

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico

PRESENTADO POR:

MAURICIO ERNESTO CAÑADAS NAVARRO

JOSE ALFONSO TORRES GUZMAN

PARA OPTAR AL TITULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

CIUDAD UNIVERSITARIA, AGOSTO DE 2010.

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

RECTOR :

MSc. RUFINO ANTONIO QUEZADA SANCHEZ

SECRETARIA GENERAL :

LIC. DOUGLAS VLADIMIR ALFARO CHAVEZ

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

DECANO :

ING. MARIO ROBERTO NIETO LOVO

SECRETARIO :

ING. OSCAR EDUARDO MARROQUÍN HERNÁNDEZ

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DIRECTOR :

ING. JUAN ANTONIO FLORES DÍAZ

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de Graduación previo a la opción al Grado de:

INGENIERO MECÁNICO

Título :

Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico

Presentado por :

**MAURICIO ERNESTO CAÑADAS NAVARRO
JOSE ALFONSO TORRES GUZMAN**

Trabajo de Graduación Aprobado por :

Docentes Directores :

**ING. FRANCISCO ALFREDO DE LEON TORRES
ING. RIGOBERTO VELASQUEZ PAZ**

San Salvador, Agosto de 2010.

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docentes Directores :

ING. FRANCISCO ALFREDO DE LEON TORRES

ING. RIGOBERTO VELASQUEZ PAZ

AGRADECIMIENTOS

A Dios.

Gracias por darme la vida, por estar conmigo en las penas y alegrías a lo largo de mi carrera ya que sin ti este logro no pudiese haber sido posible.

A la virgen Santísima

Gracias por acompañarme y brindarme su protección intercediendo ante su hijo Jesús.

A mis padres, Ana milagro Guzmán de Torres y José Julián Torres.

Gracias por siempre darme su apoyo incondicional y a quienes debo este triunfo profesional, por todo su trabajo y dedicación para brindarme una formación académica y sobre todo humanística y espiritual. De ellos es este triunfo y para ellos es todo mi agradecimiento.

A mi tía, María Cristina Torres

Gracias por sus oraciones, por su apoyo incondicional en los momentos oportunos.

A mis amigos, familiares y todas aquellas personas que de alguna u otra manera han sido parte importante durante este tiempo. A mis **asesores** y maestros que aportaron a mi formación.

Alfonso Torres Guzmán

AGRADECIMIENTOS

A Dios Todo Poderoso.

Que me regaló la vida, la oportunidad y el don de ser de los suyos.

A mi Familia

A mi madre María Vilma Navarro, que siempre creyó en mí; con mucho amor, en base a esfuerzos y sacrificios dio todo para que yo llegara a donde estoy ahora. A ella le estoy agradecido por toda la vida. **A mi abuela y hermanos**, que con mucha paciencia han estado apoyándome en las buenas y en las malas en cada una de las etapas de mi vida.

A mis amigos y seres queridos que siempre han estado pendientes de mi proceso de formación académica y han celebrado mis logros. Agradecimientos a aquellos compañeros que colaboraron en el proyecto de manera desinteresada, a mis profesores y asesores con los que me siento muy identificado.

Mauricio Cañadas

Resumen ejecutivo

La presente tesis consiste en el diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico, utilizando la mezcla amoníaco agua.

El informe contempla el diseño de los cinco componentes principales que conforman el sistema, dividido este en dos zonas una de baja y otra de alta presión, además se realiza la selección de los diferentes accesorios tales como bomba, válvulas de expansión y de servicio, entre otros. Para dicho diseño se determino el área a ser refrigerada la cual permite obtener la capacidad frigorífica del evaporador.

La formulación matemática del modelo se basa en los balances de materia y energía para cada uno de los elementos, lo cual permite establecer las condiciones mínimas que se necesitan conocer para el diseño del sistema, los coeficientes de transferencia y otros parámetros físicos del modelo han sido estimados a partir de la metodología establecida en el diseño mecánico, la cual permite obtener el dimensionamiento de cada uno de los equipos.

Se presenta una propuesta básica que permita al sistema ser adaptado o acoplado a un sistema de captación solar, la cual consiste básicamente en la transferencia de energía entre el colector solar y generador.

A través del proceso de fabricación se establece una secuencia de operaciones que facilitaran una futura construcción de cada uno de los elementos del circuito de refrigeración.

