1}{\theta} - 1 \right) \right) + E(10F(1 - \theta) - 1) + G \quad (3.99)$$

Donde, $A=10.79586$, $B=5.02808$, $C=1.50474E-04$, $D=8.29692$, $E=0.42873E-03$, $F=4.46955$, $G=2.2195983$, $\theta = 273.15/T.K$.

La ecuación para calcular la presión de vapor para amoníaco puro es,

$$\log_e P = A + B\theta + \frac{C}{\theta} + D\theta^2 + E\theta^3 + \frac{F(1 - \theta)^3}{\theta} \quad (3.100)$$

Donde, $A=19.667984$, $B=15.54993$, $C=-11.07921$, $D=9.114107$, $E=-2.152941$, $F=1.812690$, $\theta = T(K)/405.5$.

3.5 PROPIEDADES DEL AMONIACO Y ALGUNOS ASPECTOS DE SEGURIDAD

En esta sección se describen algunos de los aspectos más importantes del amoníaco, que son muy útiles cuando se desarrollan trabajos experimentales con esta sustancia. Estos datos ofrecen una orientación en el momento de decidir las medidas de seguridad que hay que tomar cuando se maneja amoníaco. El amoníaco es una sustancia natural que se produce y se usa en grandes cantidades (En los Estados Unidos de Norteamérica, alrededor de 20 millones de toneladas por año, IPCS, Ammonia Health and Safety Guide, Publ. World Health Org. Programme on Chemical Safety, Geneva 1990) para la agricultura como fertilizante y como materia prima para fibras, plásticos y explosivos. Es transportado en grandes cantidades por tren y por barco. El amoníaco también es usado como agente blanqueador y desinfectante y aditivo en alimentos.

ESTA TESIS NO SALE DE LA BIBLIOTECA

CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ 79

El amoníaco es un gas incoloro de baja densidad a temperatura ambiente con un olor muy penetrante. Tiene una masa molecular relativa de 17.03 y es más ligero que el aire en condiciones atmosféricas. Se puede almacenar y transportar como líquido bajo una presión de 1 Mpa a 25 C. El punto crítico del amoníaco es 132.3 C y 11.3 MPa. La densidad crítica es de 235 kg/m³.

Como el amoníaco es muy soluble en el agua generando iones de NH_4^+ y OH^- reacciona muy rápidamente con las membranas mucosas, por lo anterior no se absorbe a través de la piel. El amoníaco puede ser inhalado por los seres humanos en muy bajas concentraciones de partes por millón (ppm), aproximadamente 50 ppm, para la cual su olor es muy intolerable. El rango de concentración (25 ppm) a la cual la exposición prolongada esta limitada desde un punto de vista de salud ocupacional (IPCS, 1990, Ammonia Health and Safety Guide, Publ. World Health Org. Programme on Chemical Safety, Geneva 1990). Para un ser humano expuesto a grandes dosis de amoníaco puede resultar letal. El amoníaco es flamable y explosivo dentro del rango que va del 16 al 25 % de volumen en el aire (IPCS, 1990, Ammonia Health and Safety Guide, Publ. World Health Org. Programme on Chemical Safety, Geneva 1990).

El olor penetrante del amoníaco se puede usar como una autoalarma. Por lo anterior aún una pequeña fuga se puede detectar con facilidad en un sistema y es un importante incentivo para la pronta reparación y constante mantenimiento. Un método para la detección de fugas es usar un papel húmedo el cual cambia de color rápidamente cuando se expone al aire que contiene una pequeña cantidad, en ppm, de amoníaco. El método tradicional de detección de fugas es con agua jabonosa (burbujas). Otro método para la detección de fugas es utilizar "mechas" de azufre. Las mechas se elaboran con cordones finos de algodón que se sumergen en azufre líquido (licuado con calor) e inmediatamente se sacan al medio ambiente para que se enfríen. Para la detección de fugas, la mechas se enciende y enseguida se acerca al lugar en donde se sospecha se encuentra la fuga. Cuando el humo de azufre se aproxima al vapor de amoníaco inmediatamente cambia de color a una tonalidad blanca y muy densa.

En el siguiente capítulo se presenta el estudio experimental y teórico para determinar el coeficiente global de transferencia de calor U_{global} en el evaporador compacto para amoníaco. Se describe el procedimiento experimental que se realiza.

Referencias bibliográficas

- 3.1 Best, R./Hernández, J. "Experimental studies on the operating characteristics of an ammonia-water absorption system for solar cooling". Institution of chemical engineers. Páginas 153-160. 1991.
- 3.2 Stroemblad, M./Engman, C. "Low charge heat exchangers in ammonia compressor and absorption cycles". International institute of refrigeration. Páginas 795-804. 1996.
- 3.3 Paliwoda, A. "Prediction of average heat transfer coefficient in boiling condensing refrigerants inside tubes". Instytut Maszyn Spozywczych, ul. Owocka. Páginas 282-291. 1996.
- 3.4 Morosuk, T. V./Morosuk, L. I. "Water-ammonia solution as a refrigerant for compressor refrigeration machines". International institute of Refrigeration. Páginas 375-381. 1996.
- 3.5 Phillips, B. A. "A new future for absorption?". ASHRAE Journal. Páginas 38-42. 1986
- 3.6 Da-Wen Sun. "Computer simulation and optimization of ammonia-water Energy sources". Páginas 677-90. 1997.
- 3.7 Pilatowsky, I./Chan, J. "Diseño de sistemas de refrigeración por absorción". Universidad de Santiago de Cuba. 1998.
- 3.8 Gillespie P. C./Wilding W.V./Wilson G. M. "Vapor liquid equilibrium Measurements on the ammonia water system from 313 K to 589 K ". Research Report RR - 90 Gas Producers Association : Wiltec Research Company Inc., Provo, Utah , october 1985.
- 3.9 Gillespie, P. C./Wilding, W.V./Wilson, G. M. "Vapor liquid equilibrium Measurements on the ammonia water system from 313 K to 589 K ". Research Report RR - 90 Gas Producers Association : Wiltec Research Company Inc., Provo, Utah , january 1987.
- 3.10 Redlich O. and Kister A. T., "Algebraic representation of thermodynamics properties and the classification solutions". Ind. Eng. Chem. Vol. 40, No. 2, p. 345-348, 1948 (february).

- 3.11 Döring R. "Thermodynamische Eigenschaften von Amoniak (R-717)", [(Klima-und Kälte-Ingenieur) Kli Kälte-Ingenieur :Extra; 5] ISBN 3-7880-7093-5.
- 3.12 Jennings B. H., "Ammonia -Water Properties (Experimentally-Determined P, V, T, x liquid phase data)". Paper presented at ASHRAE semi-annual meeting in Chicago, January 25-28 1965.
- 3.13 Hans, M. H./Grossman, G. "Improved property data correlations of absorption fluids for computer simulation of heat pump cycles". ASHRAE Symposia. Páginas 980-997. 1996.
- 3.14 Tiller-Roth, R./Fiend, D. G. "A Helmholtz free energy formulation of the thermodynamic properties of mixture (water+ammonia)". Physical chemistry of Ref. Data. 1997.

Nomenclatura para el capítulo 3

COP	Coeficiente de operación.
C_v	Calor específico a volumen constante ($kJ/kg \cdot K$).
P	Presión.
Q	Calor.
Q _I	Intercambiador de calor de precalentado.
Q _{sc}	Intercambiador de calor de subenfriamiento.
T	Temperatura.
X	Concentración.
h	Entalpía.
v	Vapor saturado.
\dot{m}	Flujo másico.
P_1^0	Presión del vapor del agua a la temperatura del sistema.
P_2^0	Presión del vapor del amoniaco a la temperatura del sistema.
V_1	Volumen molar parcial como líquido del agua.
V_2	Volumen molar parcial como líquido del amoniaco.
$f_i^0 =$	Componente pura de fugacidad a presión cero.
$x_i =$	Fracción molar de líquido.
$y_i =$	Fracción molar de vapor.

Letras griegas

η	Eficiencia.
ξ	Efectividad.
Φ_i	Coefficiente de fugacidad.
δ_i	Efecto Poynting de presión cero a la presión de saturación de la mezcla.
φ_i	Coefficiente de actividad para líquido.
ρ_L	Densidad (kg/m^3).
v	Volumen específico (m^3/kg).

Subíndices:

Número	Indica el punto dentro del sistema. (figura 3.2)
A	Absorbedor.
BC	Bomba de calor
C	Condensador.
E	Evaporador.
G	Generador.
GP	Generación de potencia
R	refrigeración
c	Solución concentrada.
d	Solución diluida.
e	Evaporación.
g	Generación.
i	Representa cada uno: 1 agua, 2 amoníaco.
l	Líquido saturado.
me	Trabajo mecánico.
r	Refrigerante.



CAPÍTULO 4

DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL Y TEÓRICA DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

4.1 EL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Durante el análisis térmico de los intercambiadores de calor una parte fundamental es la determinación del coeficiente global de transferencia de calor (U_{global}). Recordando que la resistencia total a la transferencia de calor de una pared compuesta se define como^[4.1],

$$R_{\text{tot}} = \sum R_{\text{parciales}} = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{UA}, \quad (4.1)$$

donde el coeficiente está definido en términos de la resistencia térmica total para la transferencia de calor entre dos fluidos. El coeficiente se determina tomando en cuenta las resistencias por conducción y por convección entre fluidos separados por paredes compuestas planas o cilíndricas. Es importante mencionar que la ecuación anterior solamente es válida para superficies no aletadas limpias. Durante la operación normal de un intercambiador de calor, las superficies por lo general están sujetas a ensuciamientos debidos a impurezas en el fluido, formación de óxidos u otras reacciones entre el fluido y el material de las paredes. Los subsecuentes depósitos de una película o escamas sobre la superficie pueden incrementar en gran medida la resistencia a la transferencia de calor entre los fluidos. Este efecto puede ser tratado introduciendo una resistencia térmica adicional denominada factor de ensuciamiento (fouling factor, R_f)^[4.2]. Este valor depende de la temperatura de operación, velocidad del fluido y tiempo de servicio del intercambiador de calor. Por otra parte las aletas son por lo general agregadas a la superficies (interna, externa o ambas) que se encuentran en contacto con los fluidos, con el fin de incrementar la superficie de transferencia de calor. Esto último reduce la resistencia a la transferencia de calor por convección. De acuerdo con la inclusión de los efectos de la superficie sucia y

aletada (también conocida como superficie extendida), el coeficiente global de transferencia de calor puede ahora expresarse como^[4.3],

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_f A_f} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{(\eta_{aleta} h A)_f} + \frac{R_{sucio,f}^*}{(\eta_{aleta} A)_f} + R_{t,cond} + \frac{R_{sucio,c}^*}{(\eta_{aleta} A)_c} + \frac{1}{(\eta_{aleta} h A)_c}, \quad (4.2)$$

donde los subíndices f y s se refieren a los fluidos frío y caliente respectivamente, η_{aleta} es la eficiencia de la aleta, y R_{sucio}^* es la resistencia por ensuciamiento. Nótese que los cálculos del producto UA no requieren la designación del lado frío o caliente, $U_c A_c = U_h A_h$. Por lo tanto los cálculos del coeficiente global de transferencia de calor dependen sobre de que área superficial se está basando, lado frío o lado caliente, como $U_c \neq U_h$ si $A_c \neq A_h$. La resistencia a la conducción $R_{t,cond}$ se obtiene de las ecuación,

$$R_{t,cond} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{q_s} = \frac{L}{kA}, \quad (4.3)$$

donde $T_{s,1}$ es la temperatura sobre la superficie caliente, $T_{s,2}$ es la temperatura de la superficie fría, L es la longitud característica, k es la conductividad térmica y A es el área de transferencia de calor. La ecuación 4.3 es válida para las paredes planas. Las ecuaciones 4.4.a y 4.4.b son válidas para paredes cilíndricas.

$$R_{t,cond} = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi L k} = \frac{(r_o - r_i)}{k A_{m \ln}} \quad (4.4.a)$$

$$\text{Con: } A_{m \ln} = \frac{A_o - A_i}{\ln\left(\frac{A_o}{A_i}\right)}, \quad (4.4.b)$$

donde $A_{m \ln}$ es el área media logarítmica de transferencia de calor, A_o es el área exterior, A_i es el área interior, r_o y r_i son los radios exterior e interior respectivamente, k la conductividad térmica de la pared y L la longitud del

cilindro. Los factores de ensuciamiento se listan en la tabla 4.1. El factor de ensuciamiento es una variable durante el funcionamiento del intercambiador de calor (desde cero para una superficie limpia, hasta depósitos acumulados sobre la superficie).

FLUIDO	$R_f^* (m^2 kW^{-1})$
Agua de mar y calentamiento con agua tratada de alimentación (abajo de 50 C).	0.0001
Agua de mar y retroalimentación con calentamiento tratado (arriba de los 50 C).	0.0002
Agua de río (abajo de 50 C).	0.0002-0.0001
Aceite combustible.	0.0009
Líquidos refrigerantes.	0.0002
Vapor (sin presencia de aceite).	0.0001

Tabla 4.1 Valores típicos de factores de ensuciamiento para algunos fluidos que se involucran en la transferencia de calor en diferentes aplicaciones de la ingeniería^[4.1].

La cantidad η en la ecuación 4.2 es denominada eficiencia de aleta y está definida de tal forma que para la superficie fría o caliente, la transferencia de calor es,

$$q = \eta_A hA(T_s - T_\infty), \tag{4.5}$$

donde T_s corresponde a la temperatura sobre la superficie y T_∞ es la temperatura lejos de la superficie. Descomponiendo el área superficial total en las contribuciones debido a las aletas y la superficie principal no aletada, ($A = A_{CA} + A_{SA}$), el calor puede también expresarse como,

$$q = hA_{SA}(T_s - T_\infty) + hA_{CA}\eta_{aleta}(T_s - T_\infty), \tag{4.6}$$

donde η_{aleta} es la eficiencia de la aleta y está definida como,

$$\eta_{aleta} \equiv \frac{q_A}{hA_A\theta_b}, \tag{4.7}$$

donde A_A es el área superficial total de las aletas, h es el coeficiente convectivo de transferencia de calor, $\theta_b = T_s - T_\infty$ es la diferencia de temperaturas entre la temperatura de la superficie de la aleta y la temperatura del fluido que la rodea y q_A es el calor disipado por la aleta.

Reagrupando el término derecho de la ecuación 4.6 se obtiene,

$$q = h(A_{SA} + A_A \eta_{aleta})(T_s - T_\infty) = hA \left[1 - \frac{A_A}{A} (1 - \eta_{aleta}) \right] (T_s - T_\infty), \quad (4.8)$$

combinando las ecuaciones 4.8 y 4.7 se obtiene la efectividad de la aleta,

$$\xi = 1 - \frac{A_A}{A} (1 - \eta_{aleta}). \quad (4.9)$$

Suponiendo una aleta de longitud L , y además se supone un medio adiabático la eficiencia de la aleta queda como,

$$\eta_{aleta} = \frac{\tanh(mL)}{mL}, \quad (4.10)$$

donde $m = (2h/kt)^{1/2}$ y t es el espesor de la aleta. Se hace notar que el término de conducción en la pared, en la ecuación 4.2 puede ser por lo general despreciable. Generalmente se usa un material de alta conductividad térmica. También uno de los coeficientes convectivos es por lo general mucho menor que el otro, y por lo tanto domina en la determinación del coeficiente global de transferencia de calor. Por ejemplo, si uno de los fluidos es gas y el otro es líquido o mezcla líquido-vapor experimentado ebullición o condensación, el coeficiente convectivo en el lado de gas es mucho menor.

4.1.1 Análisis de la transferencia de calor para la convección

La conducción y la convección son similares en cuanto que ambos mecanismos requieren la presencia de un medio material para transmitir el calor, pero son

diferentes debido a que la convección requiere la presencia de un fluido en movimiento^{[4.1][4.3]}. La transferencia de calor por convección es complicada por el hecho que involucra movimiento de un fluido. El movimiento del fluido mejora considerablemente la transferencia de calor porque pone en contacto las partes frías con las calientes, propiciando grandes flujos de conducción a un mayor número de sitios en el interior de un fluido. Entonces el flujo de transferencia de calor a través de un fluido es mucho mayor por convección que por conducción. La experiencia acumulada por muchos científicos, ingenieros e investigadores, demuestra que la transferencia de calor por convección depende fuertemente de las propiedades del fluido: densidad ρ [kg/m^3], viscosidad dinámica μ [kg/ms], o viscosidad cinemática ν [m^2/s], conductividad térmica k [W/mC], calor específico C_p [J/kgK], y coeficiente de dilatación volumétrica β [$1/\text{K}$], así como también de la velocidad del fluido V ^{[4.4][4.19]}. De igual forma depende de la geometría y de la rugosidad de la superficie de transferencia de calor, así como del régimen en que se encuentre el fluido (laminar o turbulento)^{[4.12]-[4.22]}.

La transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperaturas y es convencionalmente expresada como la ley de enfriamiento de Newton,

$$q = h(T_s - T_\infty) \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right], \quad (4.11)$$

$$Q_{conv} = hA(T_s - T_\infty) \quad [\text{W}], \quad (4.12)$$

donde T_s corresponde a la temperatura sobre la superficie y T_∞ es la temperatura lejos de la superficie, A es el área de transferencia de calor y h es el coeficiente convectivo de transferencia de calor.

Al analizar las unidades del coeficiente de transferencia de calor por convección, éste se puede definir como, la proporción de transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido por unidad de superficie y por unidad de diferencia de temperatura. No nos debemos dejar llevar por la apariencia simple de esta relación, porque el coeficiente de transferencia de calor convectivo depende de muchas variables y por lo mismo es difícil de determinar.

Cuando un fluido es forzado a moverse sobre una superficie sólida, se observa que la capa de fluido en contacto con la superficie sólida se adhiere a la misma. Esto es, una capa muy delgada del fluido se supone con una velocidad cero como la de la pared. En el movimiento del fluido este fenómeno se conoce como condición de no-desplazamiento^{[4.1][4.4]}. Una aplicación de la condición de no-desplazamiento es que la transferencia de calor, de la superficie sólida a la capa del fluido adyacente es totalmente por conducción, y puede expresarse como,

$$q_{convectiva} = q_{cond} = -k_{fluido} \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \left[\frac{W}{m^2} \right], \quad (4.13)$$

en donde T representa la temperatura en el fluido y $\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0}$ es el gradiente de temperatura a la superficie. Nótese que la transferencia de calor por convección de una superficie sólida a un fluido, es meramente la transferencia de calor por conducción de la superficie sólida a la capa adyacente; entonces podemos decir que,

$$h = -k_{fluido} \frac{\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0}}{T_s - T_\infty} \left[\frac{W}{m^2 C} \right]. \quad (4.14)$$

La ecuación anterior se emplea para determinar el coeficiente convectivo de transferencia de calor, cuando la distribución de temperaturas en el fluido se conoce. El coeficiente convectivo, en general varía a lo largo del flujo (o dirección longitudinal)^[4.3]. El Promedio o coeficiente convectivo de transferencia de calor medio para una superficie en tales casos, se determina por un promedio aritmético de los coeficientes locales de transferencia de calor sobre la superficie entera de transferencia de calor^[4.8]. En estudios sobre la transferencia de calor por convección es una práctica muy común adimensionalizar. Las ecuaciones que gobiernan el comportamiento de la transferencia de calor, se agrupan y se combinan las variables en grupos tales que juntas estas variables forman un número adimensional, con el ánimo de reducir el número total de variables. Para mayores detalles consultar el apéndice E.

4.2 FLUJO ATRAVÉS DE UN BANCO DE TUBOS

El evaporador experimental consiste de un intercambiador de calor compacto del tipo tubos y coraza. Entonces para estudiar la transferencia de calor dentro de él, se puede aplicar la teoría de transferencia de calor para bancos de tubos, y hallar los coeficientes convectivos por el lado exterior de los tubos^[4.1]. La transferencia de calor en un banco de tubos con flujo cruzado es muy importante para muchas aplicaciones en la ingeniería. En la figura 4.1. se muestra de forma esquemática un arreglo geométrico típico de este tipo de intercambiadores de calor. Un fluido se mueve por encima de la superficie exterior de los tubos, por los cuales un segundo fluido circula en el interior de ellos. Los fluidos se encuentran a diferentes temperaturas para propiciar la transferencia de calor. Ahora analizaremos la transferencia de calor por convección asociada con este arreglo de banco de tubos.

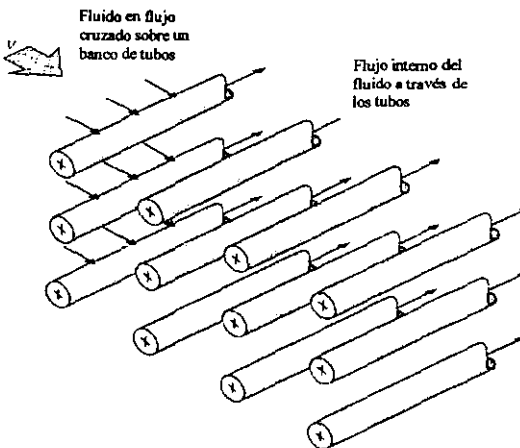


Figura 4.1 Diagrama esquemático de un banco de tubos en flujo cruzado. El arreglo es semejante al del evaporador de pruebas.

Las filas de tubos se encuentran colocadas de forma escalonada en la dirección de la velocidad del fluido V . La configuración se caracteriza por el diámetro externo del tubo d_o , por el espaciamiento transversal S_T , y el espaciamiento longitudinal S_L , medidos a centros de los tubos. Las condiciones de flujo sobre el banco están dominadas por los efectos de la separación de la capa límite y por las interacciones con la estela, que influyen en la transferencia de

calor por convección. En la figura 4.2 se muestran los arreglos de las filas de tubos, alineados y escalonados.

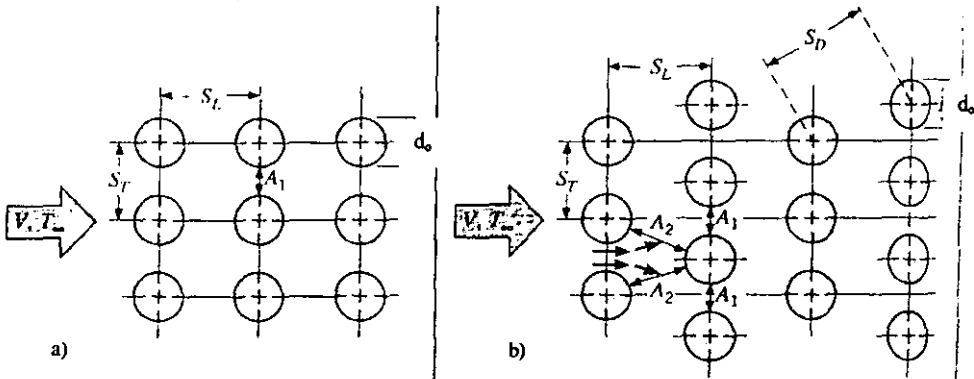


Figura 4.2 Diagrama esquemático del arreglo un banco de tubos. a) Arreglo de tubos alineados. b) Arreglo de tubos escalonado.

El coeficiente asociado a un tubo en particular está determinado por su posición dentro del banco^[4.4]. El coeficiente para un tubo en la primera fila es aproximadamente igual al de un tubo sencillo en flujo cruzado, considerando que los coeficientes de transferencia de calor grandes están asociados con tubos en las filas interiores. Los tubos de las primeras filas actúan como propiciadores de turbulencia que incrementan el coeficiente de transferencia de calor para los tubos en las subsecuentes filas. Sin embargo en la mayoría de las configuraciones las condiciones de transferencia de calor se estabilizan, de tal forma que ocurren pequeños cambios en el coeficiente de transferencia de calor, para los tubos después de la octava o novena fila. Generalmente lo que deseamos conocer es el coeficiente promedio de transferencia de calor para el banco de tubos completo. Para determinarlo se presentan las ecuaciones de la 4.15 a 4.21, propuestas para flujo de fluidos líquidos a través de un banco de tubos con diez o más tubos^{[4.2][4.3]}.

Coficiente convectivo,

$$h = Nu_{\text{dequivalente}} \frac{k}{d_{\text{dequivalente}}} \quad [Wm^{-2}C^{-1}], \quad (4.15)$$

donde $Nu_{\text{dequivalente}}$ es el número de Nusselt evaluado con el diámetro equivalente, $d_{\text{dequivalente}}$ es el diámetro equivalente por donde circula el fluido, y k es la conductividad térmica de la superficie de transferencia de calor.

Número de Reynolds máximo por el exterior,

$$Re_{do,máx} \equiv \frac{\rho V_{máx} d_{\text{equivalente}}}{\mu}, \text{ adimensional}, \tag{4.16}$$

donde ρ es la densidad del fluido, μ es la viscosidad dinámica, y $V_{máx}$ es la velocidad máxima que desarrolla el fluido.

Velocidad máxima,

$$V_{máx} = \frac{S_T}{S_T - do} V, \left[\frac{m}{s} \right], \tag{4.17}$$

donde S_T es el espaciamiento transversal entre tubos, medido a centros.

Velocidad del fluido por la coraza,

$$V = \frac{G}{A}, \left[\frac{m}{s} \right], \tag{4.18}$$

donde G es el flujo volumétrico y A es el área equivalente en la coraza.

Relación entre espaciamientos de tubos,

$$2(S_D - do)(S_T - do). \tag{4.19}$$

donde S_D es el espaciamiento diagonal entre tubos, medido a centros.

Número de Nusselt con Reynolds máximo,

$$Nu_{do} = C Re_{do,mdx}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right), \text{ adimensional,} \quad (4.20)$$

para $Nu_L \geq 20$, $1000 < Re_{do,mdx} < 2 \times 10^6$, $0.7 < Pr < 500$. Donde Pr es el número de Prandtl y N_L es el número de tubos. El subíndice "S" indica que las propiedades están evaluadas a la temperatura de la pared del tubo. Los valores de las constantes C y m , se presentan en la tabla 4.2.

Número de Nusselt corregido,

$$Nu_{do}|_{(N_L < 20)} = C_2 \left[C Re_{do,mdx}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right) \right], \text{ adimensional,} \quad (4.21)$$

los valores de la constante C_2 , se presentan en la tabla 4.3.

Configuración	$Re_{D,mdx}$	C	m
Alineado	$10-10^2$	0.80	
Escalonado	$10-10^2$	0.90	
Alineado	10^2-10^3	Aproximado a un cilindro sencillo aislado	
Escalonado	10^2-10^3		
Alineado $S_T/S_L > 0.7^a$	$10^3-2 \times 10^5$	0.27	0.63
Escalonado $S_T/S_L < 2$	$10^3-2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
Escalonado $S_T/S_L > 2$	$10^3-2 \times 10^5$	0.40	0.60
Alineado	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.021	0.84
Escalonado	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.022	0.84

Tabla 4.2 Constantes para la ecuación 4.20 de un banco de tubos en flujo cruzado. Con $S_T/S_L < 0.7$ la transferencia de calor es ineficiente y no se debe usar esta configuración.

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13	16
Alineado	0.70	0.80	0.86	0.90	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
Escalonado	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

Tabla 4.3 Factor de corrección C_2 para la ecuación 4.21, con $N_L < 20$ ($Re_D > 10^3$).

Número de Prandtl,

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} = \frac{\nu}{\alpha}, \text{ adimensional,} \tag{4.22}$$

donde C_p es el calor específico a presión constante del fluido, ν es la viscosidad cinemática y α es la difusividad térmica.

Todas las propiedades que aparecen en las ecuaciones anteriores son evaluadas a la temperatura promedio del fluido entre la entrada y la salida, excepto Pr_s , que está evaluado a la temperatura de la pared del tubo. Las constantes C y m están señaladas en la tabla 4.2. La necesidad de evaluar las propiedades del fluido, a la temperatura promedio, entre las temperaturas de entrada y salida del fluido está dictada por el hecho de que la temperatura del fluido decrecerá o se incrementará, respectivamente, debido a la transferencia de calor de, o hacia, los tubos. Si el cambio de temperatura del fluido es grande, puede presentarse un error significativo al evaluarse las propiedades a la temperatura de entrada. Si el número de tubos es menor a 20 ($N_L < 20$), se debe aplicar un factor de corrección a la ecuación 4.20 y entonces queda como la ecuación 4.21. El factor de corrección C_2 se encuentra en la tabla 4.2.

Típicamente el coeficiente de convección de una fila se incrementa con el incremento en el número de fila hasta aproximadamente la octava fila, después de la cual, es pequeño el cambio en la turbulencia y como consecuencia directa, el cambio es pequeño en el coeficiente convectivo^{[4.1]-[4.6]}. En efecto para valores pequeños de S_T/S_L , las filas aguas arriba protege mucho del flujo a las filas de aguas abajo, y entonces la transferencia de calor es afectada en forma adversa. Esto es que, el camino preferido por el flujo, es sobre líneas comprendidas entre los tubos, y gran parte de la superficie de los tubos no se

encuentra expuesta a la corriente principal. Por esta razón la operación para bancos con tubos alineados con $S_T/S_L < 0.7$ es indeseable.

En la configuración escalonada, el camino es más tortuoso para el flujo principal y entonces una gran porción del área superficial, de los tubos aguas abajo, se mantiene en su camino, como se muestra en la figura 4.3. En general la transferencia de calor se ve favorecida por un camino para el flujo, más tortuoso, tal y como lo es un arreglo escalonado. Esto último es particularmente más cierto en números de Reynolds pequeños ($Re < 1000$).

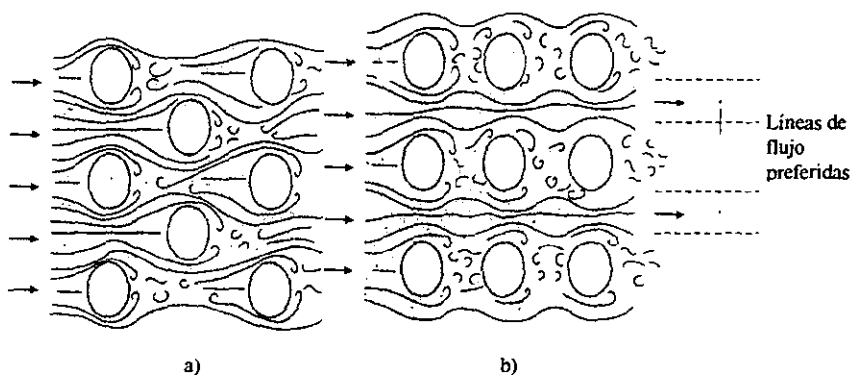


Figura 4.3 Detalle esquemático de las turbulencias generadas por los diferentes arreglos de tubos. a) Escalonado es más turbulento. b) Alineado es menos turbulento.

Para poder realizar los cálculos del coeficiente convectivo exterior se necesitan conocer las características de construcción del intercambiador de calor. A continuación se detallan las características del evaporador.

Por el lado de los tubos estaba construido (figura 4.4) con diez tubos manufacturados en aleación de aluminio 6063 t-8; Los diámetros interiores son de 7.036×10^{-3} m (0.277 pulgadas) y los diámetros exteriores de 9.35×10^{-3} m (0.390 pulgadas). Los tubos poseen un aletado helicoidal exterior de 24 aletas por cada 25 mm. Las aletas tienen una altura de 0.800 y un espesor de 0.375 mm. Se cuenta con una superficie total de transferencia de calor, de $0.675 \text{ m}^2/\text{m}$, en 0.80 m de longitud.

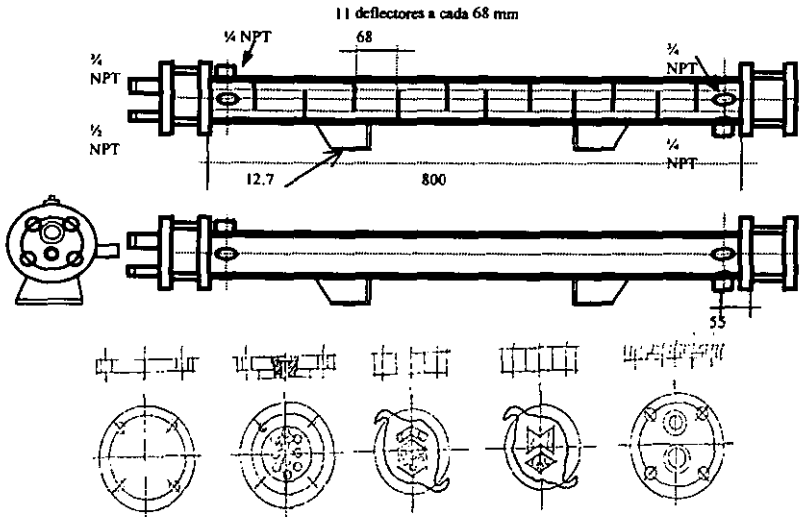


Figura 4.4 Detalle del evaporador compacto para amoníaco; muestra once deflectores colocados a cada 68 mm. Se puede observar los cabezales del evaporador para los diferentes pasos.

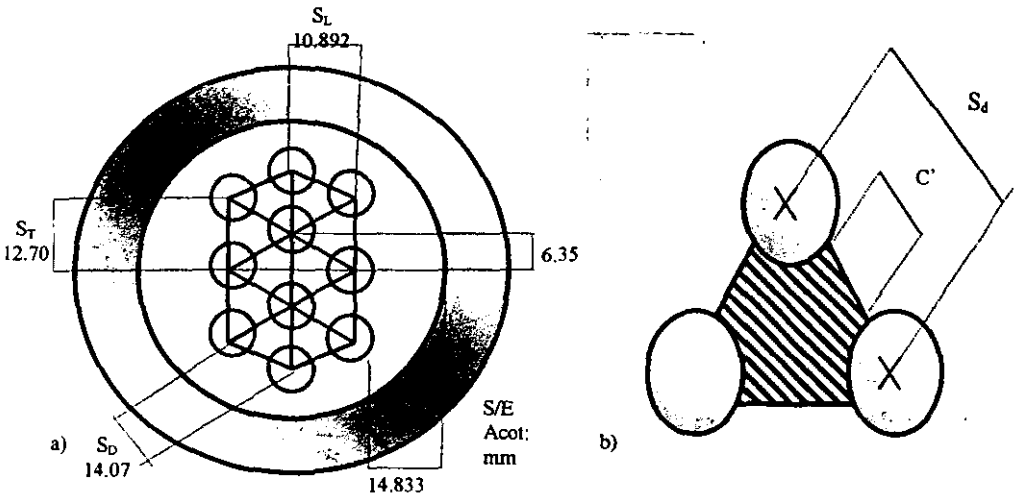


Figura 4.5 Detalles del evaporador compacto para amoníaco. a) Corte transversal. b) Detalle del espaciamento entre tubos.

La nomenclatura de la aleación de aluminio, 6063 T-8, indica lo siguiente: el número seis define que contiene magnesio y silicio, el número 63 señala la pureza del aluminio en 63 % y la terminación T-8 especifica que está tratado en solución, trabajado en frío y envejecido artificialmente^[2,19], adicionalmente, este aluminio cuenta con una conductividad térmica de $201 \text{ Wm}^{-1}\text{C}^{-1}$, así como una resistencia a la corrosión excelente.

Por el lado de la coraza: el diámetro externo es de 0.073 m y el diámetro interno de 0.0672 m. La coraza está construida en acero al carbón con placa de 10.312 mm (7/16 pulgadas). Consiste de un paso por el lado de la coraza (figura 4.5). Cuenta con once deflectores espaciados a 0.068 m entre cada uno.

4.3 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO DEL COEFICIENTE CONVECTIVO PARA EL BANCO DE TUBOS EN LADO DE LA CORAZA

A continuación se desarrolla un procedimiento para calcular el coeficiente convectivo exterior^[4,4]. Los datos necesarios para realizar los cálculos son los siguientes. Por el lado de los tubos se tiene diez tubos $N_t = 10$, con diámetros exteriores (d_o) e interiores (d_i) de 9.35 mm y 6.30 mm respectivamente, el espesor de la pared ($d_o - d_i$) es de 1.525 mm. Los espaciamientos, transversal (S_T), longitudinal (S_L) y diagonal (S_D) son, 12.70, 10.99, y 14.07 mm, respectivamente. Por el lado de la coraza se tiene el diámetro externo (D_o) de 73.0 mm, el diámetro interno (D_i) de 67.2 mm. Ahora se calcula la velocidad con que circula el agua por dentro de la coraza. Aplicando la ecuación de balance de calor 4.23,

$$\dot{Q} = m C_p \Delta T \quad (4.23)$$

Como no se conoce la potencia real del evaporador de pruebas, suponemos un rango de potencias frigoríficas de 1.5 a 6.5 kW.

También suponemos para realizar los cálculos, distintas diferenciales de temperatura entre la entrada y salida del agua utilizada en el circuito de emulación de potencia frigorífica, $\Delta T = [3, 4, 5, 6, 8, 10, 12] \text{ C}$. El calor

específico, C_p , del agua en un rango de temperaturas de 22 a 67 C, es de 4.189 [kJkg⁻¹C⁻¹]^[4.4]. Con las suposiciones y datos anteriores se calcula el flujo másico del agua en [m³/h], como se muestra abajo.

$$\begin{array}{ll}
 m_1 = \frac{6331}{4.182 * 5} & m_2 = \frac{6331}{4.182 * 10} \\
 m_3 = \frac{12774}{4.182 * 5} & m_4 = \frac{12774}{4.182 * 10} \\
 m_5 = \frac{18991}{4.182 * 5} & m_6 = \frac{18991}{4.182 * 10}
 \end{array}$$

[T.R., ΔT]	[kg/h]	[m ³ /h]
(0.5, 10)	151.38	0.1529
(0.5, 5)	302.74	0.3059
(1, 10)	305.45	0.3086
(1.5, 10)	454.11	0.4589
(1, 5)	610.90	0.6173
(1, 10)	908.23	0.9177

Tabla 4.4 Resumen de los flujos para el agua. Volumen específico (v_f) del agua de 22 a 67 C, es 1.0105 m³/kg.^[4.4]

Ahora bien es necesario encontrar la velocidad máxima con que se mueve el fluido dentro de la coraza. Aplicando las ecuaciones 4.17 y 4.18 para encontrar la velocidad máxima; el área en relación se determina de acuerdo a la ecuación 4.24,

$$A_{flujos} = \frac{D_i * C'' * B}{S_D} = 1.677 \times 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}, \tag{4.24}$$

donde C' es el claro entre tubos (5.164×10^{-3} m), B es el espaciado entre deflectores (0.068 m), D_i es el diámetro interno de la coraza (0.0672 m) y

S_D (1.407×10^{-2} m) es el espaciado diagonal a centros, entre los tubos. Los detalles se muestran en las figuras 4.4 y 4.5.

Flujo volumétrico [m ³ /h]	Área [m ²]	Velocidad [m/h]	Velocidad [m/min]	Velocidad [m/s]
0.1529	1.677×10^{-3}	91.17	1.52	0.025
0.3059	1.677×10^{-3}	182.40	3.04	0.050
0.3086	1.677×10^{-3}	184.02	3.07	0.051
0.4589	1.677×10^{-3}	273.64	4.56	0.076
0.6173	1.677×10^{-3}	360.10	6.14	0.102
0.9177	1.677×10^{-3}	547.23	9.12	0.152

Tabla 4.5 Resumen de los flujos para el agua y las respectivas velocidades.

La velocidad máxima del flujo ocurrirá en A_2 (de acuerdo a la figura 4.2.b) sí, $2(S_D - d_o) < (S_T - d_o)$. Por lo tanto si sustituimos los datos en la ecuación anterior, la condición que,

$2(14.07 - 9.35) = 9.44$ y $(12.70 - 9.35) = 3.35$, entonces resulta $9.44 > 3.35$. Como no se cumple la condición anterior, entonces la velocidad máxima $V_{m\acute{a}x}$ ocurre en A_1 . Por lo tanto se aplica la ecuación 4.17.

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{12.70}{12.70 - 9.35} V = 3.791 * V$$

Velocidad máxima
$3.791 \times 0.025 = 0.0947$ [m/s].
$3.791 \times 0.050 = 0.1895$ [m/s].
$3.791 \times 0.051 = 0.1933$ [m/s].
$3.791 \times 0.076 = 0.2881$ [m/s].
$3.791 \times 0.102 = 0.366$ [m/s].
$3.791 \times 0.152 = 0.5762$ [m/s].

Para evaluar las propiedades de la sustancia en la pared interior se considera lo siguiente: Con las presiones absolutas de operación en la línea de

amoníaco, 9 y 11 bar, se tiene temperaturas de 22 y 28 C^(4.7) respectivamente. Por lo tanto se considera una temperatura en la pared exterior de los tubos de 24 a 30 C.

T[K]	V[m ³ /kg]	μ [N*s/m ²]	Pr
24	1x10 ⁻³	1422x10 ⁻⁶	10.26
26	1x10 ⁻³	1225x10 ⁻⁶	8.81
28	1.001x10 ⁻³	1080x10 ⁻⁶	7.56
30	1.002x10 ⁻³	959x10 ⁻⁶	6.62
Promedio	1x10 ⁻³	1171.5x10 ⁻⁶	8.31

Tabla 4.6 Resumen de las propiedades físicas del amoníaco a diferentes temperaturas.

Para evaluar las propiedades de la sustancia en la coraza se considera lo siguiente: se tiene un rango de temperaturas para el agua, de 22 a 67 C, entonces μ = 716.29x10⁻⁶[N*s/m²]^(4.1).

Con los valores calculados anteriormente y los datos obtenidos aplicamos la ecuación 4.16. para determinar el número de Reynolds máximo. El diámetro equivalente se calcula con la ecuación 4.25,

$$d_{equivalente} = \frac{2(0.5S_D * 0.86S_D - 0.125\pi d_o^2)}{\pi d_o} \tag{4.25}$$

Con los números de Reynolds calculados y con la relación $\frac{S_T}{S_L} = \frac{12.70}{10.99} = 1.16 < 2$, consultamos la tabla 4.2 para obtener los valores de C y m. Como el número de tubos es menor que 20 ($N_t < 20, Re > 10^3$), entonces hay que corregir la ecuación 4.20 con el valor C₂ (tabla 4.3), para obtener la ecuación corregida 4.21.

$$Nu_D (N_t, 20) = 0.97 \left[0.3605 Re_{D,max}^{0.6} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right) \right]$$

Ahora bien, toda vez que se han calculado los números de Reynolds máximos y las constantes de corrección (C_1 y C_2), resolvemos la ecuación 4.21 para calcular el rango de valores del número de Nusselt.

Cuando se ha concluido de calcular el rango de valores del número de Nusselt, se procede a resolver la ecuación 4.15 para obtener los valores de los coeficientes de transferencia de calor convectivos exteriores (en el banco de tubos). El valor de la conductividad térmica promedio para el agua en el rango de temperaturas que se está suponiendo, es de $0.630 \text{ [Wm}^{-1}\text{C}^{-1}\text{]}^{(4.6)}$.

$$\bar{h}_1 = Nu_{\text{dequivalente}} \frac{0.630}{d_{\text{dequivalente}}} = [\text{Wm}^{-2}\text{C}^{-1}].$$

En la figura 4.6 se muestra una gráfica en donde se señalan los resultados obtenidos después de realizar los cálculos para determinar los coeficientes convectivos de transferencia de calor promedios teóricos, para un banco de tubos por el lado de la coraza. Los valores de los coeficientes de transferencia de calor se encuentran graficados para diferentes potencias frigoríficas y para diferentes diferencias de temperaturas (temperatura del agua de entrada menos temperatura del agua de salida). Analizando la gráfica se puede observar que los coeficientes convectivos disminuyen conforme se aumenta la diferencia de temperaturas (DT). Esto era de esperarse, debido a que a mayores valores de DT, están asociados menores flujos másicos de agua, provocando que el número de Reynolds disminuya. No hay que perder de vista que los números de Reynolds están coligados a la turbulencia, misma que propicia mayor transferencia de calor convectiva. También se aprecia que para un mismo valor de DT, el coeficiente convectivo aumenta dependiendo del incremento en la potencia frigorífica. De igual forma este comportamiento era predecible debido a que, para retirar una mayor potencia frigorífica con una misma DT es necesario incrementar el flujo másico del agua. El razonamiento anterior también es válido para este caso.

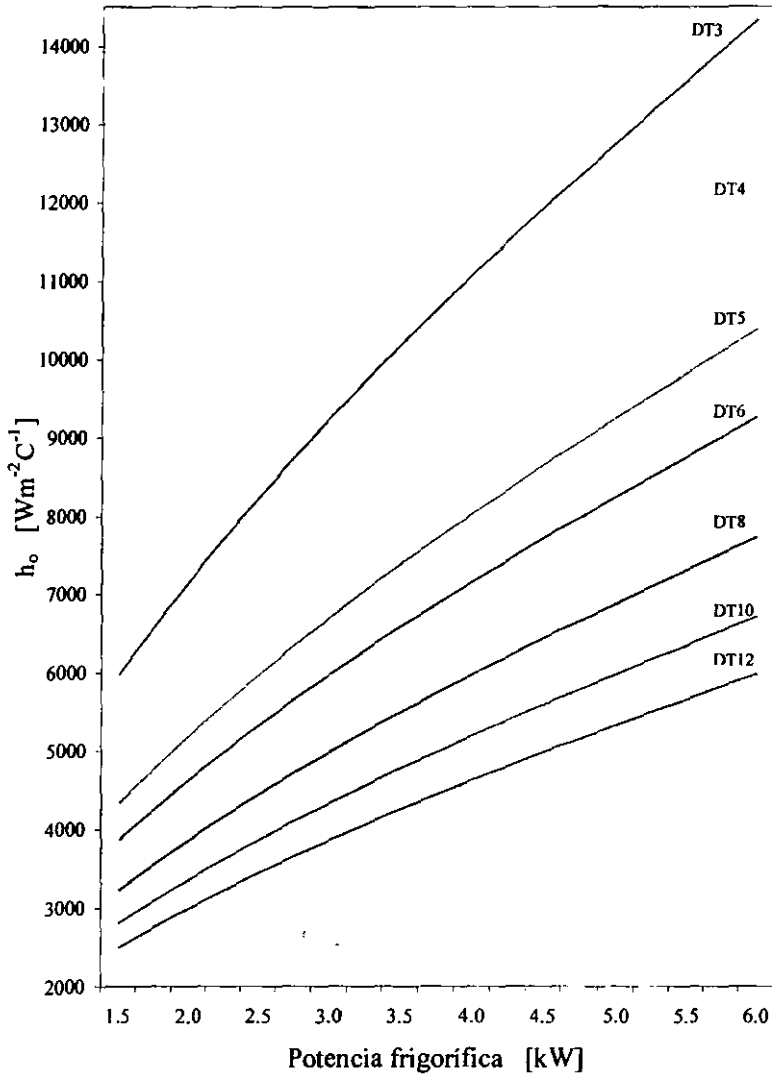


Figura 4.6 Coeficientes convectivos exteriores teóricos, a diferentes potencias frigoríficas y diferenciales de temperatura, para el evaporador compacto de amoníaco.

4.4 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO DEL COEFICIENTE CONVECTIVO EN EL INTERIOR DE LOS TUBOS

El coeficiente convectivo de transferencia de calor en el interior de los tubos es otro de los parámetros que se necesita calcular para poder determinar U_{global} . En esta sección se desarrolla un procedimiento de cálculo para calcular este coeficiente. En primer lugar se requiere conocer el flujo másico de amoníaco, necesario para producir el efecto refrigerante en un evaporador con la capacidad frigorífica de 1.54 a 6.6 kW. Se hace la suposición de diferentes temperaturas del agua de condensación, y de la evaporación. Se supone una diferencia de temperaturas de 10 grados entre el agua de condensación y líquido condensado. El rango de temperaturas para el agua de condensación es de, 5, 10, 15, 20 C. Las temperaturas de condensación que se consideran son 15, 20, 25, 30 C. Las temperaturas de evaporación son, -5, 0, 5, 20, 25 y 30 C.

$$\dot{q}_{evaporaci\acute{o}n} = \dot{m}_{NH_3} (h_g - h_l) \quad (4.26)$$

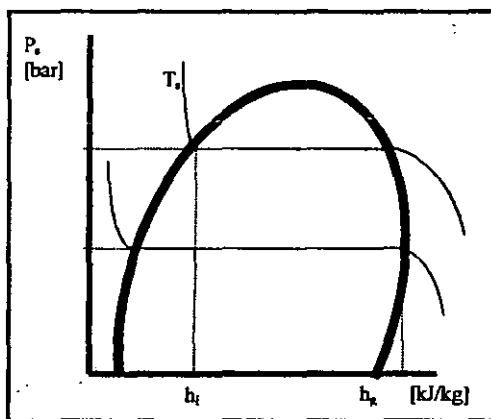


Figura 4.7 Diagrama esquemático P-h para el amoníaco.

Se emplea la relación básica de transferencia de calor en cambio de fase y de ella se despeja el flujo másico del amoníaco (ecuación 4.26). Inicialmente es necesario determinar las entalpías (h_l y h_g , para líquido y gas respectivamente) para el amoníaco, involucradas en los procesos que se están suponiendo. Para

determinar las entalpías se recurre al auxilio de las tablas que contienen las propiedades termodinámicas del amoniaco editadas por el Instituto Internacional del Frío (IIR, por sus siglas en inglés)^(4.8). La figura 4.7 muestra un proceso de refrigeración ideal, graficado en un diagrama de entalpía presión. Los valores de las entalpías del amoniaco en estado de saturación (para el líquido y para el vapor) son presentados en la tablas 4.7.a y 4.7.b.

Temperaturas de Condensación [C]	Presión de Condensación [bar]	Entalpía de Vapor[kJ/kg]	Entalpía de líquido [kJ/kg]
15	7.3	1699.02	492.71
20	8.6	1702.91	515.92
25	10.1	1706.35	539.26
30	11.7	1709.33	562.75

a)

Temperaturas de evaporación [C]	Presión de Evaporación [bar]	Entalpía de Vapor [kJ/kg]	Entalpía de líquido [kJ/kg]
-5	3.6	1679.33	400.98
0	4.3	1684.84	423.76
5	5.2	1689.96	446.64

b)

Tabla 4.7 Valores de las propiedades termodinámicas del amoniaco en estado de saturación a diferentes temperaturas. a) Para el lado de alta presión. b) Para el lado de baja presión.

Se inicia el procedimiento calculando el flujo másico de amoniaco con la primera suposición. Caso No. 1: $T_e = -5\text{ C}$, $T_c = 15\text{ C}$. Entonces se sabe de las tablas que las entalpías apropiadas son^(4.7), $h_g|_{-5} = 1679.33$, $h_{ll15} = 492.71$, $h_g - h_f = 1679.33 - 492.71 = 1186.62\text{ [kJ/kg]}$. Utilizando la ecuación 4.26 se calcula el flujo másico de amoniaco para las diferentes condiciones del proceso que se están suponiendo.

$$m_{NH_3}|_{15}^{-5} = \frac{12660.67}{1186.62} = 10.67\text{ [kg}_{NH_3}/h]$$

$$m_{NH_3}|_{20}^{-5} = 10.88\text{ [kg}_{NH_3}/h]$$

$$m_{NH_3}|_{25}^{-5} = 11.11\text{ [kg}_{NH_3}/h]$$

$$m_{NH_3} \Big|_{30}^{-5} = 11.34 \text{ [kg}_{NH_3}\text{/h]}$$

$$m_{NH_3} \Big|_{15}^0 = 10.62 \text{ [kg}_{NH_3}\text{/h]}$$

$$m_{NH_3} \Big|_{20}^0 = 10.83 \text{ [kg}_{NH_3}\text{/h]}$$

$$m_{NH_3} \Big|_{25}^0 = 11.05 \text{ [kg}_{NH_3}\text{/h]}$$

$$m_{NH_3} \Big|_{30}^0 = 11.28 \text{ [kg}_{NH_3}\text{/h]}$$

$$m_{NH_3} \Big|_{15}^5 = 10.57 \text{ [kg}_{NH_3}\text{/h]}$$

$$m_{NH_3} \Big|_{20}^5 = 10.78 \text{ [kg}_{NH_3}\text{/h]}$$

$$m_{NH_3} \Big|_{25}^5 = 11.00 \text{ [kg}_{NH_3}\text{/h]}$$

$$m_{NH_3} \Big|_{30}^5 = 11.23 \text{ [kg}_{NH_3}\text{/h]}$$

Utilizando el factor de conversión para la densidad del amoníaco líquido de $1.6193 \text{ dm}^3/\text{kg}^{[4.7]}$ se obtiene el flujo volumétrico del amoníaco.

Temperaturas de evaporación [C]	Temperaturas de condensación [C]	m_{NH_3} [kg/h]	m_{NH_3} [lit/min]
-5	15	10.67	0.288
-5	20	10.88	0.294
-5	25	11.11	0.300
-5	30	11.34	0.306
0	15	10.62	0.287
0	20	10.83	0.292
0	25	11.05	0.298
0	30	11.28	0.304
5	15	10.57	0.285
5	20	10.78	0.291
5	25	11.00	0.296
5	30	11.23	0.303

Tabla 4.8 Resumen de los flujos máscicos y volumétricos del amoníaco líquido, para diferentes temperaturas de evaporación y diferentes temperaturas de condensación.

Los fenómenos de transferencia de calor en ebullición y en condensación en el interior de tubos, han sido poco estudiados termohidráulicamente, por la enorme complejidad que involucra una significativa resistencia hidráulica en un flujo de transferencia de calor. La transferencia de calor en el interior de un tubo y la caída de presión en dos fases están íntimamente interrelacionadas y una condiciona

a la otra. Se concluye entonces, que las correlaciones publicadas no presentan una relación cuantitativa entre la transferencia de calor y la caída de presión en dos fases^{[4,8]H[4,12]}. Los problemas de la transferencia de calor en ebullición o en condensación son demasiados complejos para atacarlos directamente. Para simplificar el problema, sin detrimento de la base física, se puede dividir en dos partes principales, primero considerar la transferencia de calor en un flujo de dos estados solamente, y segundo considerar la transferencia de calor en un sólo estado. Una correlación de transferencia de calor en el interior de un tubo está desarrollada tomando como base la ecuación de balance de masa/calor para intercambiadores de calor^[4,8]. Se auxilia de un procedimiento semiempírico para la predicción del coeficiente de transferencia de calor promedio dentro de tubos. Debe mencionarse que la transferencia de calor dentro de tubos en abstracción de la caída de presión en los intercambiadores de calor puede permitir una pérdida significativa en la eficiencia global de energía del ciclo completo de refrigeración. Un punto de arranque para la determinación de un coeficiente promedio de transferencia de calor para ebullición y condensación dentro de tubos puede ser la ecuación de balance de masa y calor para intercambiadores de calor, tal y como es presentada en la ecuación 4.27.

$$m'' = \frac{h_i \cdot \Delta t \cdot \pi \cdot d_i \cdot L}{\gamma(X_o - X_i) \frac{\pi d_i^2}{4}} = 4 \frac{h_i \cdot \Delta t \cdot \frac{L}{d_i}}{\gamma(X_o - X_i)} \tag{4.27}$$

donde h_i es el coeficiente convectivo interior promedio, Δt es la diferencia de temperaturas definida en la ecuación 4.29, X_i y X_o son las calidades del vapor a la entrada y la salida respectivamente, y γ es el calor por cambio de fase. Reorganizando la ecuación 4.27 queda definido el coeficiente de transferencia de calor en el interior de tubos,

$$h_i = 0.25 \frac{\gamma(X_o - X_i)}{\Delta t \frac{L}{d_i}} m'' \tag{4.28}$$

Analizando detalladamente la ecuación 4.28 se puede observar que los evaporadores y en los condensadores que poseen tubos cortos y altos valores de densidad de flujo másico (m''), favorecen el incremento de los valores del coeficiente convectivo interior (h_i). Para la deducción anterior se debe hacer hincapié en que el incremento al coeficiente de transferencia de calor dentro de los tubos es justificado y conveniente cuando un correspondiente coeficiente convectivo afuera de los tubos es suficientemente grande. Este es un caso típico para enfriadores de líquido de tubos y coraza con ebullición de refrigerante dentro de los tubos o condensadores enfriados por agua. De otra manera, el impacto sobre el coeficiente global de transferencia de calor (U_{global}) sería insignificante^[4.8]. Como un ejemplo de intercambiadores de calor ineficaces pueden servirnos los condensadores por aire y los enfriadores de aire. La ecuación 4.28 se refiere a los coeficientes de transferencia de calor convectivos en el interior de tubos con ebullición o condensación, para toda la región de saturación de los refrigerantes.