CONTENIDO GENERAL

INDICE	Pág.
I Introducción	1
II I Nomenclatura	3
CAPITULO I	
1.0 Marco Conceptual	8
1.1 Conceptos básicos	8
1.1.1 Refrigeración	8
1.1.2 Aplicaciones de la refrigeración	8
1.1.2.1 Refrigeración domestica	9
1.1.2.2 Refrigeración comercial	9
1.1.2.3 Refrigeración industrial	10
1.1.2.4 Refrigeración marina y de transporte	10
1.1.2.5 Acondicionamiento de aire	10
1.2 Sistemas de refrigeración	10
1.2.1 Sistema convencional de compresión de vapor	11
1.2.2 Refrigeración magnética	12
1.2.3 Sistema por absorción	13
1.2.3.1 Definición	13
1.2.3.2 Principio de funcionamiento de un refrigerador por absorción.	15
1.2.4 Los sistemas de compresión y de absorción	18
1.2.4.1 Ventajas e inconvenientes	19
1.3 Diferentes tipos de sistemas de refrigeración por absorción.	20
1.3.1 Equipos que funcionan con amoniaco	20
1.3.1.1 Sistema amoniaco – agua	20
1.3.2 Sistema agua-bromuro de litio	23
1.4 Proceso de absorción en el absorbedor	25
1.5 Propiedades del absorbente	26
1.6 Ciclos termodinámicos por absorción.	26
1.6.1 Ciclo continuo	27
1.6.1.1 Descripción del ciclo continuo de un sistema de refrigeración por absorción.	27
1.6.1.2 Recuperadores de calor sensible	28
1.6.1.3 Rectificación de los vapores del absorbente	28
1.6.1.4 Eficiencia del sistema de refrigeración por absorción.	28
1.6.1.5 Suposiciones teóricas de operación para el cálculo del COP	30
1.6.2 Ciclo intermitente	31
1.6.2.1 Principio de funcionamiento.	32
1.6.3 Representación de un ciclo de refrigeración por absorción en funcionamiento intermitente (circuito de la solución).	33

1.6.4 Representación de los ciclos básicos de refrigeración por absorción en diferentes planos termodinámicos.	33
1.6.4.1 Plano termodinámico de Merkel/ Bosnjakovic.	35
1.6.5 Regla de momentos sobre plano termodinámico: Entalpía-concentración-temperatura.	36
1.7 Selección del refrigerante	38
1.7.1 Propiedades de los refrigerantes	40
1.7.1.1 Propiedades térmicas.	40
1.7.1.2 Presión de vapor	40
1.7.1.3 Volumen específico y densidad.	40
1.7.1.4 Calor específico.	41
1.7.1.5 Calor latente.	41
1.7.2 Ventajas económicas del uso del Amoniaco.	41
1.7.3 Aplicaciones.	42
1.7.4 Baja densidad del amoniaco-Consecuencias para las instalaciones	42
1.7.5 Dimensión de las tuberías	44
1.7.6 Incompatibilidad con determinados materiales	45
1.7.7 Diseño de las instalaciones que funcionan con amoniaco	46
1.7.7.1 Materiales y diseño	46
1.7.7.2 Condiciones y comportamientos a considerar	46
1.7.7.3 Estructura de la instalación y niveles de temperatura	48
1.7.8 Métodos de producción de frío basados en la evaporación de un refrigerante.	48
1.7.8.1 Sistema de compresión de vapor	48
1.7.8.2 Sistema a eyecto-compresión	48
1.7.8.3 Sistema a sorción	49

CAPITULO II

2.0 Parámetros de diseño	50
2.1 El absorbedor y el evaporador	50
2.2 El generador y el condensador	53
2.3 Dimensionamiento	54
2.4 Potencia frigorífica	55
2.5 Propiedades térmicas	56

CAPITULO III

3.0 Diseño termodinámico	57
3.1 Análisis termodinámico del ciclo de refrigeración por absorción	57
3.1.1 Características del modelo termodinámico	57
3.2 Determinación de las propiedades termodinámicas en base al diagrama de equilibrio amoniaco-agua.	58
3.3 Análisis termodinámico para cada uno de los componentes	60