Se procede a realizar los cálculos para determinar los parámetros necesarios que aparecen en la ecuación 4.28. Para la determinación de $X_o - X_i$ en los evaporadores que presentan vaporización incompleta ($X_i \geq 0$ y $X_o \ll 1$) y que ocurre en sistemas de circulación alimentados forzadamente o por gravedad se obtiene $X_o - X_i \ll 1$, si $X_i = 0$. Conseguimos un número de circulación en la forma de $n = 1/X_o$ ^[4.8]. Para evaporadores que presentan evaporación completa ($X_i > 0$ y $X_o = 1$) toma lugar en el caso de un evaporador alimentado con una válvula termostática (o equivalente) obteniendo $X_o - X_i = 1$. Si la condensación es completa tenemos $X_o - X_i < 1$.

El valor promedio de Δt , para ambos casos evaporación y condensación de refrigerantes dentro de los tubos puede expresarse con la siguiente ecuación empírica (4.29) comúnmente aceptada y fue publicada por Pierry (1957),

$$\Delta t = B \frac{\eta' d_i}{k'} \left[\frac{\gamma (X_o - X_i)}{L} \right]^{0.5} \quad (4.29)$$

donde B es un número adimensional y es un valor numérico medido experimentalmente. Los valores de B están presentados en la tabla 4.9. Para la ebullición de los refrigerantes R22, R134 y 717 (amoniaco). La comilla se refiere a que se encuentra en estado de líquido saturado. La ecuación 4.29 es válida para toda la región de saturación y que propicia que B esté determinada por mediciones. Esto también es válido dentro del rango de los siguientes parámetros,

$$3 \leq m \leq 10^4 \text{ Kg} / \text{m}^2 \text{ s}$$

$$4 \cdot 10^3 \leq d \leq 5 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

$$100 \leq L / d \leq 2500$$

Valores de B. Temperaturas de Evaporación, C.

Tipo de evaporación	Refrigerante	-40	-30	-20	-10	0	10
Completa* $X_i > 0$ $X_o = 0$	R134a	875	903	930	958	984	1014
	R22	914	936	957	978	1000	1020
	R717	2000	2020	2040	2070	2090	2120
Incompleta $X_i \geq 0$ $X_o \ll 1$	R134a	870					
	R22						
	R717						

Tabla 4.9 Valores experimentales para B en la ecuación 4.29 para ebullición de refrigerantes dentro de tubos. * Con vapor sobrecalentado en el evaporador en aproximadamente 5 K y aceite disuelto en el refrigerante. **amoniaco libre de aceite.

La densidad de flujo másico en términos de unidades la podemos definir como, unidad de flujo másico del amoniaco sobre unidad de área de transferencia de calor, tal y como se muestra en la ecuación 4.30^(4.8.1),

$$m'' = \frac{\text{kg}_{\text{NH}_3}}{\text{m}^2 \text{ s}} \tag{4.30}$$

El evaporador cuenta con diez tubos aletados de 6.30×10^{-3} m de diámetro interior, distribuidos de la siguiente forma, para el primer paso es un tubo, para el segundo paso son dos tubos, para el tercer paso son tres tubos y para el cuarto

paso son cuatro tubos. Entonces aplicando la fórmula para calcular el área de un círculo obtenemos que el área transversal para estos tubos. Para el primer paso $A = 3.888 \times 10^{-5} \text{ m}^2$. Para el segundo paso, $A = 7.776 \times 10^{-5} \text{ m}^2$. Para el tercer paso, $A = 11.664 \times 10^{-5} \text{ m}^2$. Para el cuarto paso, $A = 15.552 \times 10^{-5} \text{ m}^2$. Toda vez que se han calculado las áreas transversales por donde circula el amoniaco, y con los flujos máxicos de amoniaco calculados previamente, se sustituyen los datos en la ecuación 4.30 para determinar las diferentes densidades de flujo. Después de que se calculan las densidades de flujo máxico de amoniaco a través de los tubos en sus diferentes pasos, se tienen todos los elementos necesarios para resolver la ecuación 4.29 y consecuentemente la ecuación 4.28. Ahora bien, como la ecuación 4.29 está subordinada al valor de B y éste puede considerarse para los casos, primero, que no existe aceite disuelto en el refrigerante y segundo que el refrigerante tiene aceite disuelto, entonces en este trabajo se decidió realizar cálculos para ambas condiciones y comparar los resultados que se presentan en los diferentes coeficientes convectivos resultantes. La tabla 4.10 muestra los resultados obtenidos después de realizar los cálculos.

T_{asa} [C]	γ [kJ/kg]	X_o-X_i	B ca	B sa	L [m]	d_i [m]	η [Ns/m ²]	k' [W/mC]	At ca [C]	At sa [C]	m'' [kg/m ² s]	hi ca [W/m ² C]	hi sa [W/m ² C]
-25.0	1345.74	1	2036.3	1900	0.80	6.3E-2	3.650E-05	0.566	0.1517	0.1416	19.36	1510.20	1618.53
-23.2	1340.00	1	2040.0	1900	0.80	6.3E-2	4.339E-05	0.562	0.1814	0.1690	19.46	1264.34	1357.50
-20.0	1329.92	1	2049.5	1900	0.80	6.3E-2	3.908E-05	0.556	0.1654	0.1533	19.40	1371.69	1479.59
-15.0	1306.15	1	2059.7	1900	0.80	6.3E-2	7.505E-05	0.546	0.3221	0.2971	19.26	687.78	745.60
-13.2	1308.00	1	2070.0	1900	0.80	6.3E-2	8.276E-05	0.542	0.3597	0.3301	19.25	615.58	670.65
-10.0	1296.96	1	2070.0	1900	0.80	6.3E-2	9.667E-05	0.536	0.4230	0.3883	19.19	517.28	563.56
-5.0	1279.48	1	2086.3	1900	0.80	6.3E-2	1.172E-04	0.526	0.5232	0.4765	19.09	410.58	450.83
-3.1	1273.00	1	2090.0	1900	0.80	6.3E-2	1.288E-04	0.523	0.5778	0.5253	19.07	369.39	406.33
0.0	1261.66	1	2090.0	1900	0.80	6.3E-2	9.180E-05	0.517	0.4148	0.3771	19.00	508.34	559.17
5.0	1244.22	1	2084.5	1900	0.80	6.3E-2	4.502E-05	0.507	0.2054	0.1873	18.92	1007.79	1105.62
6.9	1237.00	1	2090.0	1900	0.80	6.3E-2	2.497E-05	0.504	0.1146	0.1042	18.88	1792.45	1971.70
16.9	1198.00	1	2120.0	1900	0.80	6.3E-2	1.550E-05	0.485	0.0738	0.0681	18.70	2670.53	2979.75
20.0	1186.99	1	2120.0	1900	0.80	6.3E-2	1.510E-05	0.490	0.0708	0.0635	73.85	10885.60	12146.04
25.0	1167.09	1	2120.0	1900	0.80	6.3E-2	1.420E-05	0.479	0.0676	0.0605	72.46	11009.23	12283.98
30.0	1146.58	1	2120.0	1900	0.80	6.3E-2	1.360E-05	0.470	0.0654	0.0586	71.97	11103.60	12389.51
35.0	1125.40	1	2120.0	1900	0.80	6.3E-2	1.300E-05	0.468	0.0635	0.0569	70.99	11060.40	12341.07

Tabla 4.10 Valores de los coeficientes convectivos interiores para diferentes temperaturas de evaporación, considerando aceite disuelto en el refrigerante y sin aceite disuelto.

4.5 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR TEÓRICO

En esta sección se desarrolla el procedimiento para calcular el coeficiente global de transferencia de calor. Se reúnen todos los elementos calculados anteriormente y se combinan para obtener los resultados deseados. Como se vió en la sección inicial de este capítulo, la cadena de resistencias térmicas asociada con este proceso de transferencia de calor involucra dos resistencias por convección y una resistencia por conducción tal y como se muestra en las ecuaciones 4.31 y 4.32,

$$R_{total} = R_{convi} + R_{cond} + R_{convo} , \quad (4.31)$$

entonces,

$$R_{total} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{(r_o - r_i)}{k A_{m \ln}} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (4.32)$$

en donde,

$$A_i = \pi d_i L, \quad (4.33)$$

$$A_o = \pi d_o L. \quad (4.34)$$

Recordando que $A_{m \ln}$ se definió en la ecuación 4.4.b. de la sección 4.1. Las ecuaciones 4.33 y 4.34 se refieren a las áreas de transferencia de calor interior y exterior respectivamente. Ahora bien, para determinar la transferencia de calor en una superficie aletada debemos considerar la porción de la superficie con aletas y la superficie sin aletas. Entonces la transferencia de calor de una superficie que cuenta con aletas se puede expresar como la ecuación 4.35. El análisis de la ecuación 4.35 se realiza sobre un elemento de control como se muestra en la figura 4.8,

$$\begin{aligned}
 Q_{total} &= Q_{sin\ aleta} + Q_{aletado} \\
 &= h_o A_{sin\ aleta} (T_b - T_\infty) + h_o \eta_{aleta} A_{aletada} (T_b - T_\infty) \\
 &= h_o (A_{sin\ aleta} + \eta_{aleta} A_{aletada})
 \end{aligned}
 \tag{4.35}$$

donde,

$$A_{aletada} = A_{aleta} n_{aletas}
 \tag{4.36}$$

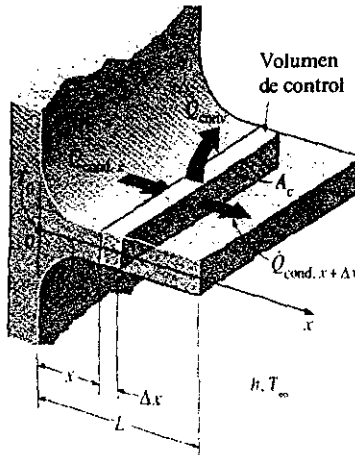


Figura 4.8 Diagrama esquemático de un elemento de volumen de control para el análisis de una aleta. La longitud del elemento de control es Δx , de sección transversal A_c , y de perímetro p . La longitud total de la aleta es L , el espesor de la aleta es t ; La temperatura de la base $T_0=T_b$, con un coeficiente convectivo a su alrededor h a una temperatura T_∞ .

Para nuestro caso se tienen 10 tubos con aletas circulares; Existen 24 aletas por cada 25 mm de longitud de tubo. Es decir por cada tubo de 800 mm de longitud hay 768 aletas. Cada aleta tiene un radio $r_2=5.475$ mm, un radio $r_1 = r_o = 4.675$ mm, una longitud $L = 0.800$ mm y un espesor $t = 0.375$ mm y una conductividad térmica (aluminio 6063 T-8) de $201 \text{ Wm}^{-1}\text{C}^{-1}$. Entonces el área

de cada aleta se puede calcular con la ecuación 4.37. Todos los términos anteriores están de acuerdo a la figura 4.9

$$A_{aleta} = 2\pi(r_2^2 - r_1^2) + 2\pi r_2 t, \tag{4.37}$$

entonces, $A_{aleta} = 6.392 \times 10^{-5} \text{ m}^2$. Como cada tubo tiene una longitud de 0.8 m y 768 aletas, entonces al aplicar la ecuación 4.36 el área aletada resulta ser, $A_{aletada} = 0.0491 \text{ m}^2$.

Ahora bien, el área no aletada se calcula considerando las 768 aletas que tiene cada tubo y como cada aleta tiene un espesor $t = 3.75 \times 10^{-4} \text{ m}$ entonces la longitud equivalente de tubo no aletado es $L_{equivalente} = (0.8 - 768 \times 3.75 \times 10^{-4}) \text{ m} = 0.5504 \text{ m}$. Por lo tanto el área de transferencia sin aletar es,

$$A_{sin\ aletar} = 2\pi r_o L_{equivalente} = 0.0162 \text{ m}^2. \tag{4.38}$$

Sin embargo y considerando la ecuación 4.35 hay que tomar en cuenta la eficiencia de la aleta. Para nuestro caso la eficiencia de la aleta la podemos encontrar en la figura 4.9^[4.7]. De la figura 4.6 estimamos un coeficiente convectivo exterior promedio. Utilizando las ecuaciones 4.39 y 4.40 se calcula la efectividad de este tipo de aleta (ξ) y la proporción de radios y espesor.

$$\xi = \left(L + \frac{1}{2}t \right) \sqrt{\frac{h}{kt}} = 0.77, \tag{4.39}$$

$$\frac{r_2 + \frac{1}{2}t}{r_1} = 1.2. \tag{4.40}$$

El área total aletada de transferencia de calor para un tubo con aletas circulares, se calcula con la ecuación 4.36 queda entonces como la ecuación 4.41,

$$A_{aletada} = A_{sin\ aleta} + 0.77 A_{aleta} n_{aletas} = 0.054 \text{ m}^2 \tag{4.41}$$

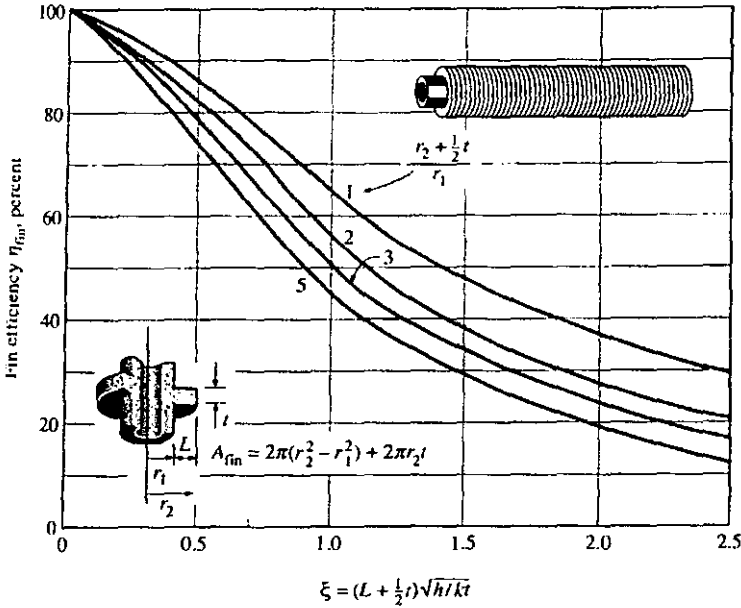


Figura 4.9 Diagrama para estimar la eficiencia de una aleta circular de longitud L y de espesor constante t [4.7].

Considerando los cuatro pasos del refrigerante por el lado de los tubos, se puede hacer la siguiente clasificación de áreas de transferencia de calor, como se muestra en la tabla 4.10.

	Área interior [m ²]	Área exterior [m ²]	
		Sin aletas	Con aletas
Paso 1	0.0158	0.0235	0.054
Paso 2	0.0316	0.0470	0.108
Paso 3	0.0475	0.0705	0.162
Paso 4	0.0633	0.0940	0.216
Total	0.1580	0.2350	0.540

Tabla 4.10 Resumen de las áreas de transferencia de calor por cada paso del refrigerante por los tubos, considerando tubos aletados y tubos no aletados. En el primer paso tiene un tubo, el segundo paso 2 tubos, el tercero 3 y el cuarto 4 tubos.

La resistencia térmica por conducción se encuentra resolviendo el segundo sumando de la ecuación 4.32.

$$R_{\text{conducción}} = 2.4409E - 5 \quad [\text{Cm}^2/\text{W}], \quad (\text{tubos aletados}),$$

$$R_{\text{conducción}} = 3.9116E - 5 \quad [\text{Cm}^2/\text{W}], \quad (\text{tubos no aletados}).$$

Entonces la ecuación 4.32 puede quedar como,

$$R_{\text{total}} = \left(\frac{1}{h_i A_i} + 2.4409E - 5 + \frac{1}{h_o A_o} \right), \quad [\text{Cm}^2/\text{W}], \quad (\text{tubos aletados}),$$

$$R_{\text{total}} = \left(\frac{1}{h_i A_i} + 3.9116E - 5 + \frac{1}{h_o A_o} \right), \quad [\text{Cm}^2/\text{W}], \quad (\text{tubos no aletados}).$$

Para encontrar la resistencia equivalente se tienen que considerar varios aspectos tales como, el área de transferencia por cada paso de tubo, si el tubo tiene aletas o no las tiene, los diferentes coeficientes convectivos exteriores e interiores y si existe ensuciamiento o no existe. Por último se aplica la ecuación 4.1 para obtener el coeficiente global de transferencia de calor. Las figuras 4.10 a 4.12. muestran gráficas de estos coeficientes para diferentes potencias frigoríficas, diferentes diferenciales de temperaturas.

En resumen, los cálculos de los coeficientes globales de transferencia de calor se llevan a cabo, en todos los casos, en un rango de potencias frigoríficas de 1.5 a 6.6 kW y con diferencias de temperatura, entre la entrada y salida del agua del circuito de emulación de potencia térmica (DT), de 3, 4, 6, 8, 10 y 12 C. Las temperaturas del agua para condensación se suponen de 5, 10, 15, 20, 25 y 30 C. La diferencia de temperaturas entre el agua de condensado y el amoníaco condensado es de 10 C. Se considera adicionalmente que el refrigerante tiene una calidad de vapor del 100%. Las propiedades termodinámicas del amoníaco en todo el proceso se dan a la temperatura y presión de saturación correspondientes. Se presentan cuatro diferentes gráficas de los coeficientes globales de transferencia de calor (U_{global}), calculados teóricamente, del evaporador compacto para amoníaco,

considerando en todos los casos la ausencia del factor de ensuciamiento. La gráfica 4.10 presenta el caso cuando el evaporador tiene los tubos con aletas circulares al exterior y sin aceite disuelto en el refrigerante (tal y como se desarrollan las pruebas experimentales). La gráfica 4.11 muestra el caso cuando el evaporador tiene tubos aletados (semejantes al caso anterior) pero con aceite disuelto en el refrigerante. Las gráficas 4.12 y 4.13 presentan los casos cuando el evaporador no posee tubos aletados, con aceite y sin aceite disuelto en el refrigerante, respectivamente.

Se puede notar en todos los casos que el valor de U_{global} se incrementa conforme se va incrementado la potencia frigorífica, pero para potencias frigoríficas mayores (aproximadamente después de 5.5 kW) el incremento de los valores de U_{global} ya no es tan grande, y la tendencia es a seguir disminuyendo si se sigue incrementado la potencia frigorífica.

También se puede observar de las gráficas en todos los casos que el incremento de U_{global} para una misma potencia frigorífica está asociado a la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del agua del circuito de emulación de potencia térmica. Esto es, que si se desean valores de U_{global} más grandes es necesario reducir esta diferencia de temperaturas, o visto de otra forma si se desea tener una diferencia de temperaturas mayor entre la entrada y salida del agua para una potencia frigorífica fija, necesariamente el coeficiente global disminuirá.

Analizando los valores calculados de los coeficientes globales de transferencia de calor y comparándolos con los valores publicados en las referencias bibliográficas 4.1, 4.4, 4.5 se observan que son del mismo orden de magnitud.

En la gráfica 4.14 se presenta la comparación porcentual con respecto al caso uno (tubos aletados sin aceite disuelto en el amoníaco), de cuanto disminuyen los valores de U_{global} para el caso en que el evaporador tenga tubos aletados y aceite disuelto en el amoníaco. Se observa que la disminución de los valores está entre 6 y 8 %. Las gráficas 4.15 y 4.16 realizan comparaciones semejantes a la anterior para los restantes casos propuestos.

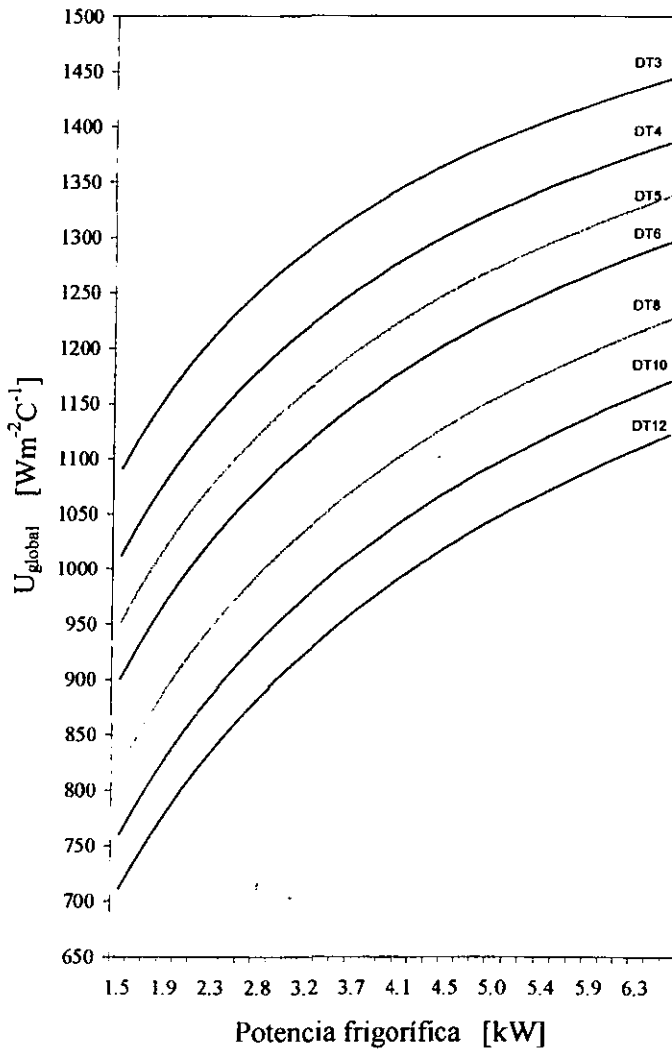


Figura 4.10 U_{global} teórica en un evaporador compacto para amoníaco con tubos aletados limpios y sin aceite disuelto en el refrigerante.

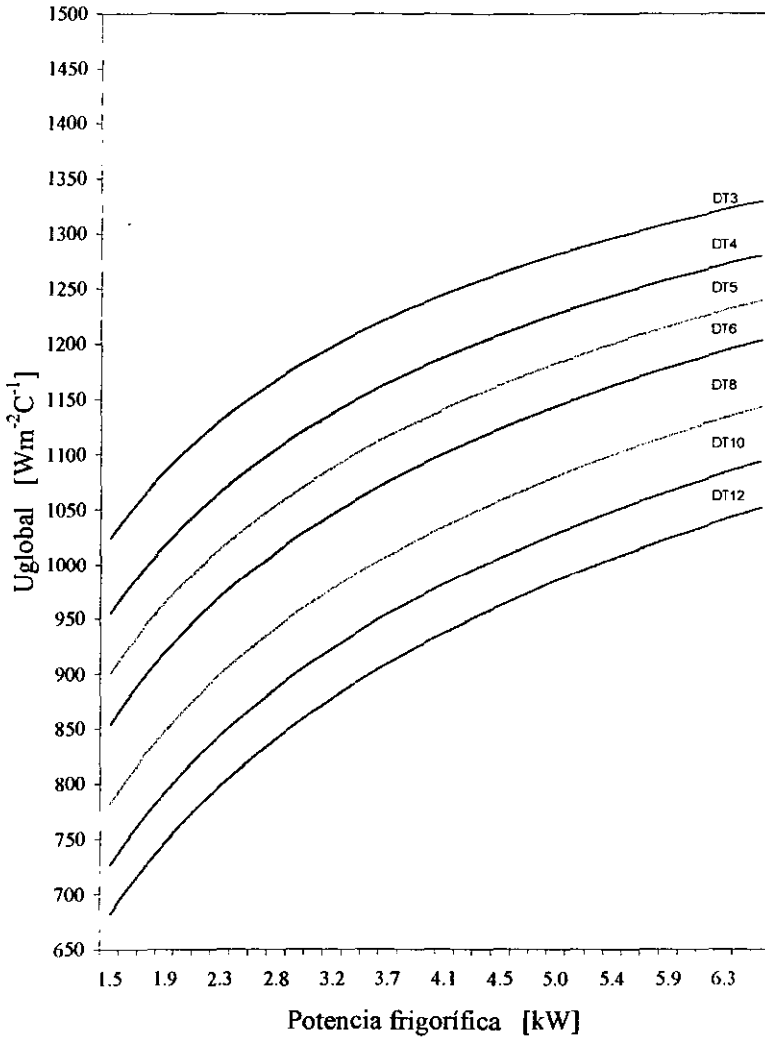


Figura 4.11 U_{global} teórica en un evaporador compacto para amoniaco con tubos aletados limpios y con aceite disuelto ene el refrigerante.

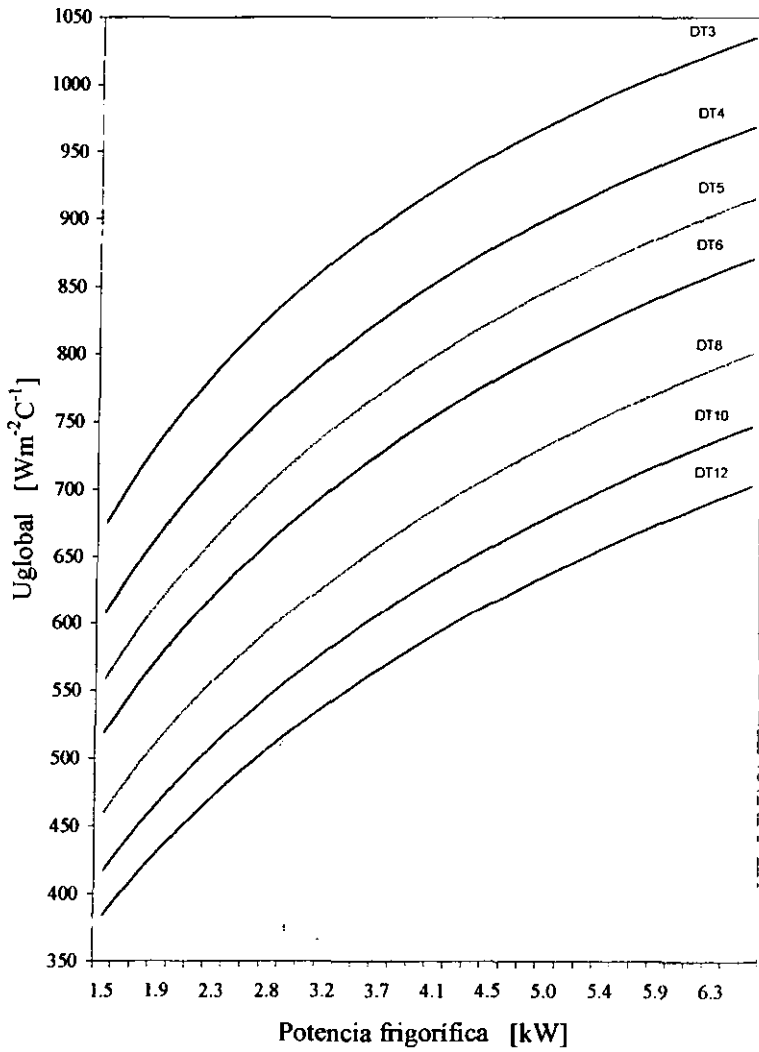


Figura 4.12 U_{global} teórica en un evaporador compacto para amoníaco con tubos sin aletas, limpios y con aceite disuelto en el refrigerante.

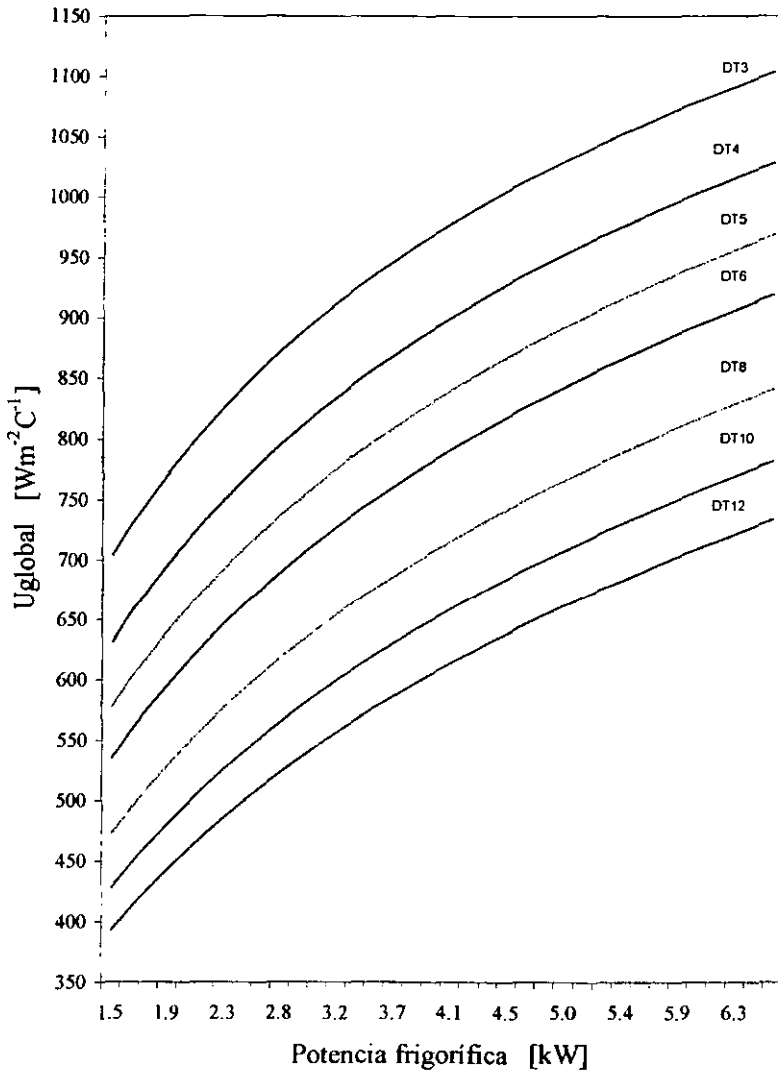


Figura 4.13 U_{global} teórica en un evaporador compacto para amoníaco con tubos sin aletas, limpios y sin aceite disuelto en el refrigerante.

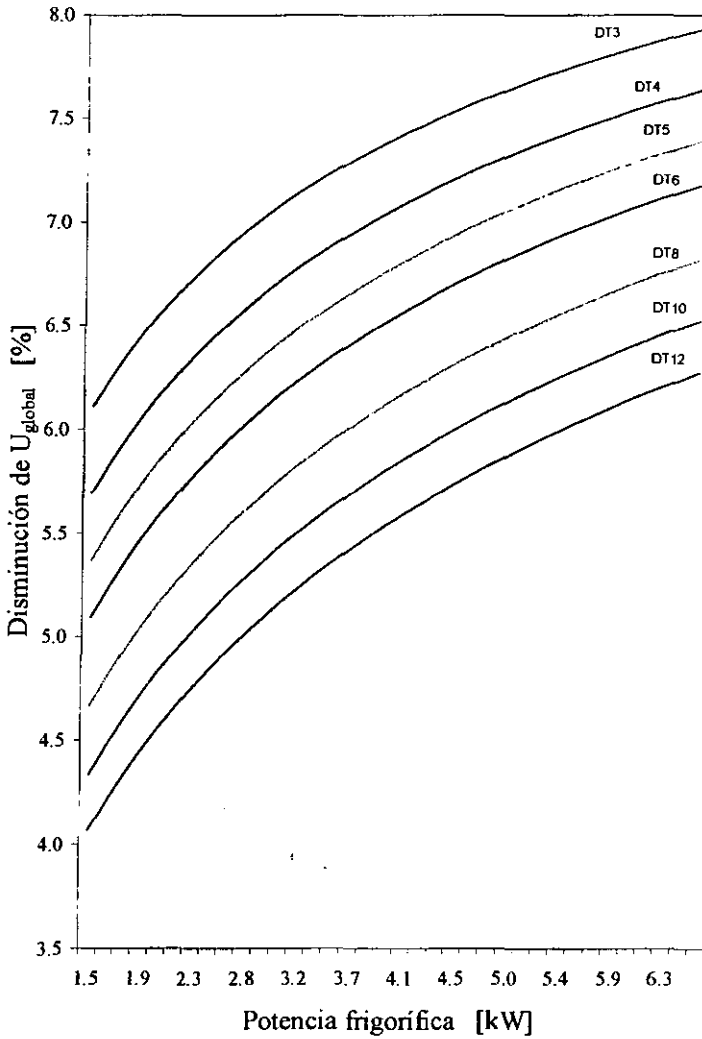


Figura 4.14 Disminución de U_{global} teórica en % comparando tubos con aletas y sin aceite, con tubos con aletas y aceite disuelto en el refrigerante.

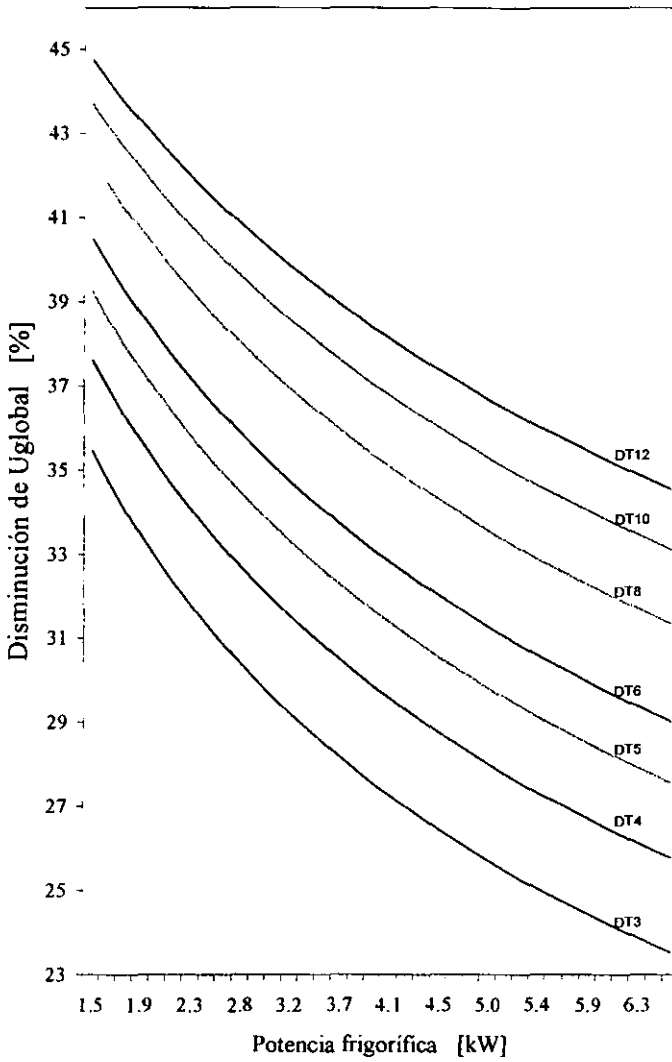


Figura 4.15 Disminución de U_{global} teórica en % comparando tubos con aletas y sin aceite, con tubos sin aletas y sin aceite disuelto en el refrigerante.

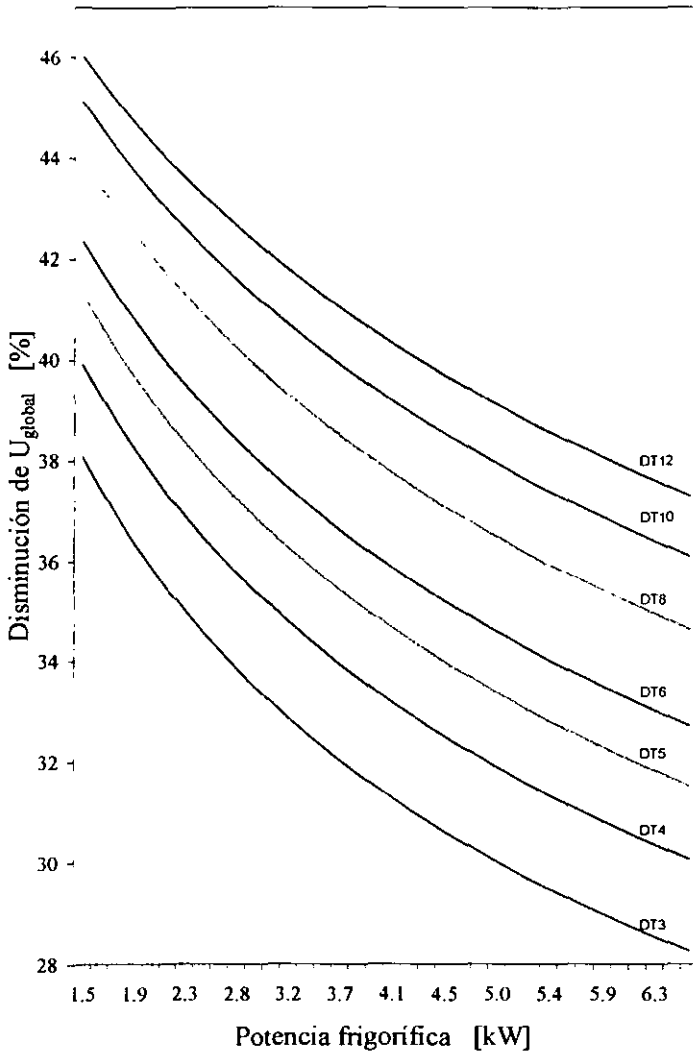


Figura 4.16 Disminución de U_{global} teórica en % comparando tubos con aletas y sin aceite, con tubos sin aletas y con aceite disuelto en el refrigerante.

4.6 DESCRIPCIÓN DE LAS PRUEBAS EXPERIMENTALES

En esta sección se describen las acciones necesarias para la puesta en funcionamiento del sistema de refrigeración. Estas acciones son previas a la puesta en funcionamiento.

4.6.1 Prueba de presión con nitrógeno

A continuación se describen todos los pasos para probar con presión al evaporador. Cuando se terminan de instalar las interconexiones en la línea principal o de amoníaco, ésta se somete a una prueba de presión para asegurar que no existen fugas a lo largo de ella. Por medio de un puerto de servicio colocado en el sistema para tal fin se interconecta un cilindro de nitrógeno. Instalado el cilindro de nitrógeno se abre la válvula de paso que trae consigo, para comprobar que existe presión suficiente con la cual hacer la prueba; aproximadamente son necesarios 17 bar de presión. Comprobado que hay presión de nitrógeno, ésta se regula con una segunda válvula que tiene para tal fin el cilindro de nitrógeno. Por último se abre una válvula de esfera colocada después del puerto de servicio para dar paso al nitrógeno hacia el interior del sistema. El procedimiento se realiza varias veces incrementado paulatinamente la presión con que el nitrógeno ingresa al sistema hasta alcanzar la deseada.

Es muy importante no intentar llegar a la presión de prueba en un solo paso, debido a que se pueden presentar riesgos innecesarios y ocasionar accidentes de trabajo severos. Cuando se ha alcanzado la presión de prueba se deja presurizado el sistema por espacio de 24 horas para asegurar que no existan fugas.

4.6.2 Realización de vacío al sistema

Cuando ha finalizado la prueba de presión al sistema y se ha asegurado que no existan fugas, se procede a liberar el nitrógeno contenido en el sistema hacia la atmósfera, se debe realizar lentamente. Durante este paso es muy importante controlar la presión y dirección con que se deja escapar el nitrógeno hacia el medio circundante. Hay que recordar que el sistema tiene 17

bar de presión y de no tener un control preciso pueden ocurrir daños severos en partes del equipo o, lo que es peor, ocasionar daños a las personas que realizan esta operación.

Sin nitrógeno en el sistema se interconecta en el puerto de servicio una bomba de vacío. Esta bomba de vacío es un dispositivo de desplazamiento positivo por medio de paletas metálicas. Auxilia en la succión del aire atmosférico contenido en el interior de los tubos de la línea de amoniaco. El procedimiento para realizar vacío es el siguiente: conectada la bomba al puerto de servicio y con la válvula de paso (colocada después del puerto) cerrada se pone en funcionamiento la bomba y se deja operar por espacio de 20 segundos de tal manera que se vacía la manguera de interconexión entre la bomba y el sistema. Transcurridos los 20 segundos se abre la válvula de paso y se permite el paso del aire atmosférico contenido dentro de las tuberías hacia el medio ambiente. Por medio de un manómetro con escalas de presión de vacío instalado a la salida del sistema se observa el comportamiento de la presión. Se puede notar que durante los primeros cinco minutos el sistema baja paulatinamente su presión desde cero hasta aproximadamente -1 bar y luego se mantiene en esta última presión. Con la presión prácticamente en -1 bar se deja operando la bomba de vacío por espacio de dos horas hasta asegurar que no exista más aire atmosférico en el interior de las tuberías. Cuando ha transcurrido el tiempo suficiente, con la bomba de vacío aún operando, se cierra la válvula de paso y posteriormente se apaga la bomba. Por último se coloca un tapón sobre el puerto de servicio para asegurar que no existan fugas posteriores por este puerto, no hay que olvidar que muchas de las veces las válvulas de control tienen pequeñas fugas, pero son suficientes para que con el paso del tiempo se hagan considerables. Por último se deja el sistema en vacío por espacio de 24 horas para asegurar que no existan fugas.

4.6.3 Procedimiento para llenar de amoniaco al sistema

Antes de comenzar el procedimiento de llenado de amoniaco, se deben realizar algunas acciones previas muy necesarias para poder asegurar una operación segura y lo más rápida posible.

- Dentro tanque de agua de condensado (descrito en el capítulo 3) se debe colocar una barra de hielo (100 kg) industrial a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ misma que nos ayuda a bajar la temperatura al agua de condensación que a su vez auxilia en bajar la presión al amoníaco durante la operación de llenado.
- Se coloca el cilindro con amoníaco líquido cerca del puerto de llenado del sistema. El cilindro está colocado en forma horizontal ligeramente inclinado hacia su válvula de servicio, esto es con la intención de asegurar la salida, únicamente de amoníaco líquido. El tanque de amoníaco está ubicado sobre una base construida especialmente para él.
- El cilindro se interconecta, con una manguera de servicio, al sistema en el puerto de llenado ubicado en el tanque de acumulación de líquido condensado (capítulo 3). La manguera de servicio es de alta presión de 13 mm de diámetro interior que cuenta con conexiones $\frac{1}{2}$ " NPT macho y $\frac{1}{2}$ " campana hembra. Es necesario contar con una pequeña escalera de tijeras con soporte para herramientas, para poder alcanzar el puerto de llenado y con las llaves necesarias ya sean dos españolas de $5/8$ " o de tipo "perico".
- En el mismo puerto de llenado se coloca la manguera de drenados. Es una manguera de 6 mm de diámetro interior de mediana presión con conectores $\frac{1}{2}$ " campanas hembras.
- Se prepara todo el equipo de seguridad para los operarios. El equipo consta de máscaras que cuenta con filtros especiales para amoníaco (la máscara cubre totalmente la cara), guantes de algodón con recubrimiento de hule resistente al amoníaco, batas de trabajo y una manguera conectada a una toma de agua para controlar al amoníaco en caso de fuga.
- Se preparan dos recipientes con agua para absorber el amoníaco durante los drenados de las mangueras de llenado.

Cumplidas todas las acciones previas se inicia el procedimiento de llenado. Un operario vestido con todos los accesorios de seguridad (máscara, guantes y

bata) abre en su totalidad la válvula de servicio del tanque dando paso al amoníaco líquido. Se oye un sonido muy particular cuando fluye líquido por el interior de la manguera de servicio. Ahora a través del puerto de llenado y con el auxilio del juego de válvulas (capítulo 3) se procede a drenar los vapores de amoníaco y aire atmosférico contenidos en la manguera hasta asegurar que sólo haya amoníaco líquido en el interior de la manguera de servicio. El drenado se conduce una la manguera colocada para tal fin hasta un recipiente que contiene agua.

Cuando se ha asegurado la existencia únicamente de amoníaco líquido en el interior de la manguera se abre la válvula de paso dejando fluir el amoníaco hacia el interior del sistema. Hay que recordar que el sistema se encuentra a una presión de -1 bar y el cilindro de amoníaco a 6 bar. Cuando las presiones se han estabilizado se pone a funcionar el sistema de condensado con agua fría para bajar la temperatura y presión al amoníaco contenido en el sistema. La presión dentro del sistema por efecto del agua fría baja hasta 4 bar permitiendo continuar con el procedimiento de llenado.

Durante todo el procedimiento de llenado el operario se asegura con el auxilio de la mirilla de cristal instalada en el recibidor de líquido de condensado, que el nivel del amoníaco líquido vaya aumentando paulatinamente, regulando el paso del fluido por medio de la válvula de paso. Se permite el paso de amoníaco líquido hasta tener el tanque llenado a un 80% de su capacidad total, esto es con el fin de tener un 20% de espacio disponible que sirva como amortiguador para las expansiones de vapor cuando aumente la presión del amoníaco principalmente debido al incremento de la temperatura ambiente.

Al llegar al llenado de la capacidad del sistema se cierra la válvula de paso y se pone a funcionar el sistema experimental de pruebas con la finalidad de verificar hasta cuanto disminuye el nivel de amoníaco líquido durante la operación. Operando el sistema se completa la cantidad de amoníaco necesaria. En total se requieren aproximadamente 16 litros de amoníaco líquido. Con la cantidad de amoníaco necesario en el interior del sistema se cierran las válvulas: la de paso en el sistema y la servicio en el tanque de amoníaco. De nueva cuenta con el auxilio del puerto de drenado se vacía el excedente de amoníaco líquido contenido dentro de la manguera de servicio hacia un

recipiente con agua. Por último se desconecta la manguera de servicio del sistema y se colocan tapones en las terminales del puerto de servicio para evitar fugas posteriores. Es muy importante recordar que antes de desconectar la manguera de servicio hay que asegurarse de drenar el amoníaco excedente, de lo contrario pueden ocurrir graves accidentes.

Como recomendación importante, es necesario vigilar en todo momento las presiones que se presentan, evitando alcanzar valores por arriba de 11 bar.

4.6.4 Instalación del evaporador compacto para amoníaco

Durante la construcción y puesta en funcionamiento del sistema experimental para las pruebas de caracterización del evaporador compacto que emplea como fluido de trabajo al amoníaco, fue necesario interconectar al evaporador para realizar las pruebas preliminares. El evaporador fue sometido a pruebas de presión utilizando nitrógeno en estado gaseoso, se obtuvo como resultado que no se presentaron fugas de presión, en alguna parte de él, ni por el lado de la coraza, ni por el lado de los tubos ni por los cabezales. Las presiones con las que se mantuvo sujeto al evaporador fueron en el rango de 6 a 12 bars manométricos.

La primera prueba se realizó con una presión de 6 bars y se mantuvo presurizado el evaporador por espacio de 6 horas sin que se registrara fuga alguna. Posteriormente se le incrementó la presión en un bar y también se mantuvo presurizado durante 6 horas sin que existiera fuga. La operación se repitió paulatinamente hasta alcanzar la presión de 12 bar. Se consideró que esta presión de prueba era suficiente ya que las presiones de trabajo durante las corridas experimentales estaban contempladas para el lado de alta presión en 20 bar y para el lado de baja presión en 8 bar. Las presiones de pruebas se controlaron con un regulador de diafragma interconectado entre el tanque de nitrógeno y el sistema de pruebas, así como de una válvula de esfera para poder aislar al sistema en el momento que se deseara. Las presiones se pudieron visualizar gracias a los manómetros colocados estratégicamente a lo largo del sistema (para mayores detalles consúltese la descripción del equipo). Cuando se terminó de someter al evaporador a pruebas de presión con

nitrógeno y se comprobó que no existieran fugas, se procedió a presurizarlo de nuevo, pero ahora con amoníaco. La intención era verificar que el amoníaco no reaccionará químicamente con el material con que está construido el evaporador, ni con el material con que están hechas las juntas de los cabezales. Durante esta prueba se alcanzó y mantuvo constante por espacio de 24 horas una presión de 11 bar.

Con la confianza de haber alcanzado presiones relativamente altas en el lado de baja presión del sistema experimental (hasta 11 bars), se realizaron pruebas preliminares con este sistema experimental logrando obtener resultados satisfactorios durante aproximadamente una semana hasta que se presentó una severa fuga de amoníaco en las juntas de las cabezas del evaporador. Entonces se estuvo en la necesidad de desmontar de la línea de pruebas, al evaporador para cambiar las juntas de las tapas.

Al desmontar las tapas del evaporador se pudo comprobar que el material empleado para la manufactura de las juntas no era el adecuado para trabajar con amoníaco (se trataba de hule usado para reparar llantas). Las juntas estaban mal cortadas de tal manera que cuando se colocaban en sus respectivos lugares sobre los cabezales del evaporador, éstas obstruían parte de los tubos por donde circulaba el amoníaco, y sucedía en cada uno de los cuatro pasos del refrigerante. Se cambió el material de los empaques por un material conocido comercialmente como Garlock 270.

4.7 DESCRIPCIÓN DE LAS PRUEBAS EXPERIMENTALES

En esta sección se describen los pasos que siguen para realizar una prueba experimental, durante la determinación del coeficiente global de transferencia de calor U_{global} . Antes de iniciar una prueba experimental se recomienda verificar una serie de detalles tales como,

- Verificar que exista un nivel adecuado de amoníaco líquido. Por medio de la mirilla de cristal del recibidor de líquido, observamos el nivel de líquido sea óptimo para asegurar un buen funcionamiento de la bomba de diafragma.

No tener un nivel mínimo (80%) de amoníaco puede traer como consecuencia de que la bomba cavite.

- Verificar las presiones en todos los manómetros instalados a lo largo del circuito de amoníaco. Es importante asegurarnos que las presiones estén igualadas antes de arrancar el sistema. La presión manométrica idónea de arranque es de 6 bar. Una presión menor indica que existe fuga en el sistema y una presión mayor es signo que está recibiendo calor del medio ambiente en exceso. En este paso nuestro sentido del olfato nos auxilia, pues como el olor del amoníaco es muy penetrante, fácilmente se puede detectar una fuga.
- Se debe asegurar tener suficiente hielo (200 kg) para poder alcanzar las temperaturas de condensación por espacio de cuatro horas. Dependiendo del rango de temperaturas con que esté funcionando el circuito de emulación de potencia térmica, es el tiempo que dura el hielo. A mayores temperaturas (40 a 60 C) el hielo dura menos de dos horas. A temperaturas menores (35 a 38 C) el hielo dura aproximadamente cuatro horas.
- Asegurarse de que se encuentren a la mano los equipos de protección y seguridad, para el caso de presentarse una fuga de amoníaco. Además es muy importante que el operario tenga totalmente conocimiento en el uso de este equipo, normas de seguridad y pasos a seguir en una contingencia.
- El sistema de adquisición de datos se debe inicializar antes de poner en funcionamiento al sistema experimental. La intención es monitorear en todo momento el comportamiento del sistema. Hay que recordar que el sistema de adquisición toma el lugar de nuestros sentidos dentro del dispositivo experimental, y cualquier anomalía sea fácilmente detectable.
- Se deben conectar previamente las resistencias eléctricas del circuito de emulación de potencia térmica, para calentar el agua hasta la temperatura deseada. Si se desea, la bomba del circuito se puede poner en funcionamiento y mantener en recirculación el agua hasta alcanzar la temperatura fijada.

Cuando termina de verificar los detalles anteriores es posible poner en funcionamiento el sistema experimental. El primer paso es abrir todas las válvulas de paso que están colocadas a lo largo del sistema. Enseguida es necesario esperar un par de minutos para permitir que las presiones se estabilicen. Cuando las presiones se han estabilizado se cierra totalmente la válvula micrométrica. Con la válvula micrométrica cerrada se pone en funcionamiento la bomba de diafragma. Con la bomba funcionando se espera hasta tener un flujo estable de amoniaco líquido, en este momento se abre lentamente la válvula micrométrica procurando regular el flujo de amoniaco. Para la regulación del flujo de amoniaco es necesario auxiliarse con el rotámetro vertical, pues es ahí donde se aprecia el flujo y régimen del amoniaco. Durante todo este proceso se monitorean las presiones del sistema, particularmente, la presión de descarga de la bomba, las presiones en el evaporador y la presión del amoniaco líquido. La presión de la bomba debe ser no mayor a 17 bar, las presiones del evaporador no mayores a 11 bar y la presión del amoniaco líquido no menores a 9 bar, todas ellas absolutas. Las razones que rigen a las presiones son, para la descarga de la bomba los diafragmas del amortiguador de pulsaciones; para el evaporador, los tubos de aluminio; y para el acumulador de líquido, la presión de equilibrio del amoniaco como líquido saturado.

Cuando se ha alcanzado un flujo estable de amoniaco líquido, se pone en funcionamiento la bomba del circuito de emulación de potencia térmica. Con la ayuda de la válvula colocada para tal fin, se regula el flujo de agua caliente que se desea hacer circular por el evaporador. Se puede apreciar que casi inmediatamente se incrementa la presión del amoniaco en el evaporador. Simultáneamente se pone en funcionamiento la bomba del circuito de condensado. Este circuito regula la presión del amoniaco en el evaporador y condensa el vapor de amoniaco. Con todos los circuitos funcionando se ajustan los parámetros en cada prueba, flujo másico de amoniaco, flujo másico y temperatura del agua caliente, flujo másico de agua fría para condensar. Cada uno de estos parámetros condiciona a los restantes. Después de ajustar los parámetros de operación se deja funcionando el sistema, monitoreándolo en todo momento, hasta que alcance el estado permanente. Cuando se alcanza el estado permanente se toman datos por espacio mínimo de quince minutos,

durante los cuales no deben cambiar las condiciones de operación, o de lo contrario, la prueba no es considerada válida. Al concluir la etapa de toma de datos se procede a apagar el sistema experimental.