3.3.1 Cálculos del diseño termodinámico	61
3.3.2 Determinación de los flujos máxicos en las diferentes corrientes del circuito termodinámico.	61
3.3.3 Cálculo de calores en cada uno de los componentes	63
CAPITULO IV	
4.0 Diseño mecánico	66
4.1 Diseño del condensador	66
4.1.1 Definición	66
4.1.2 Proceso de transmisión de calor en el condensador	66
4.1.3 Fases a seguir en el diseño de un condensador de carcasa y tubos	67
4.1.4 Asignación de flujos	68
4.1.5 Diagramas térmicos	68
4.1.6 Selección de diámetro, espesor, material y configuración de los tubos	69
4.1.7 Cálculo de temperatura media logarítmica (ΔT_m)	70
4.1.8 Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor	70
4.1.9 Cálculo para la superficie de intercambio y longitud	74
4.1.10 Cálculo de diámetro del haz de tubos	75
4.1.11 Cálculos para el lado de la carcasa	76
4.1.11.1 Caída de presión para el lado de la coraza	76
4.1.11.2 Caída de presión en los tubos	76
4.1.11.3 Cálculo para la caída de presión en la carcasa del condensador	77
4.1.11.4 Pérdida de carga para el lado de los tubos	78
4.2 Diseño del evaporador	80
4.2.1 Definición	80
4.2.2 Diagrama térmico	81
4.2.3 Selección de diámetro, espesor, material y configuración de los tubos	81
4.2.4 Cálculo de temperatura media logarítmica (ΔT_m)	82
4.2.5 Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor	82
4.2.6 Cálculo para la superficie de intercambio y longitud	86
4.2.7 Cálculo de diámetro del haz de tubos	87
4.2.8 Cálculos para el lado de la carcasa del evaporador	87
4.2.8.1 Pérdida de carga en el lado de la carcasa	88
4.2.8.2 Pérdida de carga en el lado de los tubos	88
4.3 Diseño del absorbedor	90
4.3.1 Diagrama térmico	90
4.3.2 Selección de diámetro, espesor, material y configuración de los tubos	90
4.3.3 Cálculo de temperatura media logarítmica (ΔT_m)	91
4.3.4 Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor	91
4.3.5 Cálculo para la superficie de intercambio y longitud	96
4.3.6 Cálculos para el lado de la carcasa	97

4.3.6.1 Pérdida de carga en el lado de la carcasa	97
4.3.6.2 Pérdidas de carga en el lado de los tubos	98
4.4 Diseño del Generador	100
4.4.1 Definición	100
4.4.2 Diagrama Térmico.	101
4.4.3 Selección de diámetro, espesor, material y configuración de los tubos	101
4.4.4 Arreglo de los tubos. Generador	102
4.4.5 Cálculo de temperatura media logarítmica (ΔT_m)	102
4.4.6 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor	103
4.4.7 Cálculo de diámetro del haz de tubos	110
4.4.8 Pérdidas de presión en carcasa y tubos.	110
4.4.8.1 Cálculos del lado de la carcasa	110
4.4.8.2 Lado de los tubos	111
4.5 Diseño del Intercambiador de Calor	113
4.5.1 Definición	113
4.5.2 Tipos de intercambiadores de calor	113
4.5.3 Intercambiadores de carcasa y tubos.	113
4.5.4 Diagrama térmico	114
4.5.5 Selección de diámetro, espesor, material y configuración de los tubos	114
4.5.6 Arreglo de los tubos. Intercambiador de calor.	115
4.5.7 Cálculo de la temperatura media logarítmica	115
4.5.8 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor	116
4.5.9 Cálculo de diámetro del haz de tubos	124
4.5.9.1 Pérdidas de presión en la carcasa y tubos	125
4.5.9.2 Cálculos del lado de la carcasa	125
4.5.9.3 Cálculo del lado de los tubos	126
4.6 Selección de diámetro y cálculo de pérdidas en tuberías del circuito de refrigeración	128
4.6.1 Selección del diámetro de tubería	128
4.6.2 Cálculo de pérdidas en circuitería de refrigeración	128
4.6.2.1 Procedimiento a seguir para cálculo de pérdidas en circuitería de refrigeración	128
4.7 Aislamiento	139
4.7.1 Cálculo de espesor del aislante, tramo de tubería generador-condensador	140
4.7.2 Cálculo de espesor del aislante, tramo de tubería evaporador-absorbedor	144
4.7.3 Cálculo de espesor del aislante, tramo de tubería Intercambiador de Calor - generador (solución fuerte).	148
4.7.4 Cálculo de espesor del aislante, elemento Generador	152
4.7.5 Cálculo de espesor del aislante, elemento Intercambiador de calor.	155
4.8 Controles	161
4.8.1 Control de temperatura del agua del condensador	161