Para apagar el sistema experimental se debe seguir el siguiente procedimiento. Se desconectan las resistencias eléctricas, posteriormente se apaga la bomba del circuito de emulación de potencia térmica, a continuación se desconecta la bomba de diafragma. Después de desconectar la bomba de diafragma se esperan unos minutos para condensar los vapores de amoníaco que todavía se encuentran en el evaporador, a continuación se cierra totalmente la válvula micrométrica y también se cierran todas válvulas de paso colocadas en el sistema excepto la de salida del evaporador. Se espera un par de minutos y se cierra la válvula de salida del evaporador y se apaga la bomba del circuito de condensación. Durante todo este tiempo se mantiene funcionando el sistema de adquisición de datos. Se salvan los datos capturados, para su posterior procesamiento y se apaga el sistema de adquisición. Como último paso se desconecta el tablero eléctrico general.

4.7.1 Procesamiento de datos y resultados de las pruebas experimentales

Quando se han concluido las pruebas experimentales, es necesario procesar los datos obtenidos. Se descarga a una PC, la información que se tiene almacenada en el adquisidor de datos, a través de una red de cómputo. Posteriormente los datos son enviados a la hoja de cálculo excel, de Office 2000. En la hoja de cálculo se le da forma deseada a los datos obtenidos y se realizan los cálculos correspondientes. A continuación se presentan algunas tablas y gráficas que resultan del procesamiento de datos de las pruebas experimentales.

En la tabla 4.11 se presenta un resumen de las presiones que se registraron en diferentes puntos del sistema, durante las pruebas experimentales. En la tabla 4.12 se muestran las temperaturas en las cuales operó el dispositivo para cada corrida. Los datos de ambas tablas son promedios de los valores durante el período de prueba.

Número de corrida	Presión Bomba [bar]	Presión E. Evaporador [bar]	Presión S. Evaporador [bar]	Presión del Condensador [bar]	Rotámetro NH ₃ [Nivel]	Rotámetro agua fría [LPM]	Rotámetro agua caliente [LPM]
3	8.5	8.3	8.3	8.3	10.5	40.2	10.2
4	8.5	8.3	8.3	8.3	10.5	40.2	10.2
6	15.9	10	9.9	9.9	15.5	40.2	8.3
7	15.9	10	9.9	9.9	15.5	40.2	8.3
8	18.6	10.3	10	10	12.5	40.2	14.8
9	18.6	10.3	10	10	12.0	40.2	18.9
11	18.6	10.3	9.8	9.8	10.5	40.2	18.9
12	20.0	10.3	10.1	10.1	13.0	40.2	19.3
13	18.6	10.3	9.8	9.8	10.5	40.2	19.3
14	18.6	10.3	10.1	10.1	10.5	40.2	18.9
16	18.6	10.3	9.5	9.5	9.5	40.2	9.5
17	18.6	10.4	10.3	10.3	10	40.2	19.3

Tabla 4.11 Resumen de los datos promedios, registrados en diferentes puntos del sistema experimental durante las pruebas realizadas.

Número de corrida	E. NH ₃ Evaporador [C]	S. NH ₃ Evaporador [C]	E. agua Condensador [C]	S. agua Condensador [C]	E. Agua caliente [C]	S. Agua caliente [C]	Q _{co} [kW]	Q _{cv} [kW]
3	27.9	33.9	22.7	23.4	49.2	49.0	2.0	0.1
4	23.8	28.5	23.6	23.7	35.8	34.0	0.31	1.23
6	27.6	30.1	9.9	11.5	43.8	33.8	4.45	5.78
7	27.9	27.5	5.1	6.7	40.5	31.6	4.63	4.60
8	29.5	31.6	7.9	9.5	39.1	35.1	4.46	4.06
9	18.1	44.1	4.9	6.8	50.5	46.0	5.38	5.90
11	29.9	41.9	5.2	6.9	47.7	43.9	4.48	5.29
12	29.7	35.7	5.4	7.2	41.6	37.7	4.90	5.51
13	29.3	34.7	6.6	8.2	40.5	36.8	4.61	5.02
14	30.3	30.6	13.2	14.5	39.6	34.4	4.10	4.27
16	29.4	49.1	5.6	7.3	58.4	51.1	4.89	5.51
17	30.6	46.9	7.4	9.1	52.7	49.0	4.77	5.08

Tabla 4.12 Resumen de las temperaturas promedios, registradas durante las pruebas en diferentes puntos del sistema experimental, así como también los valores calculados.

4.8 DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR EXPERIMENTAL

Cuando se han terminado de procesar los datos obtenidos durante las pruebas experimentales se está en posibilidad de determinar el coeficiente global de transferencia de calor experimental. Para determinar este coeficiente se recurre a la relación^[4.1],

$$\dot{Q} = U_{global} * A_{efectiva} * \Delta t_{m\ln} * F, \quad (4.42)$$

donde U_{global} es el coeficiente global de transferencia de calor, $A_{efectiva}$ es el área efectiva de transferencia de calor, Q es el flujo de calor transferido por el evaporador, $\Delta t_{m\ln}$ es la media logarítmica diferencial de temperatura (también conocida como MLDT por sus siglas) que está definida en la ecuación 4.43, y F es el factor de corrección para la MLDT para su uso en intercambiadores de calor con flujo cruzado y multipasos.

$$\Delta t_{m\ln} = MLTD = \frac{T_{EAC} - T_{SAC}}{\ln\left(\frac{T_{EAC} - T_{EE}}{T_{SAC} - T_{EE}}\right)}, \quad (4.43)$$

donde T_{EAC} es la temperatura del agua caliente a la entrada del evaporador, T_{SAC} es la temperatura del agua caliente a la salida del evaporador, y T_{EE} es la temperatura del refrigerante a la entrada del evaporador.

$$F(R,S), \quad R = \frac{T_{EAC} - T_{SAC}}{T_{SE} - T_{EE}}, \quad S = \frac{T_{SE} - T_{EE}}{T_{EAC} - T_{EE}}, \quad (4.44)$$

donde T_{SE} es la temperatura del refrigerante a la salida del evaporador. El factor F está definido por la relación 4.44 y por la gráfica 4.17^[4.1]. El factor se aplica para intercambiadores de calor de coraza en tubos de flujo cruzado y multipasos, con un paso en la coraza y múltiplos de dos por el paso en tubos.

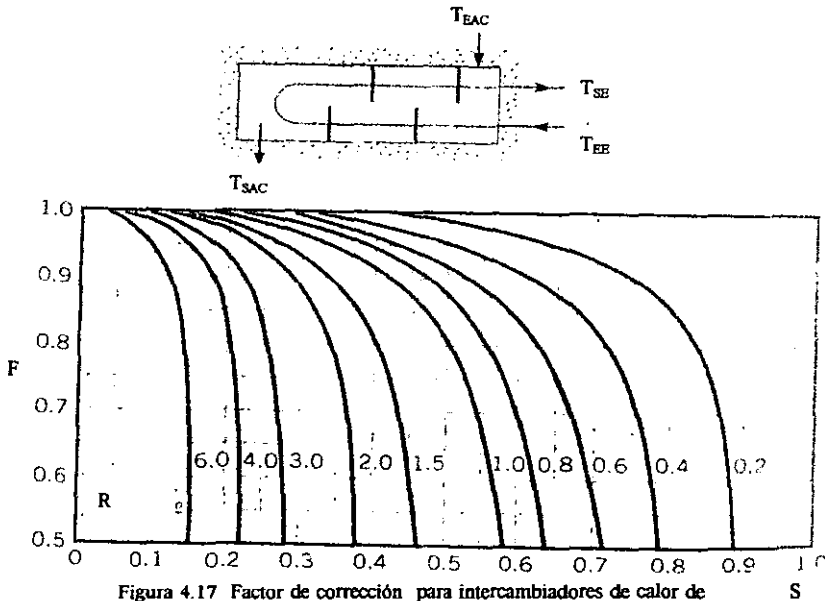


Figura 4.17 Factor de corrección para intercambiadores de calor de coraza y tubos, con un paso en la coraza y múltiplos de dos por el paso en tubos^(4.1).

En la tabla 4.13 se presenta un resumen de los datos experimentales después de procesarlos. Se muestran los valores de la MLDT, del coeficiente global de transferencia de calor experimental (U_{global}), del calor retirado por el

Corrida	MLDT	U_{global}	q_{eva}	q_{cond}	DT_{AC}
6	10.50	1045.2	5.78	4.45	9.9
7	7.23	1189.1	4.60	4.63	9
8	8.04	1030.1	4.25	4.69	4.1
9	30.06	382.7	5.90	5.38	4.5
11	15.86	556.4	5.29	4.98	3.9
12	9.80	1041.3	5.51	4.9	3.9
13	9.21	1021.7	5.02	4.61	3.7
14	6.60	1197.4	4.27	4.1	5.6
16	25.24	468.2	5.51	4.89	7.3
17	20.48	488.8	5.08	4.77	3.7

Tabla 4.13 Resumen de U_{global} y de la MLDT asociada a cada corrida considerada válida.

evaporador (q_{eva}), del calor removido por el condensador (q_{cond}) y de la diferencia de temperaturas (DT_{AC}) entre la entrada y salida del agua del circuito de emulación de potencia térmica. Los valores se determinan con los datos experimentales. Para cada corrida se realiza un promedio de los valores y se les asocia la correspondiente desviación estándar.

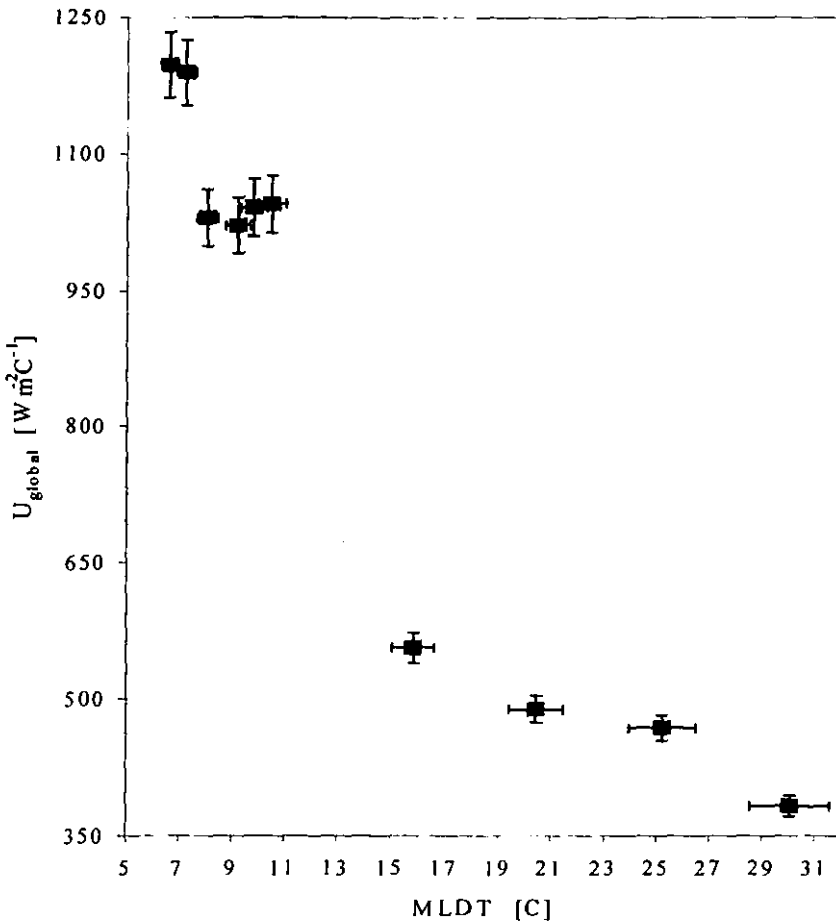


Figura 4.18 Comportamiento de los coeficientes globales de transferencia de calor experimentales con respecto a la MLDT, en un evaporador compacto para amoníaco.

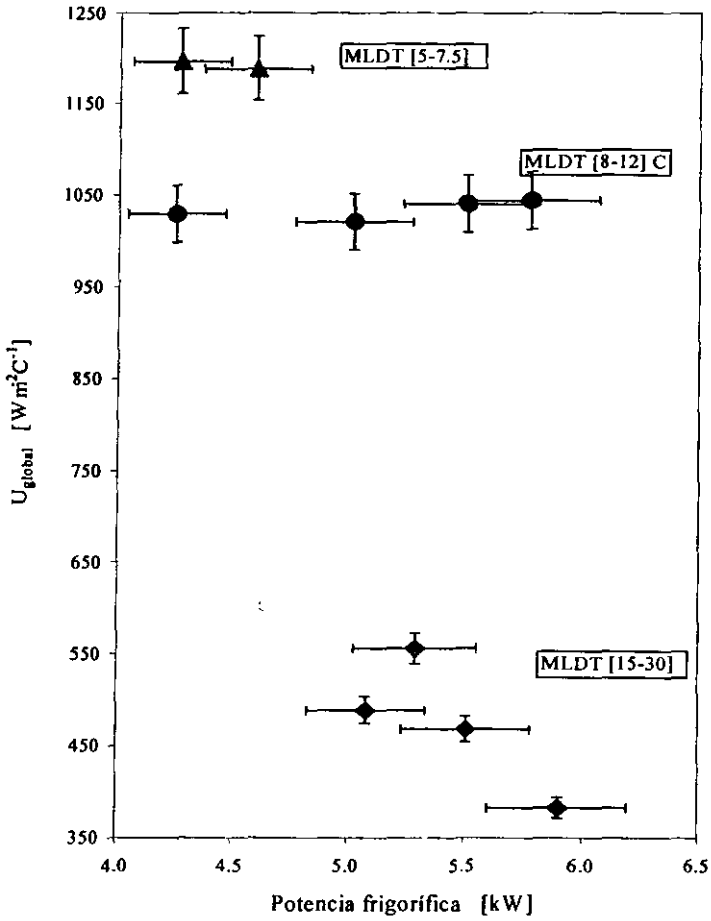


Figura 4.19 Comportamiento de los coeficientes globales de transferencia de calor experimentales con respecto a la potencia frigorífica, en un evaporador compacto para amoníaco.

Las figuras 4.18 y 4.18 muestran gráficas del comportamiento de los coeficientes globales de transferencia de calor obtenidos experimentalmente. La figura 4.18 señala como se comportan los coeficientes en función de la MLDT. La figura 4.19 muestra el comportamiento de U_{global} con respecto a la potencia frigorífica. Se puede observar en la gráfica 4.18 la dependencia de los coeficientes globales con respecto a la MLDT. Cuando la MLDT disminuye los coeficientes aumentan. El error asociado en estas gráficas es de $\pm 5\%$.

Referencias bibliográficas

- 4.1 Incropera, F. P./DeWitt, D. P. "Fundamentals of heat and mass transfer, fourth edition". John Wiley & sons. Páginas 377-387. 1996.
- 4.2 Whitaker, S. "Heat transfer from the tubes in cross flow". A. I. Chemical Engineer Journal. Vol.18, página 361-370. 1972.
- 4.3 Zhukauskas, A./Ambrazyavic-hyus, A. B. "Heat transfer from the tubes in cross flow". Advances in heat transfer", Academic Press. Vol. 8. 1972.
- 4.4 Çengel, Y. A.. "Forced convection. Chapter 6, Heat transfer a practical approach". McGraw Hill. Páginas 349-393. 1998
- 4.5 Mills, F. "Forced convection. Chapter 8, Heat transfer a practical approach". McGraw Hill. 1998.
- 4.6 Incropera, F. P./DeWitt, D. P. "Appendix A". Fundamentals of heat and mass transfer, fourth edition". John Wiley & sons. Páginas 827-850. 1996.
- 4.7 I.I.R. "Thermodynamic and physical properties of ammonia R717". International Institute of Refrigeration. Páginas 3-31. 1981.
- 4.8 Paliwoda, A. "Prediction of average heat transfer coefficient in boiling and condensing refrigerants inside tubes". International Institute of Refrigeration. Páginas 282-291. 1996.
- 4.9 Paliwoda, A. "Generalized method of pressure drop calculation across pipe components containing two-phase flow of refrigerants". International Institute of Refrigeration. Vol. 22, páginas 119-125. 1996.
- 4.10 Paliwoda, A. "Calculation of basic parameters for gravity-fed evaporators for refrigeration and heat pump systems". International Institute of Refrigeration. Vol. 151, páginas 41-47. 1992.
- 4.11 Paliwoda, A. "Pressure drop prediction in two-phase flow of refrigerants, and other working fluids, in pipes and pipe components". International Institute of Refrigeration. IIR meeting of commission B2 & E310-14/sep/96. 1996.

- 4.12 Paliwoda, A. "Generalized method of pressure drop and tube length calculation with boiling and condensing refrigerants within the entire zone of saturation". International Institute of Refrigeration. Vol. 126, páginas 134-322. 1989.
- 4.13 Zürcher, O./Favrat, D. "Evaporation of ammonia in a smooth horizontal tube heat transfer measurements and predictions". Journal of heat transfer. Vol. 121, páginas 89-101. 1999.
- 4.14 Kattan, N./Thome, J.R. "Flow Boiling in horizontal tubes: Part 1- Development of a diabatic two-phase flow pattern map". Journal of heat transfer. Vol. 120, páginas 140-147. 1998.
- 4.15 Kattan, N./Thome, J.R. "Flow Boiling in horizontal tubes: Part 2- New heat transfer data for five refrigerants". Journal of heat transfer. Vol. 120, páginas 148-155. 1998.
- 4.16 Kattan, N./Thome, J.R. "Flow Boiling in horizontal tubes: Part 3- Development of a new heat transfer model based on flow pattern". Journal of heat transfer. Vol. 120, páginas 156-165. 1998.
- 4.17 Kandlikar, S. "A general correlation for saturated two-phase boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes". Journal of heat transfer. Vol. 112, páginas 219-228. 1990.
- 4.18 Takamatsu, H./Momoki, S. "A correlation for forced convective boiling heat transfer of pure refrigerants in horizontal smooth tube". International J. mass transfer. Vol. 36 No. 13, páginas 3351-3360. 1992.
- 4.19 Jee Young Shin/Min Soo Kim. "Experimental study on forced convective boiling heat transfer of pure refrigerants mixtures in a horizontal smooth tube". International J. Refrigeration. Vol. 20 No. 4, páginas 267-275. 1995.
- 4.20 Sami, S. M./Desjardins, D. E. "Boiling characteristics of alternatives to R-502 inside air/refrigerant enhanced surface tubing". Int. J. Of energy research. Vol. 24, páginas 27-37. 1999.
- 4.21 Witczak, S. "Boiling ammonia flowing in horizontal pipes". Heat and mass Transfer era of change. Vol. 2, páginas 919-936. 1993.
- 4.22 Kouremenos, D. A./Stegou-Sagia. "The irreversible evaporation of ammonia in vertical annular evaporators using helium as inert gas". 1991.

Nomenclatura para el capítulo 4

$A_{m\text{in}}$	Área equivalente de flujo en la coraza $[m^2]$.
A	Sección transversal interna de tubo, $[m^2]$.
C_p	Calor específico $[W/mC]$.
C	Factor de correlación del componente de tubo.
$D_i; D_o$	Diámetro interno y externo de la coraza, respectivamente, $[m]$.
G	Flujo volumétrico $[m^3/s]$.
\bar{h}	Coefficiente convectivo promedio de transferencia de calor $[W/m^2C]$.
h	Entalpía $[kJ/kg]$.
K	Conductividad térmica $[W/mC]$.
L	Longitud de tubo recto o canales, $[m]$.
N_L	Número de tubos.
\bar{N}_{u_D}	Número de Nusselt adimensional.
Pr	Número de Prandtl adimensional.
Q	Potencia frigorífica del intercambiador de calor, $[kW]$.
$Re_{do, máx} \equiv$	Número de Reynolds <i>adimensional</i> .
$Re' ; Re^n$	Número de Reynolds para líquido saturado y vapor seco saturado cada uno fluyendo sólo.
S	Area, $[m^2]$.
S_D	Espaciamiento diagonal entre centro de tubos $[m]$.
S_T	Espaciamiento transversal entre centro de tubos $[m]$.
T	temperatura, C .
$V_{máx}$	Velocidad máxima del fluido $[m/s]$.
V	Velocidad del fluido $[m/s]$.
X	Calidad del vapor.
a	Longitud del segmento de tubo, $[m]$.
$d_i; d_o$	Diámetro interno y externo del tubo, respectivamente, $[m]$.
m'''	$= Q/[Ar(X_o - X_i)]$ Densidad de flujo másico, $[kg/(m^2s)]$.
n	número de recirculación.
t	espesor de la aleta $[m^2]$.

Letras griegas

Δt	Diferencia entre la temperatura media de la pared del tubo y la temperatura promedio de saturación del refrigerante, [C].
$\alpha =$	Difusividad térmica $\left[\frac{m^2}{s} \right]$.
$\mu =$	Viscosidad dinámica $\left[N \cdot s / m^2 \right]$.
$\nu =$	Viscosidad cinemática $\left[\frac{m^2}{s} \right]$.
$\gamma =$	Calor de cambio de fase $\left[\frac{kJ}{kg} \right]$.
$\eta =$	Eficiencia de la aleta.
$\xi =$	Efectividad de la aleta.
$\rho =$	Densidad, $[kg/m^3]$.

Superíndices

‘* Líquido saturado y vapor seco saturado.

Subíndices

B	Ebullición.
C	Condensación.
D	Diagonal.
2F	Flujo en dos fases.
S	Cercano a la pared.
T	Transversal.
i	Interno
m	Valor medio.
máx	Máximo.
mln	Media logarítmica.
o	Externo.
p	Tubos rectos.
p/c	Tubos rectos (p) y/o componentes de tubo (c).
s/r	Tubo liso (s) o tubo rugoso (r).



CONCLUSIONES FINALES

Se realiza la evaluación térmica de forma experimental y teórica, de un evaporador compacto de tubos y coraza para amoníaco, con el objetivo de determinar el coeficiente global de transferencia de calor. El evaporador se propone para su evaluación por la compañía LAJ Internacional S.A., quien asegura que el modelo extremadamente compacto proporciona una potencia frigorífica de 3.54 kW. Se diseña y construye, en el Centro de Investigación en Energía de la UNAM ubicado en Temixco, Morelos, un sistema experimental de ciclo de refrigeración, para probar el evaporador propuesto. El sistema de refrigeración emplea una bomba de diafragma que sustituye al compresor reciprocante. Debido a que el ciclo trabaja con la bomba de diafragma, el refrigerante se encuentra libre de aceite. El sistema experimental está constituido de tres circuitos principales, circuito principal de amoníaco, circuito de agua para condensación y circuito de emulación de potencia térmica. En cuanto al modelo teórico, los resultados obtenidos del coeficiente global de transferencia de calor no se pueden comparar con los resultados obtenidos a través de las pruebas experimentales, debido a que este modelo teórico no toma en consideración a la media logarítmica diferencial de temperatura; únicamente considera los coeficientes convectivos (interior y exterior) y la resistencia por conducción.

Las conclusiones a las que se llegan después realizar y analizar el presente trabajo son las siguientes:

- Se diseña y construye un sistema completo de refrigeración para realizar pruebas experimentales al evaporador de amoníaco. El sistema no posee compresor para la impulsión del refrigerante, utiliza una combinación de bomba de diafragma y amortiguador de pulsaciones para impulsar el amoníaco líquido. Por lo tanto se trabaja en un ciclo que se encuentra libre de aceite.

- El dispositivo experimental trabaja con amoníaco como refrigerante; sin embargo, por las características de la bomba de diafragmas se puede emplear cualquier otro fluido de trabajo, tal como lo son R11, R12, R22, o cualquier otro refrigerante, siempre funcionando libre de aceite.
- Durante las pruebas experimentales se comprueba que el evaporador en análisis ofrece capacidades de potencia frigorífica de hasta 6 kW, es decir mayores a las que señala la compañía LAJ internacional. Por lo tanto es factible emplearlo en sistemas de refrigeración por absorción, porque requiere poco espacio, el flujo másico de amoníaco disminuye y los costos de instalación y operación se abaten.
- Los valores de los coeficientes globales de transferencia de calor obtenidos experimentalmente se encuentran dentro del rango de valores que se predicen con el modelo matemático, de 350 a 1250 $\text{Wm}^{-2}\text{C}^{-1}$. Sin embargo no es posible representar el comportamiento en detalle ya que el modelo teórico no toma en consideración la media logarítmica diferencial de temperatura, parámetro del cual dependen fuertemente los coeficientes globales experimentales.
- Los valores del coeficiente global de transferencia de calor experimentales disminuyen conforme la media logarítmica diferencial de temperatura (MLDT) se incrementa.
- Las temperaturas de operación durante las pruebas experimentales son las siguientes: el amoníaco como líquido saturado se mantiene a una temperatura de 29 C. El rango de temperaturas de agua para condensación se mantiene de entre 5 y 8 C. El agua del circuito de emulación de potencia frigorífica mantiene el agua en un rango de temperaturas de entre 35 a 60 C.
- El sistema debe operar a presiones absolutas mayores a 9 bar, a la temperatura ambiental de Temixco, Morelos, de lo contrario se presenta ebullición en el amoníaco. Esto trae como consecuencia que la bomba de diafragma cavite, y deje de cumplir su trabajo.

- El sistema debe operar a presiones absolutas menores a 11 bar, debido a que el evaporador está construido con tubos de aluminio diseñados para operar a una presión absoluta máxima de 12 bar.
- El amortiguador de pulsaciones debe operar a presiones absolutas menores a 18 bar, de otra forma se corre el riesgo de perforar los diafragmas con los que cuenta.
- Al sistema se le debe incorporar un sumidero de calor suficientemente grande para que pueda operar en forma continua por más de cuatro horas.
- El dispositivo que se utiliza para realizar la expansión de amoníaco, sólo permite caídas de presión de hasta 6 bar. Sería interesante incorporar un dispositivo de expansión que permitiera una mayor caída de presión y de esta forma obtener temperaturas de operación más bajas.
- Se desarrolla un procedimiento teórico para predecir los coeficientes globales de transferencia de calor para evaporación, teniendo como fluido de trabajo al amoníaco. Los resultados que se presentan derivados de los cálculos se encuentran dentro del rango de valores publicados en diversas referencias bibliográficas.
- De acuerdo al modelo matemático que se desarrolla, se prevé una disminución en los valores del coeficiente global de transferencia de calor de entre 5.5 a 7.5% para cuando el sistema opere con amoníaco con aceite disuelto, lo que sería interesante comprobar experimentalmente.

APÉNDICE A

MÉTODOS DE PRUEBA PARA LA EVALUACIÓN DE ENFRIADORES DE LÍQUIDOS

1 PROPÓSITOS Y ALCANCES

Esta norma describe los métodos de prueba para determinar la eficiencia de los enfriadores de líquidos. Para alcanzar este objetivo, esta Norma,

- Clasifica a los enfriadores de líquidos por tipo.
- Lista y define los términos sugeridos para determinar la eficiencia de los enfriadores de líquidos.
- Establece métodos de prueba que serán usados como una base para determinar eficiencias de los enfriadores de líquidos.

2 DEFINICIÓN Y CLASIFICACIÓN DE LOS TÉRMINOS

Clasificación de términos. Los enfriadores de líquidos, que cubre esta Norma son,

- Enfriador cerrado, refrigerante por los tubos.
- Enfriador cerrado, refrigerante por la coraza.
- Abierto, coraza y tubos.
- Tubo dentro de tubo.
- Tanque abierto y de serpentín.
- Tipo Baudelot.

2.1 DEFINICIÓN DE TÉRMINOS

- Enfriador de líquido. Un ensamblado de elementos de fábrica en el cual el calor es transferido del líquido al refrigerante, causando que el refrigerante se evapore y el líquido sea enfriado.
- Efecto refrigerante total (del enfriador de líquido): el producto del flujo másico del refrigerante y la diferencia de la entalpía entre la salida y entrada del refrigerante expresada en unidades de energía por unidad de tiempo.
- Efecto refrigerante neto: la porción del efecto refrigerante total del enfriador de líquido que produce enfriamiento útil. Este es el producto del flujo másico del líquido enfriado y la diferencia de entalpía entre la entrada y salida del líquido expresado en unidades de energía por unidades de tiempo. esto es representado también para el efecto de refrigerante total menos el flujo de calor debido a fugas térmicas.
- La temperatura de los fluidos como se utiliza en esta Norma es la temperatura promedio de las corrientes mezcladas en un punto de medición perpendicular a la dirección del flujo.

3 FORMA DE EXPRESIÓN PARA LOS RESULTADOS DE LAS PRUEBAS

Términos recomendados para la expresión de resultados. El resultado debe ser expresado siguiendo los siguientes términos:

- El efecto refrigerante neto, W (Btu/h).
- Temperatura de salida del líquido, C (F).
- Flujo másico del líquido g/s (lb/h).
- Descripción adecuada del líquido enfriado para obtener las propiedades físicas necesarias.
- Caída de presión a través del enfriador de líquido, kPa (psi).
- Temperatura de saturación del refrigerante saliendo del enfriador de líquido, C (F).
- Sobrecalentamiento del refrigerante saliendo del enfriador de líquido, C (F).
- Temperatura del refrigerante entrando al dispositivo en expansión C (F).
- Designación del refrigerante.

4 METODOS DE PRUEBA

Métodos de prueba de la norma. Las pruebas deben consistir en una prueba primaria y una prueba simultánea de confirmación a las condiciones especificadas.

4.1 Las condiciones especificadas deben incluir

- La temperatura de salida del líquido C (F). Refiérase a la Normas ARI 480, para los ajustes de temperatura para permitir la evaluación a las condiciones deseadas del factor de ensuciamiento.
- Flujo másico del líquido, g/s (lb/h).
- Propiedades físicas necesarias del líquido siendo enfriado.
- Ya sea el efecto refrigerante neto, W (Btu/hr) ó la temperatura de saturación C (F), del refrigerante saliendo del enfriador líquido C (F).
- Sobrecalentamiento del refrigerante saliendo del enfriador, C (F).
- Temperatura del refrigerante entrando al dispositivo de expansión, C (F).
- Designación del refrigerante.

El resultado del efecto refrigerante neto para la prueba de confirmación, debe estar dentro del $\pm 3\%$ del resultado de la prueba primaria, pero la prueba primaria debe estar regida por razones de medición de rendimiento.

4.2 Método de prueba primaria

La prueba primaria debe consistir en la medición del efecto refrigerante neto producido en el enfriador por medio de la determinación de,

- El calor removido del líquido.
- El calor removido del aire ambiental a través de las superficies externas del enfriador.

El efecto refrigerante neto debe ser determinado multiplicando el flujo másico del líquido, por la diferencia en entalpías entre la entrada y salida del líquido. El flujo

másico del líquido debe ser determinado por mediciones directas del peso o del volumen ó por un rotámetro para líquidos. La diferencia de entalpías entre la entrada y salida del líquido debe ser determinada para la medición de temperaturas y presiones, y de las propiedades físicas del líquido. La cantidad de calor removido del aire ambiente a través de la superficie exterior del enfriador es el producto del área de la superficie exterior, la diferencia de temperatura promedio entre la temperatura del enfriador y el aire ambiente, y el coeficiente global de transferencia de calor calculado. El coeficiente global de transferencia de calor calculado puede ser determinado de la resistencia del aislamiento y un coeficiente de película del aire ambiente de $11.36 \text{ Wm}^{-2}\text{C}^{-1}$ ($2 \text{ BTUh}^{-1}\text{ft}^{-2}\text{F}^{-1}$), por convección natural.

4.3 El método de prueba de confirmación

La prueba de confirmación debe consistir en una medición secundaria del efecto refrigerante neto producido en el enfriador utilizando uno de los métodos de prueba opcionales descritos en 4.3.1 y 4.3.2.

4.3.1 El método calorimétrico del refrigerante

Este método determina el efecto refrigerante del enfriador como el producto del flujo másico del refrigerante y la diferencia de entalpías entre la entrada y salida del refrigerante. Este es el efecto refrigerante total. El flujo másico del refrigerante debe de determinarse usando algo de lo siguiente:

- Instrumento de medición del flujo refrigerante.
- Un condensador del refrigerante enfriado por agua en donde el sistema de refrigeración se arregla de tal forma que el flujo másico de refrigerantes el mismo en el condensador que en el enfriador.

El condensador, en caso de ser necesario, deberá estar aislado con el fin de que el cálculo de perdidas térmicas a través de las superficies externas no exceda el 3 % del calor rechazado al agua. El calor rechazado a través de la superficie externa hacia el aire ambiental (Q_L) puede ser determinado de acuerdo con la ecuación:

$$Q_L = U S_A (t_c - t_a), \quad (1)$$

donde, Q_L es el calor rechazado a través de la superficie externa, Watts (BTU/hr); U_s es $1 / ((x/k + 1/h_s))$, $x/k = 0$ si no se utiliza aislamiento; x es el grosor del aislamiento, m (plg.); k es la conductividad térmica del aislante, W/m C ($\text{BTU-plg/hr ft}^2\text{F}$); h_s es el coeficiente de película del aire ambiente $\text{Wm}^{-2}\text{C}^{-1}$ ($\text{BTUh}^{-1}\text{ft}^{-2}\text{F}^{-1}$), para convección natural, usar $h_s = 11.36$ (2.0); A_s es la superficie externa expuesta a través de la cual se da la pérdida de calor, m^2 (ft^2); T_c es la temperatura de condensación C (F); T_a es la temperatura promedio del aire ambiente, C (F).

Determine el flujo másico de refrigerante dividiendo el calor rechazado en el condensador, incluyendo las perdidas, entre la diferencia de entalpías del refrigerante entrando y saliendo del condensador. El calor rechazado por el

condensador debe ser determinado multiplicando el flujo másico del agua a través del condensador, por la diferencia en entalpías del agua que entra y sale del mismo. La salida de refrigerante, del condensador debe estar en la fase líquida como se comprobará utilizando un visor de líquidos o por la medida de temperatura para indicar una condición de subenfriamiento de un mínimo de 2.2 C (4 F).

4.3.2 Método de balance de energía.

Este método determina el efecto total de refrigeración utilizando un balance de energía del sistema completo de refrigeración, puede usarse si se cumplen las condiciones siguientes,

- El enfriador es instalado en circuito cerrado de refrigerante servido por un condensador enfriado por agua y un compresor eléctrico hermético o semihermético cuya fuente de potencia es sinusoidal monofásica o trifásica.
- El condensador y compresor deben estar especificados muy cercanamente para la capacidad del enfriador.
- El compresor no debe utilizar enfriamiento que no sea convección natural al aire ambiente.
- El flujo másico del refrigerante a través del compresor, condensador, y evaporador debe ser el mismo (debe utilizarse en el circuito una desviación del gas caliente). El condensador, las tuberías de refrigerante y las cabezas del compresor deben ser aisladas, si es necesario, con el fin de que las pérdidas no excedan el 3 % del calor rechazado al fluido líquido que circula por el enfriador. Las pérdidas de calor deben ser determinadas usando las ecuaciones de la sección 4.3.2 excepto en las cabezas del compresor donde se utiliza un coeficiente de película de $22.72 \text{ Wm}^{-2}\text{C}^{-1}$ ($4 \text{ BTUh}^{-1}\text{ft}^2\text{F}^{-1}$), (que incluye al mismo tiempo convección y radiación). Para las cabezas del compresor, el área de pérdida de calor debe ser igual a la suma del área externa total para las cabezas del compresor. El efecto total de refrigeración debe ser calculado como sigue,

$$Q_{tc} = q_c + q_l - W_m, \quad (2)$$

donde, q_c es el flujo de calor del condensador W (BTU/h), q_l es la suma algebraica de las pérdidas de calor del condensador, las cabezas del compresor, tuberías y el enfriador, W (BTU/h); W_m es la potencia eléctrica de entrada al compresor, W (BTU/h).

5 INSTRUMENTOS, APARATOS DE PRUEBA Y PROPIEDADES FÍSICAS

Los instrumentos, cuyos tipos y precisiones se especifican en las listas de abajo indicadas, deben ser calibrados contra estándares antes y después de cada una de las pruebas.

5.1 Instrumentos de medición para temperatura

La medición de la temperatura debe ser hecha con uno ó más de los siguientes instrumentos,

- Termómetro de mercurio.

- Termopares.
- Termómetros de resistencia eléctrica (termistor ó RTD).

La precisión debe ser dentro de los siguientes límites,

- La entrada y salida del líquido al enfriador y entrada y salida del agua al condensador, cuando los datos usados para confirmar las pruebas, 0.12 C.
- (± 0.2 F). La resolución debe ser de 0.06 C (0.1 F).
- Toda otra temperatura: ± 0.6 C (1.0 F)

Los instrumentos deben ser usados y empleados de acuerdo a las normas ASRHAЕ 41.1 -74 excepto las establecidas en el párrafo anterior.

5.3 Instrumentos de medición de presión

La medición de presión debe ser hecha con uno ó mas de los siguientes instrumentos,

- Columna de mercurio.
- Manómetro de tipo Bourdon.
- Barómetro.
- Transductor de presión calibrado.

Todo instrumento de medición, de presión debe tener una precisión dentro de los límites del ± 1 % de la presión absoluta medida y de (para las lecturas de diferenciales de presión. Los instrumentos deben ser aplicados y usados en acuerdo con ASME PTC 19.22 cuando sea apropiado.

5.4 Instrumento de medición de flujo de refrigerante

La medición del volumen debe ser hacer con uno o más de los siguientes instrumentos,

- Medidor de la cantidad de refrigerante líquido (Rotámetro)
- Flujómetro para el líquido refrigerante.
- Flujómetro del refrigerante en fase de vapor.

La exactitud debe estar entre el ± 1 % dentro del intervalo de flujos medidos. Los instrumentos deben ser aplicados y usados de acuerdo con ASME PTC 19.5.43.

5.5 Instrumentos de medición del flujo másico del líquido

La medición del flujo másico debe hacer con uno o mas de los siguientes instrumentos,

- Cantidad medida del líquido y cronometrada, midiendo ya sea volumen ó masa.
- Flujómetro para líquido.

La exactitud debe estar entre ± 1 % dentro del intervalo de los flujos másicos medidos. Los instrumentos deben ser aplicados y usados de acuerdo con lo

asignado en ASME PTC 19.5.43, cuando sea apropiado.

5.6 Instrumentos Eléctricos de Medición

La potencia eléctrica debe ser medida usando un watímetro calibrado con una exactitud dentro del $\pm 0.5\%$ de la lectura. La calibración debe ser hecha no pasando por intervalos de más de 6 meses, con un instrumento cuya calibración sea referida a la National Bureau of Standards. Las propiedades físicas deberán obtenerse de las International Critical Tables ó de las ASHRAE Refrigerant Tables, Charts and Characteristics.

6 PROCEDIMIENTO DE PRUEBA

El enfriador de líquido, los instrumentos seleccionados y los aparatos de prueba se ensamblan, conectan, prueban, deshidratan, evacuan, y cargan con refrigerante. Si fuera necesario se utilizarán subenfriadores de líquido, sobrecalentadores o intercambiadores de calor, para asegurar la exactitud de las mediciones y para obtener condiciones específicas.: Si es parte del diseño y se incluye como una parte específica del ensamblado del enfriador, cualquier superenfriador, sobrecalentador o intercambiador de calor deberá considerarse como parte del enfriador de líquido.

Arranque del sistema, y obtenga y mantenga las condiciones especificadas de acuerdo con las siguientes tolerancias. Después de establecer las condiciones de flujo en estado permanente, todas las lecturas requeridas deberán tomarse con intervalos no menores de 15 minutos y la prueba continuará hasta obtener, en cuatro veces consecutivas, lecturas que estén dentro de las condiciones especificadas,

- El promedio aritmético para las presiones leídas usadas par determinar las entalpías del refrigerante no debe variar para la evaluación requerida, como máximo 2.0% sus valores absolutos, ni las presiones leídas individualmente, deben de variar de esta cantidad para el promedio valuado. Las lecturas de presión deben ser convertidas a presión absoluta para determinar las temperaturas de saturación del refrigerante.
- El promedio aritmético de las presiones leídas, usadas para determinar el valor especificado de la temperatura saturada del refrigerante, no debe variar del valor requerido, por mas del equivalente a 0.3 C, (0.5 F), como tampoco debe variar las lecturas de las presiones individuales de este valor de el valor promedio.
- El promedio aritmético de las lecturas de temperatura del liquido entrando al enfriador no debe variar del valor especificado por mas de 0.3 OC (0.5 OF), ni las lecturas individuales variar por mas de esta cantidad del valor promedio.
- Las lecturas individuales de temperatura del líquido entrando al enfriador, y del agua entrando al y saliendo del condensador cuando este se utiliza para la prueba de confirmación no deberán variar por mas de 0.3 C (0.5 OF) de estos valores promedio.
- El promedio aritmético para las temperaturas leídas para el sobrecalentamiento del refrigerante a la saliente no debe ser menor al de la temperatura especificada.

- El promedio aritmético de la temperatura del refrigerante entrando al dispositivo de expansión I no deberá variar del valor especificado por mas de 2.8 C (5 F) ni tampoco las lecturas individuales de la temperatura deberán variar por mas de 1.1 C (2F), del valor promedio.

La prueba registrada debe incluir los datos de los nombres de observadores, esencialmente datos físicos para el enfriador probado, el líquido y el refrigerante usado, leyendo toda prueba, referencia para la calibración de los instrumentos y determinar resultados. Para la prueba primaria, el efecto neto de refrigeración Q_w es para el calor removido del líquido y es el producto de la cantidad de masa y es el cambio de entalpía tanto en las condiciones de entrada como de salida se presentan en la ecuación,

$$Q_w = m (h_1 - h_2), \quad (3)$$

donde, m es la cantidad de flujo de masa g/s (lb/h), h_1 es la entalpía del líquido a la entrada del enfriador y h_2 es la entalpía del líquido a la salida del enfriador. Para la información y determinación de la prueba, si el refrigerante es usado un calorímetro método 4.3, el efecto total de refrigeración q_{tc} es igual al producto de la cantidad de masa para el flujo del refrigerante y la diferencia de entalpía tanto de entrada y salida del enfriador es seguida por la siguiente ecuación,

$$q_{tc} = m_{rc} (h_{r2} - h_{r1}), \quad (4)$$

donde, m_{rc} es la cantidad de masa para el flujo de refrigeración en g/s (lb/hr), h_{r2} es la entalpía del refrigerante a la salida del enfriador en kJ/kg (btu/lb), h_{r1} es la entalpía del refrigerante a la entrada del enfriador en kJ/kg (btu/lb). Si es por el método de balance de energía se usa q_{tc} y es obtenido por la ecuación dos. El resultado de la desviación entre los resultados de la prueba primaria y la confirmación de las pruebas es determinado de acuerdo con la ecuación 5.

$$((Q_{tc} - q_w)) / ((q_{tc} + q_w) / 2). \quad (5)$$

APÉNDICE B

BOMBA DE SOLUCIÓN DE VOLUMEN CONTROLADO MILTON ROY (MANUAL DE INSTRUCCIONES)

1 Descripción General

La bomba mRoy es una máquina muy confiable, compacta, con un diafragma que permite tener volúmenes finamente controlables para utilizarse con sustancias químicas normalmente corrosivas, tóxicas, ligeras, y con viscosidades de hasta 200 S.S.U. (40cps.). Para viscosidades altas, se encuentra disponible la respectiva serie de bombas mRoy (a 7500 cps). La precisión repetitiva del volumen de la descarga medida, es mantenida en un rango de mas-menos 1% a condiciones constantes de presión, temperatura y ajuste inicial de la capacidad de la bomba.

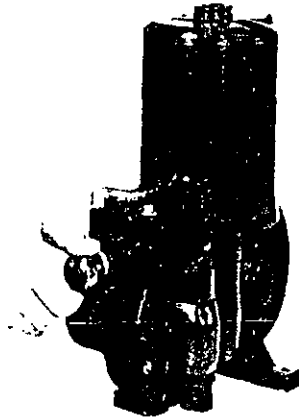


Figura 1. Se muestra una fotografía de la bomba de solución, en donde se puede observar la forma como se regula el volumen desplazado.

Un émbolo recíprocante con una carrera fija, desplaza un volumen fijo de fluido hidráulico el cual actúa sobre un diafragma de teflón químicamente inerte para crear una acción de bombeo. Unas válvulas de no-retorno con doble esfera son utilizadas en la succión y en la descarga para asegurar una exactitud consistente métrica. El control de capacidad está disponible para ajustar para ajustar el volumen del fluido hidráulico el cual es "by-paseado" a la cavidad del diafragma (ver figura 1).

Las descargas con exactitudes repetitivas son posibles solamente si el volumen del aceite hidráulico en la cámara de desplazamiento se mantiene constante para cada carrera del émbolo. Esto es completado con la apertura mecánica de la cámara de desplazamiento hacia el depósito de aceite por un período de tiempo

corto, al final de cada carrera de succión y al inicio de cada carrera de compresión. Durante este período el aire o el vapor es sacado del sistema; el aceite perdido es repuesto, y permite ser hecho para la expansión o contracción del aceite debido al cambio de temperatura. Para una descripción detallada de los principios de operación, refiérase a la sección 3.

2 Instrucciones de Instalaciones

A continuación se describen las principales recomendaciones para una adecuada instalación de la bomba de diafragmas.

- Un incremento de confiabilidad puede esperarse si la localización de la bomba se realiza de tal forma que se evita colocarla a altas temperaturas ambientales (arriba de 37 C) con una pobre circulación de aire sobre el ensamble de la bomba.
- La bomba mRoy debe ser montada sobre alguna superficie plana y nivelada para el soporte de pie. Se cuenta con tres tornillos de nivel en el soporte de pie para usarse cuando la bomba sea firmemente anclada a la superficie (ver figura 2).
- Son colocados sobre los accesorios de la bomba soportes en todas las conexiones de la tubería a la bomba de tal forma que no existan esfuerzos mecánicos. Si no es el caso puede la tubería ser saltada para hacer las conexiones a la bomba. Los cartuchos de conexiones de las tuberías de descarga y de succión pueden ser posicionados con un arco de aproximadamente 150° para facilitar la colocación de tuberías a la bomba. Refiérase a las instrucciones de operación de la sección 3 para la descripción de los procedimientos de ajuste.

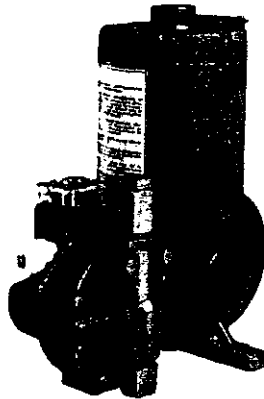


Figura 2 Se muestra una fotografía del detalle de la bomba de solución.

- Vacíe y sople todas las líneas de tuberías antes de conectar la bomba. Esto elimina alguna materia extraña la cual puede dañar severamente las partes internas de trabajo de la salida de líquido.
- Coloque un cedazo tipo malla Anderson 20, o similar, el cual está dimensionado para retener partículas extrañas con una mínima caída de presión en la línea de succión de la bomba.
- Instale válvulas de cerrado, con uniones en la bomba del lado de las válvulas, en las líneas de succión y descarga para facilitar el servicio.
- Tenga extremo cuidado cuando instale tuberías rígidas (tales como PVC) sobre las uniones finales de plástico de la bomba. Si excesivos esfuerzos o vibraciones son inevitables, se recomiendan el uso de conexiones flexibles. Nota: muchas uniones de tubería no son recomendadas para su uso con tubería plástica y si se usaron, pueden causar esfuerzos de fractura a las conexiones. Use solamente componentes recomendados para emplearse con materiales plásticos.
- Revise, para asegurarse, que la energía eléctrica sea compatible con las características el motor de la bomba, según la placa de conexiones. La rotación del motor puede ser CCW ("counter clock-wise", contrario a las manecillas del reloj) cuando es visto desde la parte superior del motor.
- En motores de una sola fase la rotación puede ser determinada en la fábrica y no puede ser cambiada. En motores de tres fases la rotación puede ser determinada durante la instalación y antes de inicializar. Una operación con la rotación equivocada puede dañar la bomba y el motor, y anula la garantía. El sentido de rotación se puede apreciar removiendo la placa de cubierta sobre las conexiones eléctricas (ver figura 3).

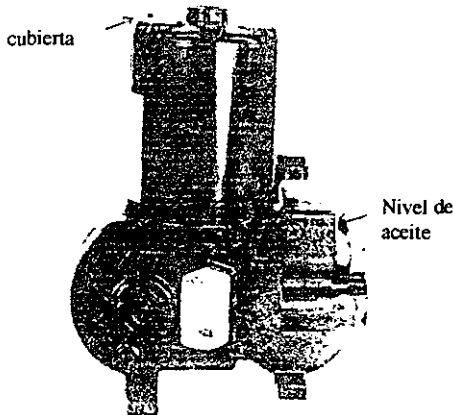


Figura 3 Se muestra una fotografía del detalle del medidor de nivel de aceite, placa de datos, y cubierta del motor eléctrico.

- El aceite es suministrado a la bomba para una instalación promedio (temperatura ambiente arriba de 10 C). Véase las recomendaciones

posteriores para bajas temperaturas. Llene la bomba y la caja de engranes lentamente vertiendo el aceite apropiado por el recipiente de purga de aire abriéndolo hasta que el nivel del aceite en el recipiente esté nivelado con la marca de nivel de aceite situada en el lado exterior de la superficie del recipiente (figura 3). El nivel también puede ser revisado con una barra en la tapa del recipiente de aceite.

Aceite recomendado (algún aceite equivalente es aceptable)	Temperatura ambiente -9 a 10 C	Temperatura ambiente arriba de 10 C
AGMA SPEC (Zurn Oil Co.)	AGMA-No. 2 EP No. EP 35	AGMA-No. 5 EP No. EP 95
ESSO		EP 220
Capacidad Nominal de aceite	Simple MRoy A 1 Qt. (.95 lt) MRoy B 3 Qts. (.95 lt)	Duplex 2 Qts. (1.9 lt) 4 Qts. (3.8 lt)

Tabla 1 Aceites recomendados para la bomba de diafragmas.

2.1 Tubería de succión

La tubería de succión debe estar absolutamente firme y libre de fugas. Para bombas mRoy en soluciones acuosas recomendamos que el tubo de succión sea de 3/4" mínimo de diámetro y un máximo de 6 pies de longitud. Si por cualquier motivo, la tubería deba ser diseñada para proporcionar una adecuada cabeza de succión neta positiva (NPSH) . Refiérase a la sección 3.4 de estas instrucciones. Se recomienda una succión inundada para una vida de servicio óptima y una operación libre de mantenimiento. Por lo tanto, la bomba mRoy puede operar con menor succión inundada si es necesario, de acuerdo con la tabla 2. El tanque de repuesto debe incorporar un interruptor de bajo nivel para parar el motor de la bomba antes de la entrada de la succión. De otra forma, la bomba puede ocasionalmente operar en seco.

Armadura	Modelo	NPSH min. [Psia]	Elevación [Fl. H ₂ O]
A	R-100-R113	10	10
A	R-200-R213	10	10
A	R-120-R123	10	10
A	R-220-R223	10	10
A	R-130-R133	10	10
A	R-230-R233	10	10
B	R-140-R144	12.5	5
B	R-240-R244	12.5	5
B	R-150-R154	12.5	5
B	R-250-R254	12.5	5
B	R-160-R164	14	2
B	R-160-R264	14	2

Tabla 2 Series R y series FR tienen algunas características de succión.

2.2 Tubería de descarga

Para descargas satisfactorias y control de capacidad, la presión de descarga en la bomba debe de ser de 50-70 PSIG mínimo. Entonces cuando está descargando a un sistema abierto, se debe de instalar un accesorio de retroceso de presión en el cartucho de descarga de la bomba o en la línea. Un resorte viene junto con la bomba en una bolsa de tela pequeña para la instalación en el cartucho de descarga para mejorar la presión de retorno requerida en la bomba si una válvula separada de presión de retorno no se usa. Instrucciones de instalación del resorte de presión de retorno-bomba metálica (ver figura 4). El resorte es instalado cuando la bomba va a estar descargando a un tanque abierto u otro sistema en donde la presión de retorno es menos a 50 PSIG. La instalación de este resorte asegurará exactitud de descargas repetitivas bajo estas condiciones. Después de que la bomba ha sido totalmente preparada, remueva la capucha del cuerpo e inserte el resorte por el asiento superior.

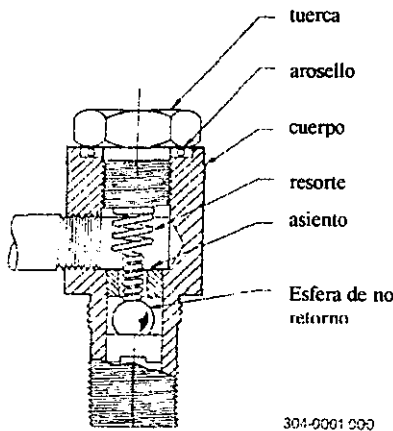


Figura 4 Resorte de presión de retorno-bomba metálica.

3 REESTABLECIMIENTO DE LA VÁLVULA DE ALIVIO

La bomba tiene incorporada internamente una válvula de alivio la cual está preajustada en la fábrica para accionarse cuando la presión del fluido excede las 125 PSIG. Refiérase a los diagramas de las partes de la bomba para una descripción gráfica más detallada de los mecanismos. De la examinación de estos dibujos se revelará un pequeño pasaje conectando el lado del aceite en la cavidad del cabezal del diafragma con el recipiente del aceite (ver figura 6). Este pasaje está restringido por un vástago cónico (parte 212-C) el cual está mantenido en su lugar por un resorte (parte 280-A) asegurado por un tornillo ajustable (parte 405-E). La parte 405-H es una capucha roscada de plástico que mantiene al tornillo de ajuste libre de polvo o suciedad y también actúa para evitar la filtración del aceite del recipiente, bajo condiciones de reestablecimiento.

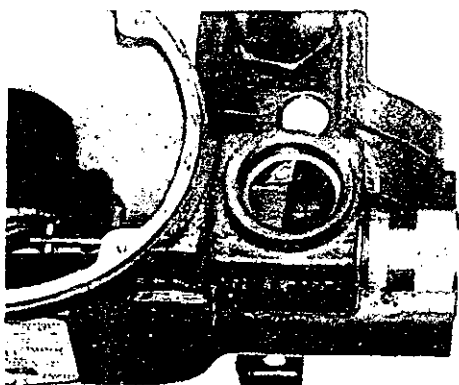


Figura 5 Detalle del recipiente en donde se encuentra alojado el pasaje que conecta el lado de aceite del diafragma con el recipiente de aceite.

En operación, el resorte ejerce presión sobre el vástago cónico y éste sostenido sobre del asiento de alojamiento hasta que la presión en el lado de la cavidad del aceite del diafragma excede la presión para la cual la válvula ha sido ajustada. Cuando esto ocurre, el vástago cónico es forzado fuera del asiento permitiendo que el aceite fluya de la cavidad del diafragma a través del pasaje mecánico a una apertura en el lado del recipiente de aceite. El material resistente del vástago cónico permite a la válvula de alivio actuar sin erosionarlo o erosionar la superficie del asiento. A pesar de que las válvulas de alivio son ajustadas en la fábrica para 100 PSI, pueden ser reajustadas a como se requieran para hasta un máximo de proporción de presión de la bomba. Esto puede hacerse de acuerdo a la forma como se explica en la sección.3.1.