4.8.2 Control de temperatura del agua enfriada	161
4.8.3 Control de la fuente de energía	161
4.8.4 Control de seguridad	162
4.9 Propuesta de acople a un sistema solar	164
4.9.1 Características y cualidades de un colector solar para uso en sistemas de absorción.	164
4.9.1.1 Temperatura de operación	164
4.9.1.2 Fluidos de trabajo y flujo másico	164
4.9.1.3 Área de apertura	165
4.9.1.4 Eficiencia	165
4.9.1.5 Costo	165
4.9.2 Definición del tipo de colector y modelo del sistema a desarrollar	166
4.9.2.1 Colectores solares de placa plana	166
4.9.3 Acople al sistema de energía solar	166
4.9.3.1 Elementos de acople	167
4.10 Diseño del gabinete.	168
4.10.1 Dimensionamiento	168
4.10.2 Materiales.	169

CAPITULO V

5.0 Proceso de Fabricación y determinación de costos para los componentes del Sistema de refrigeración	170
5.1 Proceso de fabricación	170
5.1.1 Hojas de proceso para cada uno de los elementos	171
5.2 Determinación de costos para los elementos del sistema de refrigeración	197

CAPITULO VI

6.0 Mantenimiento y Seguridad.	199
6.1 Mantenimiento	199
6.1.1 Consideraciones de Mantenimiento en máquinas de absorción	200
6.1.2 Programa de mantenimiento preventivo	201
6.1.3 Diagramas de flujo	203
6.1.3.1 Diagrama de flujo para el cambio de una válvula de expansión	204
6.1.3.2 Diagrama de flujo para el cambio de una válvula de servicio en tubo de succión	205
6.1.3.3 Diagrama de flujo para el cambio de una válvula de servicio en tubo de líquido	206
6.1.3.4 Equipo de medición	207
6.1.3.5 Carga del sistema	207
6.1.3.5.1 Técnicas de carga	208
6.1.3.6 Diagrama de flujo para el cambio de un termómetro	209
6.1.3.7 Diagrama de flujo para el cambio de un manómetro	210
6.1.3.8 Diagrama de flujo para el cambio de la bomba	211

6.1.4 Mantenimiento de los componentes del refrigerador por absorción	211
6.1.4.1 Actividades de mantenimiento para los elementos de carcasa y tubos.	212
6.1.5 Hoja de trabajo.	213
6.2 Seguridad.	214
6.2.1 Daños físicos	214
6.2.2 Daños por inhalación o contacto con amoníaco	215
6.2.3 Combustibilidad y explosividad	217
Conclusiones	221
Recomendaciones	222
Bibliografía	223
Anexos	226

INDICE DE TABLAS

Tabla 1.0 Comparación de tres sistemas de refrigeración	20
Tabla 3.0 Resumen principales parámetros del diseño térmico	65
Tabla 4.0 Resumen principales propiedades del condensador	79
Tabla 4.1 Resumen principales propiedades del evaporador	89
Tabla 4.2 Resumen principales propiedades del absorbedor	99
Tabla 4.3 Resumen principales propiedades del generador	112
Tabla 4.4 Resumen principales propiedades del intercambiador de calor	127
Tabla 4.5 Simbología para controles del circuito de refrigeración	163
Tabla 5.0 Presupuesto del proyecto	198
Tabla 6.0 Operaciones de mantenimiento	201
Tabla 6.1 Diagrama para cambio de una válvula de expansión	204
Tabla 6.2 Diagrama para cambio de una válvula de servicio	205
Tabla 6.3 Diagrama para cambio de una válvula de servicio	206
Tabla 6.4 Diagrama para cambio de un termómetro	209
Tabla 6.5 Diagrama para cambio de un manómetro	210
Tabla 6.6 Diagrama para cambio de bomba	211
Tabla 6.7 Hoja de trabajo	213

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.0 Ciclo termodinámico de un sistema de refrigeración	10
Figura 1.1 Sistema por compresión de vapor	12
Figura 1.2 Refrigeración magnética	13
Figura 1.3 Diagrama temperatura-concentración	14
Figura 1.4 Sistema de refrigeración por absorción	15
Figura 1.5 Experimento de M. Faraday	16
Figura 1.6 Sistema por Absorción	17
Figura 1.7 Instalación industrial de un refrigerador por absorción amoniaco-agua	21
Figura 1.8 Sistema por absorción de amoniaco-salmuera	22
Figura 1.9 Sistema por absorción Bromuro de litio-agua	24
Figura 1.10 Ciclo de absorción en funcionamiento continuo	27
Figura 1.11 Ciclo continuo de refrigeración por absorción	29
Figura 1.12 Ciclo de refrigeración por absorción en funcionamiento intermitente	31
Figura 1.13 Ciclo a Presión constante	32
Figura 1.14 Plano de Oldham	35
Figura 1.15 Aplicación de la regla de momentos en el grafico (h-X)	36
Figura 1.16 Representación de las fases en un plano Entalpía-concentración-temperatura	37

Figura 2.0 Comparación de las maneras de obtener el flujo y la succión de un refrigerante desde el evaporador, en los sistemas de absorción y de compresión de vapor	51
Figura 2.1 Bomba del refrigerante y el serpentín de distribución del agua helada, agregados al evaporador	52
Figura 2.2 Disposición del sistema de absorción bromuro de litio - agua	54
Figura 2.3 Propuesta de gabinete para el sistema de refrigeración a diseñar	55
Figura 3.0 Diagrama esquemático del ciclo por absorción NH ₃ -H ₂ O	57
Figura 3.1 Método para la determinación de entalpías de diversas corrientes correspondientes al diagrama de equilibrio amoníaco-agua	60
Figura 4.0 Transmisión de calor a través del tubo de un condensador	67
Figura 4.1 Condiciones de operación para el diseño del condensador	69
Figura 4.2 Distribución de los tubos para el condensador	69
Figura 4.3 Perfil de temperatura para el flujo a contra corriente del condensador	70
Figura 4.4 Perfil de resistencias en el tubo del condensador	73
Figura 4.5 Condiciones de operación para el diseño del evaporador	81
Figura 4.6 Distribución de tubos para el evaporador	82
Figura 4.7 Perfil de temperatura para el flujo a contra corriente del evaporador	82
Figura 4.8 Perfil de resistencias en el tubo del evaporador	84
Figura 4.9 Condiciones de operación para el diseño del absorbedor	90
Figura 4.10 Configuración de tubos para el absorbedor	91
Figura 4.11 Perfil de temperatura para el flujo a contra corriente del absorbedor	91
Figura 4.12 Perfil de resistencias en un tubo del absorbedor	95
Figura 4.13 Condiciones de operación para el diseño del generador	101
Figura 4.14 Arreglo de tubos en el generador	102
Figura 4.15 Perfil de temperatura para el flujo contracorriente del generador	102
Figura 4.16 Perfil de resistencias térmicas en el generador	108
Figura 4.17 Intercambiador de carcasa y tubos seccionado	114
Figura 4.18 Condiciones de operación para el diseño del intercambiador	114
Figura 4.19 Arreglo de tubos para el intercambiador de calor	115
Figura 4.20 Perfil de temperatura para el intercambiador de calor	116
Figura 4.21 Perfil de resistencias térmicas para tubería del intercambiador	123
Figura 4.22 Esquema de la tubería a aislar	140
Figura 4.23 Propuesta de la adaptación del sistema de refrigeración a un sistema solar	167
Figura 4.24 Propuesta de gabinete	168
Figura 4.25 Propuesta de gabinete	169
Figura 6.0 Cabezal de manómetros	207

INDICE DE ANEXOS

Anexo 1: Simulación por Ordenador ChemCad	227
Anexo 2: Diagrama de Equilibrio Amoníaco-Agua	236
Anexo 3: Tabla de ganancia térmica	237
Anexo 4: Factores de fricción para el lado del tubo	238
Anexo 5: Gráfica para determinar diámetro de tuberías	239
Anexo 6: Diagrama de Moody	240
Anexo 7: Constantes empíricas para la estimación de diámetro del haz de tubos	241
Anexo 8: Dimensiones de bridas redondas para tuberías de uso general	242
Anexo 9: Planos Constructivos	243

INTRODUCCION

En el campo de la refrigeración comúnmente nos encontramos con sistemas tanto complejos como sencillos, de acuerdo a la aplicación para la cual han sido diseñados e instalados. Desde los cotidianos refrigeradores domésticos que conservan los alimentos en el hogar, hasta las grandes instalaciones industriales como torres de refrigeración para plantas de energía, refineries de petróleo o plantas de procesamiento de gas natural, todas se rigen por el mismo principio.