3.1 Instrucciones de ajuste de la válvula de alivio

Con la bomba en operación a la presión de trabajo y una capacidad ajustada al 95 %,

- Remueva la cubierta de plástico de color amarillo localizada en la parte superior de la bomba junto al orificio de llenado de aceite (figura 6a).
- Empleando una llave hexagonal de 3/16" o de 5/16" de acuerdo a como se requiera para diferentes modelos de las bombas mRoy, gire el tornillo de ajuste en el sentido de las manecillas del reloj para incrementar la presión de descarga de la bomba hasta que deje de recircular a través de la válvula de alivio y se haya logrado la presión de trabajo deseada (figura 6b).

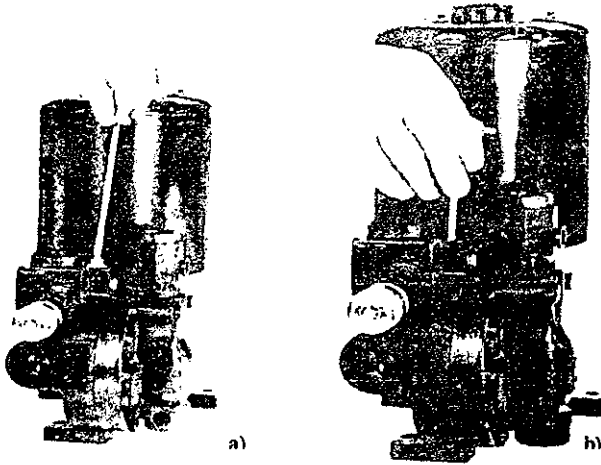


Figura 6 Detalle del ajuste a la válvula de alivio. a) Cubierta de plástico que protege al tornillo de ajuste. b) Movimiento del tornillo de ajuste de la presión de descarga usando una llave hexagonal tipo Allen.

- Cuando se ha detenido el funcionamiento de la válvula de alivio, ajuste el tornillo a una vuelta posterior a este punto. Para determinar si la válvula de alivio está actuando, inserte su dedo índice al interior del recipiente de aceite abriendo y situándolo en contra de la apertura de by-pass cuando ocurra la pulsación del aceite de la válvula de alivio (figura 7).

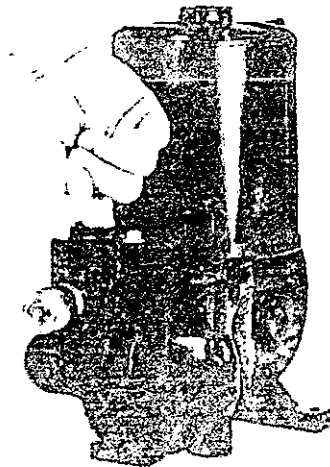


Figura 7 Detalle de la forma de inspeccionar la detención del funcionamiento de la válvula de alivio. Se inserta el dedo índice para verificar que el aceite hay dejado de recircularse.

- Reinstale la cubierta de plástico del tornillo de ajuste.

- Si la bomba es dejada funcionando por períodos de tiempo largos con la válvula de alivio operando, es posible que el vástago cónico comience a erosionarse. Si esto sucede, remueva la cubierta de plástico, tornillo de ajuste y resorte. El vástago cónico puede removerse haciendo funcionar al motor provocando que el aceite fluya a través del puerto de la válvula de alivio haciendo flotar al vástago cónico hacia arriba y hacia fuera del agujero dentado, o usar una pinza.
- Para reemplazar el vástago cónico, temporalmente únalo al extremo del resorte con grasa espesa, entonces déjenlos caer dentro del lugar del agujero dentado. Instale el tornillo de ajuste hasta que el resorte quede ligeramente comprimido (el punto en el cual esto sucede puede ser determinado con una medición simple). Si la bomba está ahora fijada en el nivel apropiado de aceite y el motor está funcionando, algunas burbujas de aire aparecerán permitiendo limpiar el conducto y entonces se puede ajustar la válvula de alivio a la presión de trabajo deseada, como se describió previamente.

¡PRECAUCIÓN!

- Cuando ocurre el accionamiento de la válvula de alivio, especialmente en bombas con émbolos grandes, el aceite puede ser expulsado a grandes velocidades del puerto de by-pass. Las precauciones normales que se deben observar para prevenir este salpicado en el área circundante.
- Este alivio está pensado primeramente para la protección de la bomba en el caso de que la succión o la descarga del sistema se encuentren bloqueadas cuando la bomba se encuentre en operación. Si la bomba es la única fuente de presión en el sistema activo, el sistema hidráulico de la válvula de alivio en la bomba también protegerá al sistema activo. Si existen otras fuentes de presión en el sistema activo, debe ser instalada en la línea de descarga de la bomba otro tipo de válvula de alivio con alto grado de resistencia química tan cerca de ella como sea posible y siempre entre la bomba y alguna válvula de desviación. Los tubos al exterior del sistema de la válvula de alivio deben retornar al tanque de succión, con el final abierto de la tubería visible en todos los casos. En esta forma, el escape de la válvula de alivio puede con facilidad detectarse.
- Por razones de seguridad, se recomienda el uso de una válvula de no-retorno en la línea de descarga cercana al punto en donde la línea entra a un recipiente de alta presión.

4 INSTALACIONES AL EXTERIOR

La bomba mRoy está diseñada como una unidad total cerrada lista para instalarse en interiores o en exteriores. Por lo tanto, para las instalaciones al exterior, el área de montaje de la bomba debe ser seleccionada para proporcionar protección en contra de condiciones ambientales extremas tales como:

- La operación con una continua exposición a asoleamiento tropical o subtropical con temperaturas ambientes arriba de los 32 C, la cual puede causar el excesivo calentamiento del aceite que afectará a la lubricación de la bomba. Una buena práctica de instalación indica proporcionar una cubierta para proveer sombreado a la bomba con los lados abiertos para obtener la mejor circulación del aire alrededor de ella.
- Frecuentemente han sido hechas instalaciones mal construidas para la bomba en lugares donde existen temperaturas ambiente debajo de los -1 C. Se recomienda proporcionar una cubierta aislante, removible, sobre la bomba y la base de montaje con provisiones para un calentador eléctrico (100 Watt ligeros, lámpara calefactora, sábana calefactora, etcétera.) para mantener la temperatura del aceite arriba de -1 C.

5 PRINCIPIOS DE OPERACIÓN

La acción de bombeo es desarrollada y controlada por cuatro componente básicos tal y como se indica a continuación (figura 8).

- El émbolo de la bomba "A" el cual tiene un movimiento recíprocante con una longitud de carrera constante que desplaza al aceite dentro y fuera de la cámara del diafragma "C".
- El diafragma flexible "X" que es una partición móvil entre el aceite del émbolo y el fluido que va a ser bombeado.

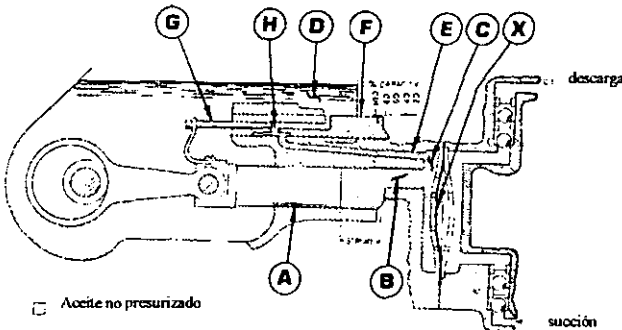


Figura 8 Detalle de los componentes de la bomba de solución.

- Un circuito de by-pass del aceite de la cámara del diafragma "C" al recipiente "D" al pasaje "E" por by-pass al puerto "H" y la válvula de control "F".
- Un émbolo de control de by-pass "G" el cual se mueve y está directamente acoplado al émbolo de la bomba para tener en correlación el by-pass fuera del puerto "H" a la posición del émbolo de la bomba.

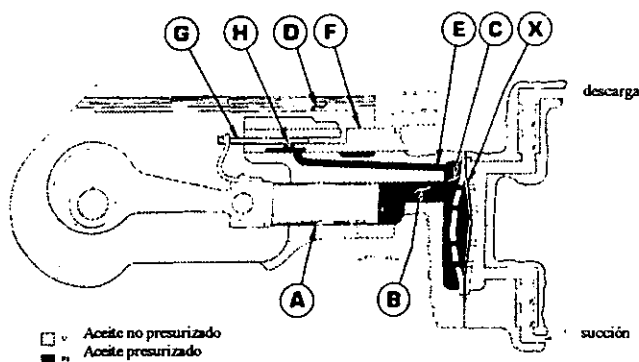


Figura 9 Detalle esquemático del accionamiento de la bomba de solución de volumen controlable (de diafragma) marca Milton Roy modelo A R-130-R133 10 10.

Durante la operación, como el émbolo de la bomba y el émbolo del control de by-pass se mueven hacia delante como lo muestra la figura 10, el aceite desplazado es "by-paseado" al recipiente del aceite hasta el émbolo de control "G" cerrando el puerto de by-pass "H" como se muestra en la figura 9. Entonces el balance entre el desplazamiento del émbolo es impuesto sobre el diafragma flexible el cual se mueve y desplaza al fluido iniciando el bombeo a través de las esferas de descarga de no-retorno. En la carrera de succión el émbolo de la bomba succiona aceite de la cavidad del diafragma, lo cual a su vez mueve al diafragma flexible y succiona al fluido a través de la esfera de no-retorno en la línea de succión. Cuando el émbolo de control "G" abre el puerto de by-pass "H" el balance del aceite desplazado puede ser restituído del recipiente a través de los pasajes de by-pass.

La capacidad de descarga del fluido puede ser ajustada de 0-100% girando la perilla de ajuste, la cual acciona la válvula de control "F" de tal forma que el puerto de by-pass "H" es cerrado al porcentaje deseado de la carrera total del émbolo. Cuando la válvula de control es ajustada al 100% de su capacidad el puerto de by-pass será posicionado de tal forma que es abierto hasta el final de la carrera de succión. Entonces durante la carrera de compresión, el puerto de by-pass es inmediatamente cerrado para que el desplazamiento completo del émbolo sea aplicado sobre el diafragma flexible.

Cuando la válvula de control es ajustada al 50% de su capacidad el puerto de by-pass será posicionado de tal forma que es abierto cuando el émbolo haya completado la mitad de la carrera de succión. En la siguiente carrera de compresión el aceite desplazado por el émbolo de la bomba será by-paseado, a través del puerto abierto, al recipiente para el primer 50% de la carrera antes de que el puerto de by-pass sea cerrado por el émbolo de control; entonces el 50% restante de la presión de desplazamiento originada por émbolo se impondrá sobre

el diafragma flexible de tal forma que el fluido es descargado para solamente el 50% de la carrera del émbolo. Un análisis similar podrá ser aplicado para el 0% de capacidad ajustada en la válvula de control cuando todo el aceite desplazado por émbolo es by-paseado al recipiente.

6 INICIACIÓN DE FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA

Antes de arrancar por primera vez la bomba revise lo siguiente:

- Revise que el nivel de aceite en el depósito se encuentre hasta o arriba de la marca de señalamiento.
- Ajuste la perilla del control de la capacidad del volumen entre un 30 o 40 % de la capacidad máxima.
- Asegúrese que la línea de succión, cartucho de líquido y cartucho de descarga estén totalmente llenos con el fluido del sistema.
- Si es práctico instale temporalmente una línea de descarga retornando al tanque de succión incorporando una válvula de alivio de 100 PSIG para facilitar el funcionamiento de la bomba durante las primeras horas de trabajo.
- En el arranque inicial, trabaje la bomba durante 10 o 20 segundos, después párela por otros 20 o 30 segundos. Repita esta operación aproximadamente 15 veces para permitir purgar la cavidad de aceite del diafragma. Para revisar la apropiada rotación del motor refiérase al párrafo 2.0.8. Durante estos arranques cortos preste atención en algún ruido anormal o de rompimiento, y se presenta, refiérase a la carta de desperfectos, sección 6.
- Haga funcionar la bomba durante media hora a una hora para calentar el aceite. Revise la línea de descarga para las indicaciones del flujo.
- Incremente paulatinamente la capacidad ajustando la perilla hasta el máximo de su capacidad y opérela por 10 o 20 minutos.
- Precaución No exceda el ajuste del 100% de la capacidad con la perilla porque podrá ocurrir un funcionamiento errático o se reducirá la precisión.
- Reduzca la capacidad ajustando entre un 30 o 40% del máximo de la capacidad y opérela durante algunos minutos, entonces incremente la capacidad ajustándola hasta el 100% por aproximadamente 10 minutos. Repita lo anterior algunas para asegurarse que el aire ha sido purgado del cartucho y este completamente lleno de líquido (Como regla general, para purgar aire o vapor de la cámara de desplazamiento del aceite de la bomba reduzca la capacidad ajustándola entre un rango de 20 a 40%, y para purgar aire o vapor de la línea de líquido incremente la capacidad hasta el 100% o si es posible descargue a la presión atmosférica por espacio de 30 segundos a un minuto).
- La bomba ahora está lista para operar continuamente. Calcule cual es la capacidad deseada como un porcentaje de la capacidad máxima en la placa de datos de la bomba, o de la capacidad nominal a la presión requerida en el sistema. Como se indica en la tabla 2, capacidad contra presión, señala el valor deseado. Cada bomba es probada en la fábrica para confirmar que su funcionamiento reúne las requerimientos de capacidad-presión (cuando son probadas con agua).

APÉNDICE C

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LA VÁLVULA MICROMÉTRICA MARCA SWAGELOK MODELO SS-4LMH-NE

La válvula micrométrica marca Swagelok modelo SS-4LMH-NE (figura 1) está fabricada en acero inoxidable y con arosellos (conocidos comúnmente como O-rings) de neopreno. Además la válvula cuenta con un Nupro-mando Vernier, NY-2M-K6, que auxilia en el ajuste fino del control de volumen y de caída de presión.

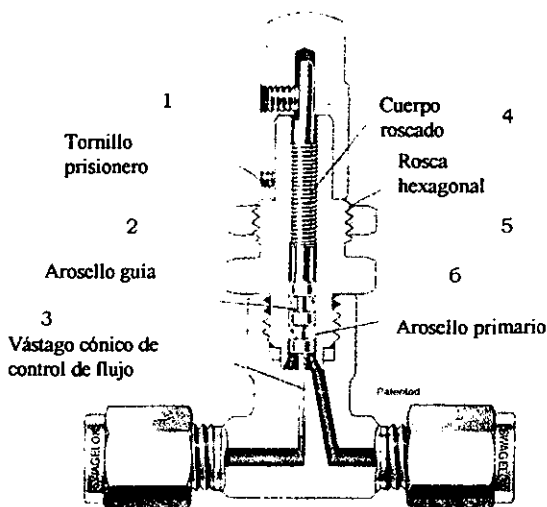


Figura 1 Detalle de la válvula micrométrica marca Swagelok modelo SS-4KL-MH-NE con Nupro-mando Vernier NY-2M-K6. Se muestra el paso del refrigerante a través de la válvula y la forma como controla el flujo.

1 COMPONENTES DE LA VÁLVULA MICROMÉTRICA

En la Figura 1 se señalan los componentes de la válvula micrométrica,

- 1) Tornillo prisionero con cabeza Allen-hexagonal, para asegurar el nupro-mando Vernier al cuerpo de la válvula.
- 2) Arosello (o-ring) guía, para evitar fugas durante choques de presión o por golpes de ariete.
- 3) Vástago cónico para lograr un excelente control de flujo y para evitar golpes de ariete iniciales.
- 4) Cuerpo roscado, prolongación del vástago cónico; sirve para subir o bajar el vástago y de esta forma bloquear o dar paso al fluido a través de la válvula.

- 5) Rosca hexagonal exterior. Sirve para evitar daños al cuerpo de la válvula y al orificio.
- 6) Arosello (o-ring) primario del cuerpo del vástago para contener el fluido dentro del sistema.

2 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE ESTA VÁLVULA SON LAS SIGUIENTES,

- 1) Soporta presiones de hasta 68 bar (1000 psig).
- 2) Soporta temperaturas de -23 a 204 C (-10 a 400 F) con sellos de viton.
- 3) La forma del cuerpo, está hecha en acero inoxidable, en forma recta.
- 4) Cuenta con conexiones en ambos extremos del tipo tubing de ¼ marca Swagelock®.
- 5) Construida en acero inoxidable 316 (ASTM).
- 6) Tuerca de servicio para montarse en panel.
- 7) Cuenta con un Nupro-mando Vernier para ajustar con precisión el flujo volumétrico del líquido.
- 8) El coeficiente de flujo máximo (Cv) es de 0.15 según datos de flujo mostrados en la figura D.2. a.
- 9) Cuenta con un orificio de 3.25 mm (0.128 pulgadas).
- 10) Cuenta con una conicidad en el cuerpo, de 5°.
- 11) Los giros para abrirla totalmente son de entre 10 y 12.
- 12) Volumen interno es de 570 mm³ (0.035 in³).

Todas las válvulas Swagelock son limpiadas y empacadas por la misma empresa con especificación SC-10. Limpieza y empacado especial con una especificación Swagelock SC-11 es estándar para válvulas acabadas CAJON VCR. El control de vueltas es ajustado en flujo estándar de 3 a 10 cm³/min con presión de aire de entrada de 1 bar (15 psig).

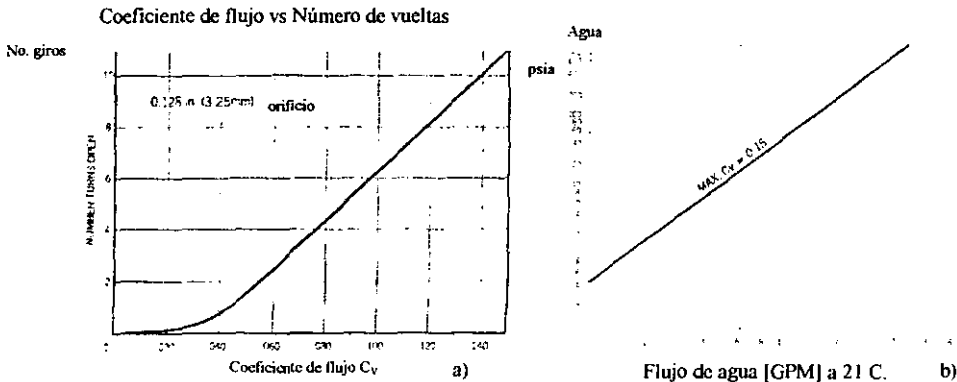


Figura 2 Gráficas de datos técnicos de la válvula micrométrica Swagelok modelo SS-4L-MH-NE. a) Coeficiente de flujo (Cv) de acuerdo al número de vueltas de apertura. b) Caída de presión de acuerdo al flujo volumétrico y al máximo Cv.

La válvula micrométrica está construida con los siguientes materiales (los números se refieren a la figura 3. a y los superíndices a la tabla 1.

- 1) Mando de control construido en aluminio 6061-T651/B211 o nupro-mando vernier NY-2M-K6⁴.
- 2) Tornillo prisionero en aleación de acero ANSI 18.3⁵.
- 3) Tuerca para montaje en panel 316SS/A276 o A479.
- 4) Sombrero esclavo, 316SS.
- 5) Sombrero roscado internamente para alojar al vástago regulador, 316SS/A479.
- 6) Aro guía construido en fibra de vidrio TFE.
- 7) Cuerpo de la válvula, acero inoxidable 316SS/A182⁶.
- 8) Arosello de primer sellado, en viton⁹.
- 9) Cuerpo de la válvula, construido en acero inoxidable de grado, con especificación ASTM.

Recubrimientos	Lubricantes
4 Verde anodizado.	8 Base de desulfato de Molibdeno
5 Óxido negro y ligero aceite.	9 Base siliconizada
6 Cromo plateado salpicado de plata	
7 Cromo plateado duro	

Tabla 1 Tipos de recubrimientos y lubricantes usados en la construcción de la válvula micrométrica marca Swagelok modelo SS-4L-MH-NE.

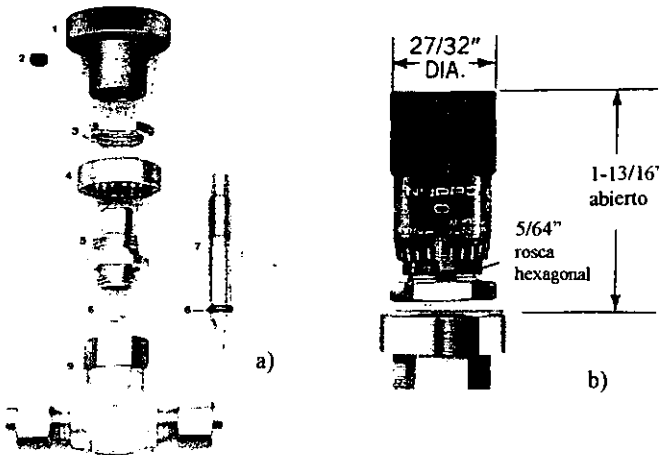


Figura 3 Detalles de los materiales de construcción de la válvula micrométrica Swagelok modelo SS-4L-MH-NE. a) Componentes de la válvula. b) Detalle del Nupro-mando Vernier NY-2M-K6.

Clave	Tipo de conexión Ent./Sal.	Forma de la válvula	Dimensiones [mm]				
			A abierto	A cerrado	B	C Hex	N
SS-4L-MH	¼ Swagelok	Recta	81.763	53.340	29.362	14.288	31.75

Tabla 2. Dimensiones de la válvula micrométrica Swagelok modelo SS-4L-MH-NE.

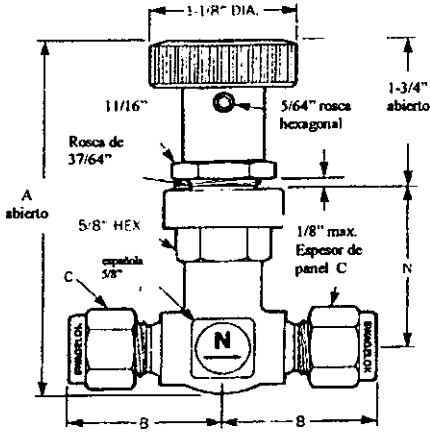


Figura 4 Detalles de las dimensiones de la válvula micrométrica Swagelok modelo SS-4L-MH-NE.

APÉNDICE D

1 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO PARA LA CALIBRACIÓN DE LOS RTD's

El sistema para calibración de RTD's está constituido en su conjunto por un tanque, que contiene el fluido de calibración (agua), y un cabezal en línea recta en donde se instalan los RTD's a calibrar y los termómetros de referencia. El tanque y el cabezal se ensamblan con una tuerca unión. El objetivo de este sistema es alcanzar la temperatura de prueba deseada teniendo un flujo de agua en estado permanente.

El tanque para calibración está constituido por: un tanque con tres líneas (alimentación- descarga, un by pass y una bomba de bajo flujo para recirculación y mezclado). También cuenta con una mirilla de cristal graduada, una resistencia eléctrica interna colocada verticalmente en el interior del tanque que es utilizada para calentar el fluido a la temperatura deseada, además de un manómetro analógico y un termopar de referencia. El tanque se encuentra soportado por una estructura de madera. Se tiene una bomba de recirculación con la cual se impulsa el fluido empleado en la calibración, o en su defecto antes de iniciar la prueba se emplea para homogeneizar la temperatura al interior del tanque. Se registra la temperatura por medio del termopar previamente calibrado que se encuentra en el by pass. En la parte superior se encuentra el manómetro de carátula que proporciona las lecturas de presión. La mirilla de cristal está calibrada para conocer el flujo volumétrico de entrada y de salida. El tanque cuenta con un aislamiento térmico para evitar pérdidas de energía hacia el medio ambiente. De igual forma la línea de prueba se encuentra perfectamente aislada térmicamente. El tanque de calibración se muestra en la figura 1.

El dispositivo empleado para la calibración de RTD's es un cabezal en línea, este cabezal está construido en CPVC, excepto las conexiones, donde se instalarán los RTD's y termómetros de referencia, que son de hierro galvanizado; en la parte final del cabezal se encuentra una válvula de aguja que se utiliza como reguladora de flujo. En este cabezal se pueden calibrar simultáneamente tres RTD's; en la figura 2. se muestra el cabezal para calibración. En el interior de la tubería del cabezal, antes de cada conexión se colocó un mezclador para lograr una mayor homogeneización del fluido antes de pasar por cada RTD de prueba.

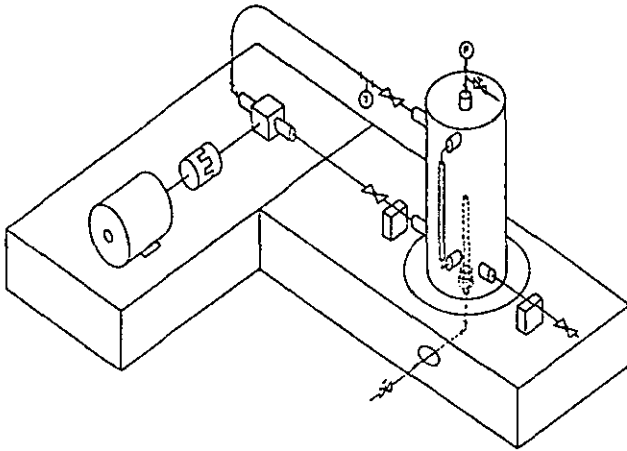


Figura 1 Tanque aislado térmicamente usado en la calibración de RTD's.

En la figura 3 se muestran los mezcladores empleados. El cabezal se encuentra soportado por una base rígida de madera, se encuentra debidamente aislado térmicamente con fibra de vidrio con el fin de minimizar las pérdidas de energía térmica, y recubierto con manta de cielo para proteger el aislamiento.

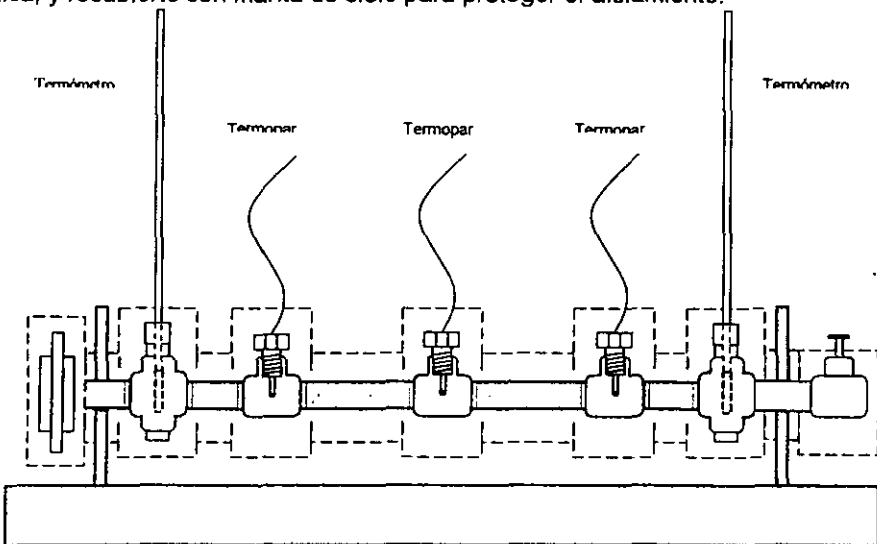


Figura 2 Cabezal para calibración

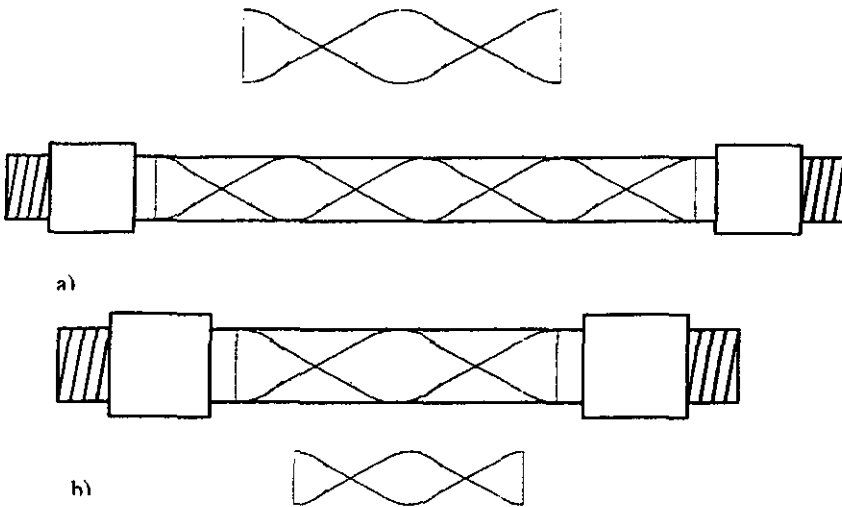


Fig. 3 a) Mezclador Largo, b) Mezclador corto

2 SISTEMA DE ADQUISICION DE DATOS

El sistema de adquisición de datos empleado es un HP 3852A, que cuenta con tres tarjetas multiplexoras, para conexión de 60 instrumentos; éste sistema está acoplado a una estación de trabajo HP 382 que funciona como controlador del sistema de adquisición de datos. El programa con el cual se realiza la adquisición y almacenamiento de datos es el paquete de cómputo HP VeeTest, éste paquete presenta las siguientes ventajas,

- Es fácil de programar.
- Es muy rápido para la adquisición y el almacenamiento de datos.
- Se puede ver gráficamente los valores durante el proceso de adquisición.
- Se pueden ver los valores en la pantalla sin salir del programa.
- Se pueden leer valores de voltaje o de temperatura de los RTD's
- Se puede declarar el tipo de sensor que se desea utilizar.

Los valores desplegados en pantalla son valores en unidades de C de temperatura, únicamente se tendrá que declarar en el programa el tipo de sensor usado ya sea RTD o termopar (en sus diferentes variedades J, K o T). La figura 4 muestra una foto de la pantalla del sistema de adquisición de datos. Una vez acoplado el sistema de adquisición de datos, se realizaron pruebas preliminares que consistieron en conectar algunos RTD's y realizar mediciones a temperatura ambiente, obteniéndose resultados satisfactorios.

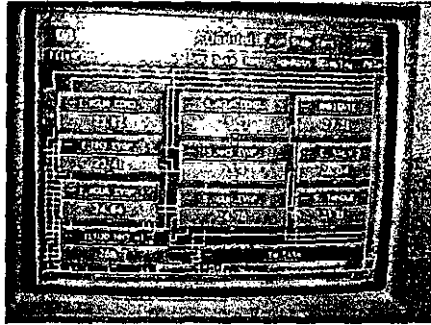


Fig. 4 Fotografía de la pantalla que muestra el programa VEETEST de adquisición de datos.

3 PROCEDIMIENTO DE CALIBRACIÓN Y TOMA DE DATOS

El procedimiento de calibración es el siguiente y de toma de datos es el siguiente,

- Se introduce agua en el tanque hasta un 90% de su capacidad, se calienta el agua por medio de la resistencia eléctrica hasta alcanzar la temperatura deseada y se recircula hasta homogeneizarla, utilizando la bomba de rodillos y el by pass.
- Se hace circular el agua por el cabezal abriendo la válvula de bola que se encuentra al inicio del cabezal, para asegurar que el flujo sea constante durante toda la toma de datos; se ajusta la descarga del flujo con la válvula de aguja que se encuentra en la parte final del cabezal.
- Una vez que se inicia la corrida, se ejecuta el programa del sistema de adquisición de datos, que registrará y archivará los valores de temperatura.
- Se toman manualmente los valores de temperatura de los termómetros de referencia.
- El procedimiento se repite empleando diferentes temperaturas.

4 DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LOS ADAPTADORES PARA INSTALAR LOS RTD'S

Se instalan los RTD's, previamente calibrados, en unos accesorios especialmente diseñados para sus montajes en las líneas de amoníaco líquido, amoníaco vapor, y agua caliente. Los accesorios empleados para el montaje de los RTD's fueron diseñados específicamente para esta aplicación, debido a que el proveedor no presentó ninguna solución al problema de la instalación, ni tampoco en el Departamento de Refrigeración y bombas de calor había tenido experiencia alguna en este tipo de instalación. En la figura 5 se muestra un detalle esquemático y una fotografía de la construcción e instalación de los adaptadores para colocar los RTD's.

El diseño de los accesorios para la instalación de los RTD's en las líneas de amoniaco consiste en lo siguiente: se maquinaron de acero al carbón tapones machos de 15 mm de longitud los cuales se les hicieron roscas de $\frac{1}{2}$ " NPT (rosca cónica). Posteriormente a centros en forma axial y a todo lo largo del tapón se les hicieron perforaciones de $\frac{15}{64}$ " con un barreno de alta velocidad para permitir el paso del sensor del RTD. A continuación se les hicieron pasar también en forma axial, pero solamente hasta una longitud de 10 mm, un barreno de alta velocidad de $\frac{11}{32}$ ". En las cavidades de los $\frac{11}{32}$ " se procedió a realizar roscas interiores de $\frac{3}{8}$ " 24 hilos UNF con las que se sujetarían los conectores propios de los RTD's. Cabe aclarar que para lograr un sellado perfecto a los vástagos de los RTD's se les colocó dos o-rins de neopreno. El diseño de los accesorios para la instalación de los RTD's en las líneas de etilenglicol-agua consistió en lo siguiente: se maquinaron de bronce tapones machos de 15 mm de longitud los cuales se les hicieron rebajes con el torno para poder colocarlos como accesorios en la tubería de cobre de $\frac{3}{8}$ ". Posteriormente a centros en forma axial y a todo lo largo del tapón se les hicieron perforaciones de $\frac{15}{64}$ " con un barreno de alta velocidad para permitir el paso del sensor del RTD. A continuación se les hicieron pasar también en forma axial, pero solamente hasta una longitud de 10 mm, un barreno de alta velocidad de $\frac{11}{32}$ ". En las cavidades de los $\frac{11}{32}$ " se procedió a realizar roscas interiores de $\frac{3}{8}$ " 24 hilos UNF con las que se sujetarían los conectores propios de los RTD's. De igual forma para lograr un sellado perfecto a los vástagos de los RTD's se les colocó dos o-rins de neopreno.

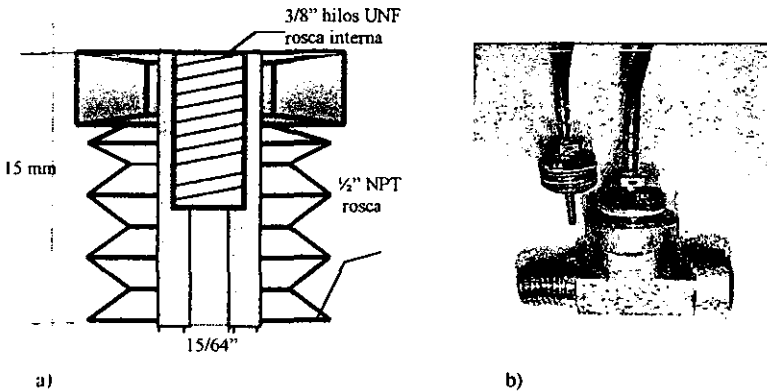


Fig. 5 Detalle esquemático a), y b) fotografía del adaptador para colocar los RTD's.

APÉNDICE E

1 ANÁLISIS ADIMENSIONAL

En estudios sobre convección es una práctica muy común adimensionalizar las ecuaciones que la gobiernan y combinar las variables, en grupos tales que juntas estas variables forman un número adimensional, con el ánimo de reducir el número total de variables.

1.1 Número de Nusselt

Es por lo mismo una práctica muy común adimensionalizar el coeficiente convectivo de transferencia de calor con el número de Nusselt, que se define como,

$$Nu = \frac{h\delta}{k} \text{ adimensional,} \tag{1}$$

donde, k es la conductividad térmica del fluido [W/mK], δ es la longitud característica [m], h es el Coeficiente convectivo de transferencia de calor [W/m²K]. Entendamos ahora el significado del número de Nusselt. Consideremos una capa de fluido con un espesor δ y una diferencia de temperaturas $\Delta T = T_2 - T_1$, figura 1.

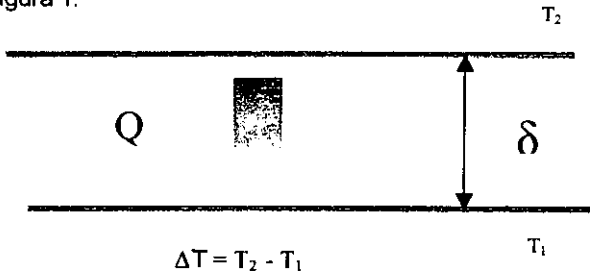


Figura 1 Descripción esquemática del significado del número de Nusselt. Considerando una capa de fluido con espesor δ y una diferencia de temperaturas $\Delta T = T_2 - T_1$.

Transferir calor a través de la capa de fluido es por convección, cuando el fluido involucra algún movimiento y por conducción cuando la capa del fluido carezca de movimiento. El flujo de calor (transferencia de calor por unidad de tiempo y por unidad de área) en ambos casos está establecido como,

$$q_{convectivo} = h\Delta T, \tag{2}$$

$$q_{\text{conectivo}} = -k \frac{\Delta T}{\delta}, \quad (3)$$

haciendo una proporción tenemos,

$$\frac{q_{\text{conectivo}}}{q_{\text{conectivo}}} = \frac{h\Delta T}{k\Delta T/\delta} = \frac{h\delta}{k} = Nu, \quad (4)$$

Entonces el número de Nusselt representa el mejoramiento de la transferencia de calor a través de la capa del fluido como un resultado de la convección, relativa a la conducción a través de la misma capa de fluido. A un número de Nusselt más grande, es más efectiva la convección. Un número de Nusselt igual a uno representa, para una capa de fluido, transferencia de calor por conducción pura.

1.2 Fuerza de arrastre o de fricción

La fuerza de arrastre (o fuerza de fricción) por unidad de área se llama esfuerzo de deformación y se denota como τ . Estudios experimentales indican que este esfuerzo en la mayoría de los fluidos es proporcional al gradiente de velocidad, entonces,

$$\tau_x = \mu \frac{\delta v}{\delta y} \Big|_{y=0} (N/m^2), \quad (5)$$

donde, μ es la constante de proporcionalidad llamada viscosidad dinámica del fluido. La viscosidad de un fluido es una medida de la resistencia a fluir y es fuertemente dependiente de la temperatura. La viscosidad de los líquidos disminuye con el incremento de la temperatura, a su vez la viscosidad de los gases aumenta al incrementarse la temperatura. El coeficiente de fricción es un parámetro importante en los estudios de transferencia de calor debido a que está directamente relacionado al coeficiente de transferencia de calor y a los requerimientos de potencia de una bomba o de un ventilador. Una mezcla rápida del fluido en un flujo turbulento como resultado de una rápida fluctuación, mejora la transferencia de calor y del momentum, entre las partículas del fluido, lo cual incrementa la fuerza de fricción sobre la superficie y la transferencia de calor convectiva. Esto también provoca el alargamiento de la capa límite. Tanto el coeficiente de fricción como el coeficiente de transferencia de calor alcanzan sus máximos valores cuando los flujos se encuentran totalmente desarrollados, turbulentamente. El mejoramiento de la transferencia de calor provocado por un flujo turbulento no es un aspecto gratuito. Puede ser necesario usar bombas muy grandes o ventiladores muy grandes con la finalidad de provocar turbulencia

teniendo como resultado fuerzas de fricción grandes acompañando a flujos de calor grandes.

1.3 Número de Reynolds

La transición de un flujo laminar a un flujo turbulento depende de la geometría de la superficie, rugosidad superficial, velocidad de las líneas libres, temperatura de la superficie, tipo de fluido y algunas otras cosas. Después de exhaustivos experimentos en 1880 Osborn Reynolds descubrió que el régimen del flujo depende mayormente de la proporción de las fuerzas de inercia a las fuerzas viscosas en un fluido. Esta proporción es llamada el número de Reynolds. Re es igual a, Fuerzas de inercia / Fuerzas viscosas.

$$Re = \frac{\rho V^2 / \delta}{\mu V / \delta^2}, \tag{6}$$

$$Re = \frac{\rho V \delta}{\mu}, \tag{7}$$

$$Re = \frac{V \delta}{\nu}. \tag{8}$$

El número de Reynolds es una cantidad adimensional. Hay que hacer notar que la viscosidad cinemática (ν) se diferencia de la viscosidad dinámica (μ) por el factor de la densidad (ρ). La viscosidad cinemática tiene por unidades m^2/s la cual es idéntica a la unidad de difusividad térmica y puede ser vista como una difusividad viscosa. La longitud característica (δ) es la distancia de la esquina superior en la dirección del flujo, para placas planas y el diámetro para un cilindro circular o para una esfera. A números de Reynolds grandes, las fuerzas de inercia, las cuales son proporcionales a la densidad y a la velocidad del fluido (V), son relativamente más grandes que las fuerzas viscosas y entonces éstas últimas no pueden prevenir las rápidas y aleatorias fluctuaciones del fluido. A números de Reynolds pequeños, las fuerzas viscosas son lo suficientemente grandes para vencer a las fuerzas de inercia y mantener al fluido en orden. Entonces como resultado del análisis anterior, el flujo es turbulento para el primer caso y laminar para el segundo.

1.4 Capa límite térmica

Capa límite térmica. Consideremos el flujo de un fluido a una temperatura uniforme de su alrededor T_∞ sobre una placa plana que tiene una temperatura T_s , como se muestra en la figura 2. Las partículas del fluido en la capa adyacente a la

superficie alcanzarán el equilibrio térmico con la placa y suponemos la temperatura de la superficie. Estas partículas intercambiarán energía con las partículas de las capas subsiguientes. Como resultado, se desarrolla.

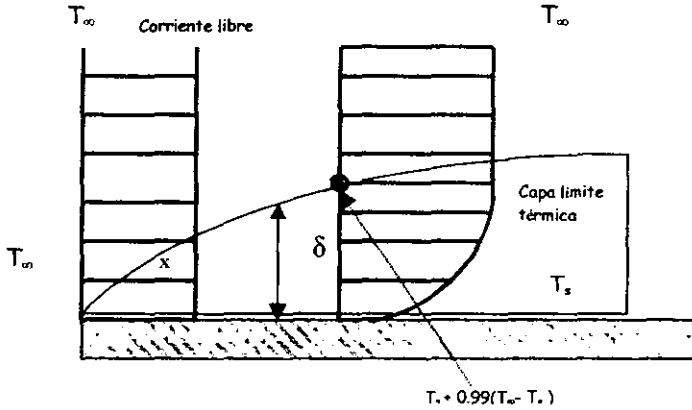


Figura 2 Diagrama esquemático de la capa límite térmica.

2 TEOREMA DE BUCKINGHAM

Toda vez que se han obtenido los datos experimentales para determinar el coeficiente global de transferencia de calor convectivo, se deben organizar convenientemente y específica en forma de relaciones entre los grupos adimensionales de las variables pertinentes. La forma más sencilla para seleccionar los grupos adimensionales apropiados para un problema específico es el análisis dimensional mediante el teorema PI (π) de Buckingham y el método de los índices. La metodología aplicada a la transferencia de calor convectiva es complicada debido al número de variables que intervienen en el proceso.

2.1 revisión de los números adimensionales relacionados con flujos viscosos simples

El número de Reynolds es el grupo adimensional que por excelencia caracteriza a un flujo viscoso.

$$Re = \frac{V_{max} \delta}{\frac{\mu}{\rho}} = \frac{V_{max} \delta}{\nu}, \tag{9}$$

donde, V_{\max} es la velocidad máxima [m/s], δ es la longitud característica [m], μ es la viscosidad dinámica [Pa*s], ν es la viscosidad cinemática [m²/s] y ρ es la densidad [kg/m³]. Si suponemos que la densidad es constante, entonces $G = \rho U_b$, donde U_b es la velocidad de la masa. El coeficiente de fricción superficial c_f es una expresión de la transferencia de cantidad de movimiento a una pared.

$$c_f = \frac{\tau_s}{1/2 \rho V^2}, \quad (10)$$

τ_s es el esfuerzo cortante en la pared [N/m²]. El factor de fricción es el gradiente de presión en un flujo a través de tuberías.

$$f = \frac{\Delta P / L}{(1/2) \rho V^2 / D}, \quad (11)$$

ΔP es la caída de presión en un tramo de tubería de longitud L y de diámetro D [N/m²]. El factor L/D se llama factor de fricción de Darcy. En algunas literaturas se emplea el factor de Fanning que es cuatro veces el valor de Darcy. Cuando el flujo en el interior de la tubería está totalmente desarrollado hidrodinámicamente, esto es si el perfil de la velocidad no varía a lo largo del eje, entonces f y C_f están relacionados por medio de la expresión, $f = 4C_f$. La caída de presión a través de un orificio se puede hacer adimensional por medio del número de Euler,

$$E_u = \frac{\Delta P}{G^2 / \rho} = \frac{\Delta P}{\rho V^2}. \quad (12)$$

Flujo a través de un cilindro. Se fuerza a circular un flujo en el interior de tubo largo. El campo del flujo depende de la velocidad V , aguas arriba, del diámetro D y de la densidad ρ , y de la viscosidad cinemática μ , del fluido. Se espera que el flujo medio de calor por unidad de área de la pared dependa de las mismas variables y de la diferencia de temperaturas $\Delta T = T_s - T_\infty$ y del calor específico C_p y la conductividad térmica k del fluido. Entonces el calor queda expresado en función de muchas variables, esto es, si escribimos las variables con sus respectivas unidades,

$$q = f(V, D, \rho, \mu, \Delta T, C_p, k). \quad (13)$$

q_s	V	D	ρ	μ	ΔT	C_p	k
W/m^2	m/s	m	Kg/m^3	Kgm/s	K	W/kgK	W/mK

Analizando las variables y sus respectivas dimensiones, se observa que hay cinco dimensiones primarias y ocho variables, entonces según el teorema pi de Buckingham, se pueden tener 3 grupos adimensionales independientes con este número de variables.

$$[N_v - N_{dp}] = N_{ga}, \quad (14)$$

donde, N_v es el número de variables, N_{dp} es el número de dimensiones primarias, y N_{ga} es el número de grupos adimensionales. El método de los índices, es el más conocido para obtener los grupos adimensionales, y es de la siguiente manera, Se expresa cualquier grupo adimensional π como producto de las variables elevadas a cierto exponente,

$$\pi = q^a V^b D^c \rho^d \mu^e \Delta T^f C_p^g k^h. \quad (15)$$

Ahora sustituimos por las dimensiones correspondientes,

$$\pi = \left[\frac{W}{m^2} \right]^a \left[\frac{m}{s} \right]^b [m]^c \left[\frac{kg}{m^3} \right]^d \left[\frac{kg}{ms} \right]^e [K]^f \left[\frac{Ws}{kgK} \right]^g \left[\frac{W}{mK} \right]^h, \quad (16)$$

para que π sea adimensional, la suma de los exponentes de cada una de las dimensiones primarias debe ser igual a cero, se tiene así que,

Kg	$d + e - g = 0$
M	$-2a + b + c - 3d - e - h = 0$
S	$-b - e + g = 0$
K	$f - g - h = 0$
W	$a + g + h = 0$

Se obtiene un sistema de cinco ecuaciones algebraicas lineales con ocho incógnitas. Del álgebra lineal se sabe que el número de soluciones distintas es igual a la diferencia del número de ecuaciones y del número de incógnitas linealmente independientes del sistema, que está dado por el rango de la matriz de coeficientes; para este ejemplo se puede ver que el rango de la matriz es de cinco. Entonces hay $8 - 5 = 3$ soluciones distintas, tal y como lo establece el teorema de Pi. Se puede tener soluciones asignando valores arbitrarios a tres de los exponentes y dejar que las ecuaciones proporcionen los cinco valores restantes. Como los grupos adimensionales resultantes dependen de la elección primaria, entonces se genera un dilema. Sin embargo se puede hacer lo

siguiente: tomando como base algunas experiencias con la mecánica de los fluidos, se sabe que el número de Reynolds caracteriza al campo del flujo; entonces si hacemos $a = g = 0$ y $b = 1$.

$$\begin{aligned}
 d + e &= 0 && \text{i)} \\
 1 + c - 3d - e - h &= 0 && \text{ii)} \\
 1 - e &= 0 && \text{iii)} \\
 f - h &= 0 && \text{iv)} \\
 h &= 0 && \text{v)} \\
 \text{de iv) y v), } h &= 0, f = 0 \\
 \text{de iii), } e &= -1 \\
 \text{de iii) y i), } d &= 1 \\
 \text{de ii), } c &= 1
 \end{aligned}$$

$$\pi_1 = \left[\frac{m}{s} \right]^1 [m]^1 \left[\frac{kg}{m^3} \right]^1 \left[\frac{kg}{ms} \right]^{-1} = \frac{m^2}{s} \frac{kg}{m^3} \frac{ms}{kg}, \tag{17}$$

$$\pi_1 = \frac{VD\rho}{\mu}. \tag{18}$$

Posteriormente como se quiere que q_s aparezca en el grupo de variables independientes se toma $a = 0$ y $f \neq 0$ para que el coeficiente de transferencia de calor $q_s/\Delta T$ esté en el grupo. De manera arbitraria se toma $b = g = 0$.

$$\begin{aligned}
 d + e &= 0 \\
 -2 + c - 3d - e - h &= 0 \\
 e &= 0 \\
 f - h &= 0 \\
 1 + h &= 0
 \end{aligned}$$

Entonces se tiene que $h = -1, f = -1, e = 0, d = 0, c = 1$

$$\pi_2 = [D]^1 [q_s]^1 [\Delta T]^{-1} [k]^{-1} = m \frac{W}{m^2} \frac{1}{K} \frac{mK}{W}. \tag{19}$$

$$\pi_2 = \frac{q_s D}{\Delta T k}. \tag{20}$$

El resultado es el número de Nusselt promedio, \bar{Nu} . Para el tercer grupo, analicemos las propiedades del fluido que afectan el transporte de calor en el interior del fluido. Si se toma $g = 1$, $a = b = 0$.

$$\begin{aligned}d + e - 1 &= 0 \\c - 3d - e - h &= 0 \\-e + 1 &= 0 \\f - 1 - h &= 0 \\1 + h &= 0 \\h = -1, f = 0, e = 1, d = 0, c = 0\end{aligned}$$

$$\pi_3 = [\mu]^1 [Cp]^1 [k]^{-1}, \quad (21)$$

$$\pi_3 = \frac{\mu Cp}{k}. \quad (22)$$

El resultado es el número de Prandtl, Pr. El cociente $q_s/\Delta T$ es el coeficiente de transferencia de calor convectiva; el número de Nusselt puede considerarse como un coeficiente adimensional de transferencia de calor.

$$Nu = \frac{h_c L}{k}, \quad (23)$$

donde L es la longitud característica, distancia sobre una placa plana, diámetro de un cilindro en un flujo cruzado o el diámetro de la tubería para el flujo en tuberías. El número de Prandtl puede escribirse como,

$$Pr = \frac{Cp\mu}{k} = \frac{v}{k/\rho Cp} = \frac{v}{\alpha}. \quad (24)$$

El grupo está conformado por las propiedades del fluido, es el cociente de la viscosidad cinemática y la difusividad térmica. Otro nombre más adecuado para la viscosidad cinemática es difusividad de la cantidad de movimiento, entonces el número de Prandtl es el cociente entre las difusividades de cantidad de movimiento y térmica. El número de Prandtl se puede agrupar en 3 importantes categorías: metales líquidos $Pr \ll 1$, gases $Pr \approx 1$ y aceites $Pr \gg 1$. El número de Prandtl para el agua está en un rango de 1 a 10 como función de la temperatura. En el sentido de la transferencia de calor, las propiedades de un fluido dependen mucho del número de Prandtl.

$$St = \frac{\bar{h}_c}{CpG}, \quad (25)$$

Otro número adimensional importante es el número de Stanton medio St . Este número es un coeficiente de transferencia de calor adimensional alternativo que se relaciona con el número de Nusselt con la expresión,

$$St = \frac{Nu}{Re Pr} \quad (26)$$

Combinando los grupos anteriores podemos obtener otro grupo alternativo que es el número de Peclet.

$$Pe = Re Pr = \frac{VL}{\alpha} \quad (27)$$

3 CORRELACIÓN DE DATOS EXPERIMENTALES

En la vida profesional práctica, los cálculos de transferencia de calor convectiva son alimentados con coeficientes de transferencia de calor obtenidos de datos experimentales. Con el auxilio del análisis de adimensional se pueden planear los experimentos y organizar los datos obtenidos de manera eficiente.

3.1 Evaluación de las propiedades de los fluidos

Las propiedades de un fluido que normalmente aparecen en los grupos adimensionales que tienen que ver con la transferencia de calor por convección son la: densidad ρ [kg/m^3], la viscosidad dinámica μ [kg/ms], o la viscosidad cinemática ν [m^2/s], la conductividad térmica k [W/mK], el calor específico Cp [J/kgK], y el coeficiente de dilatación volumétrica β [$1/\text{K}$]. Los valores de estas propiedades están tabulados en muchas bibliografías para algunos fluidos. De estas tablas se observa que, los valores dependen de gran forma de la temperatura. En la transferencia de calor por convección existe por lo general una diferencia de temperatura entre la superficie y la masa o la corriente libre del fluido. Entonces surge la interrogante de que temperatura emplear para calcular las propiedades de un fluido con las que se construyen los grupos adimensionales. No es fácil responder, la variación de las propiedades es en sí un parámetro adicional por caracterizarse mediante otro grupo adimensional. Los efectos de propiedades variables sólo se determinan con experimentos rigurosamente cuidados. En los cálculos de ingeniería los efectos de propiedades variables se pueden manejar de la forma siguiente, para flujos externos todas las

propiedades se evalúan a una temperatura de referencia T_r , esto es la temperatura de referencia es la de la media aritmética de las temperaturas de la superficie y de la corriente libre. La temperatura de referencia también se conoce como temperatura de masa de película.

$$T_r = T_s - \alpha(T_s - T_\infty) \quad (28)$$

α es $\frac{1}{2}$ (a menos que se indique lo contrario).

Para flujos internos se puede usar también el método de la temperatura de referencia. Para líquidos con densidad constante, el método anterior no representa mayor complicación. Para gases con densidad variable al evaluar los números de Stanton y de Reynolds se vuelve más difícil. Para flujos internos la velocidad de masa por unidad de sección (ρV) siempre es igual $\frac{\dot{m}}{A_c}$; si la densidad varía a través de del conducto debe evitarse la separación densidad-velocidad para evaluar la densidad a la temperatura de referencia. En flujos internos se emplea el método del cociente de propiedades o cociente de temperaturas. En líquidos se usa un cociente de viscosidades o de números de Prandtl, debido a que la viscosidad varía más que otras propiedades. En gases se usa un cociente de temperaturas. La densidad, viscosidad y la conductividad térmica son funciones de la temperatura absoluta. Otro problema en flujos internos es que tanto la temperatura de la pared T_p , como la temperatura de la masa T_{masa} , pueden variar a lo largo del conducto cuando se agrega o se retira calor al sistema. Los valores locales del número de Nusselt o del factor de fricción se calculan con las temperaturas locales. Los valores promedios en un conducto de cierta longitud, por lo general se usan las medias aritméticas de las temperaturas de entrada y de salida.