Debido a la aún fuerte dependencia de una fuente de energía eléctrica, comúnmente nos encontramos que la mayoría de sistemas de refrigeración son de compresión; es decir, que en el ciclo existe un proceso adiabático donde se realiza trabajo para comprimir el vapor refrigerante aumentando su presión considerablemente. Para esto se incluye en la instalación un compresor, que para realizar ese proceso, consume energía de la red eléctrica de acuerdo al tamaño o capacidad calorífica del refrigerador.

Es por ello que se han llevado a cabo diferentes investigaciones para el desarrollo de otros sistemas de refrigeración con el objetivo de prescindir del consumo de energía eléctrica o reducirla. Uno de esos sistemas en desarrollo es el sistema de refrigeración por absorción. Cuyo principio de funcionamiento como se presenta más adelante, se basa en la capacidad que tiene una sustancia de absorber a otra. En base a lo anterior el sistema de refrigeración por absorción propone sustituir el compresor por dos elementos: el absorbedor y el generador, la interacción de ambos produce el aumento de presión requerido en el sistema, tomando fuentes de energías primarias respetuosas con el medio ambiente en lugar de energía eléctrica.

En el presente proyecto se lleva a la didáctica los principios básicos del sistema de refrigeración por absorción.

En el marco conceptual del Capítulo I se pueden apreciar los diferentes sistemas de refrigeración que existen y sus aplicaciones. En esta sección se presenta algunos sistemas de refrigeración por absorción así como sus principios de funcionamiento, ventajas con respecto al de compresión. El Capítulo II aborda los parámetros de diseño del proyecto tales como: potencia frigorífica y propiedades térmicas.

En el Capítulo III se detalla el diseño termodinámico del ciclo, donde a través de balances de materia y energía se determinan las propiedades necesarias que permitirán dar paso al diseño de cada uno de los componentes que conforman el sistema.

El Capítulo IV se enfoca al diseño mecánico, el cual consiste en una metodología para el cálculo y diseño físico de todos los elementos involucrados, basándose en las ecuaciones de transferencia de calor. Se estiman además las pérdidas internas y externas tanto en componentes como en tuberías del agua de enfriamiento y de circuitería, en esta sección se presenta también una propuesta que pueda llevar a adaptar el refrigerador a un sistema de captación solar.

En el Capítulo V se detalla el proceso de fabricación así como la estimación de costos de materia prima del sistema.

El capítulo VI se enfoca al mantenimiento y seguridad, factores que se deben de tomar muy en cuenta en todo tipo de sistemas de refrigeración, especialmente cuando la sustancia o fluido refrigerante es el amoníaco, es por ello que esta sección detalla algunos aspectos a tener en consideración a la hora de un buen mantenimiento tales como hojas de trabajo, diagramas de flujo etc.

Para finalizar se presentan los planos constructivos de los componentes.

NOMENCLATURA

- a_s : Área de flujo de la carcasa, m^2
 a_t : Área transversal de flujo en tubería, m^2
 a_0, a_1, a_2, a_3, a_4 : Constantes experimentales (Prausnitz)
 A : Área, m^2
 A_e : Área externa del tubo, m^2
 A_i : Área interna, m^2
 A_t : Área por tubo, m^2
 A_{total} : Área total, m^2
 C_1 : Constante empírica
 C_p^o : Capacidad calorífica a baja presión, $\frac{kJ}{kg * K}$
 C_p : Calor específico, $\frac{kJ}{kg * K}$
 C_{sf} : Constante determinada por la combinación líquido-superficie
 COP : Coeficiente de Operación
 d : Diámetro del tubo, m
 d_c : Diámetro interno de la carcasa, m
 d_e : Diámetro exterior, m
 d_i : Diámetro interior, m
 d_n : Diámetro nominal, in
 D_b : Diámetro del haz de tubo, mm
 D_e : Diámetro equivalente, m
 D_e' : Diámetro equivalente corregido, m
 f : Coeficiente de pérdida de carga en tuberías
 f_{h_2o} : Coeficiente de pérdida de carga para el agua
 f_{NH_3} : Coeficiente de pérdida de carga para el amoníaco
 F : Factor multiplicador para cálculo de pérdidas del agua
 g : Constante gravitacional
 G_s : Velocidad másica de la carcasa, $\frac{kg}{m^2 * seg}$

Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico

G_t : Flujo másico de velocidad en tubería, $\frac{kg}{m^2 * seg}$

h_e : Coeficiente de convección en el exterior, $\frac{W}{m^2 * ^\circ C}$

h_f : pérdidas primarias, P_a

h_{fg} : Calor latente de vaporización, $\frac{kJ}{kg}$

h_i : Coeficiente de convección en el interior, $\frac{W}{m^2 * ^\circ C}$

$h_1, h_2, h_3, \dots, h_9$: Entalpías en el sistema, $\frac{kJ}{kg}$

H_B : Altura de la bomba, m

k : Conductividad térmica, $\frac{W}{m * ^\circ C}$

K_a : Conductividad térmica correspondiente al agua, $\frac{W}{m * ^\circ C}$

k_{aisl} : Conductividad térmica del material de aislamiento, $\frac{W}{m * ^\circ C}$

k_{ac} : Conductividad térmica del acero, $\frac{W}{m * ^\circ C}$

K_b : Conductividad térmica correspondiente al refrigerante, $\frac{W}{m * ^\circ C}$

k_f : Conductividad del condensado, $\frac{W}{m * ^\circ C}$

k_{NH_3} : Conductividad del amoníaco, $\frac{W}{m * ^\circ C}$

k_{sol} : Conductividad térmica de la solución, $\frac{W}{m * ^\circ C}$

K_1 : Constante empírica

L : Longitud por tubo, m

L_{Te} : Longitud total equivalente, m

m_{GEN} : Flujo másico en el generador, $\frac{kg}{seg}$

m_{H_2O} : Flujo másico del agua de enfriamiento, $\frac{kg}{seg}$

N_p : Número de pasos

n_t : Numero de tubos

N : Numero de tubos en una fila vertical

N_u : Numero de Nusselt

P_{ot} : Potencia, HP

P_r : Numero de Prandtl

P_t : espaciado de los tubos, mm

Q : Caudal, $m^3 \text{ seg}$

Q : Flujo de calor, kw

Q_{AB} : Flujo de calor cedido al absorbedor, kw

Q_{CO} : Flujo de calor cedido al condensador, kw

Q_{EV} : Flujo de calor absorbido en la evaporación, kw

Q_{in} : Flujo de calor en el intercambiador de calor, kw

Q_{GE} : Flujo de calor absorbido en el generador, kw

r_{cr} : Radio crítico de aislamiento, m

r_e : Radio exterior, m

r_i : Radio interior, m

r_1 : Radio interno del tubo, m

r_2 : Radio externo del tubo, m

$r_3 = r_{aisl}$: Radio del material de aislamiento, m

R: constante de gas ideal

R_{ac} : Resistencia térmica del acero, $^{\circ}C \text{ w}$

R_{ad} : Número de Rayleigh

R_{aisl} : Resistencia térmica del material de aislamiento, $^{\circ}C \text{ w}$

R_e : Numero de Reynolds

R_e' : Reynolds corregido

R_f : Factor de incrustación

R_i : Resistencia térmica en el interior, $^{\circ}C \text{ w}$

S: Gravedad específica

T: Temperatura absoluta, K

t_{aisl} : Espesor de aislante, mm

T_{amb} : Temperatura ambiente, $^{\circ}C$

T_c : Temperatura en el punto crítico, $^{\circ}C$

T_e : Temperatura en el exterior del tubo, $^{\circ}C$

T_{en} : Temperatura de entrada, $^{\circ}C$

T_{pro} : Temperatura promedio, °C

T_r : Temperatura reducida

T_{sal} : Temperatura de salida, °C

T_{sat} : Temperatura de saturación, °C

T_w : Temperatura del agua, °C

U_e : Coeficiente global de transferencia de calor, $W / °C * m^2$

U_{op} : Coeficiente global de transferencia de calor corregido, $W / °C * m^2$

v : Velocidad, m / seg

V_g : Volumen específico de vapor, m^3 / kg

V_{h2o} : Volumen específico del agua, m^3 / kg

V_l : Volumen específico de líquido, m^3 / kg

V_{NH3} : Volumen específico del amoníaco, m^3 / kg

V_{sol} : Volumen específico de solución, m^3 / kg

w_B : Trabajo de la bomba, kw

x : Fracción de líquido

β : Coeficiente de expansión volumétrica, $1 / K$

γ : Peso específico, kg / m^3

ΔP_r : caída de presión por retorno, P_a

ΔP_s : caída de presión en la carcasa, P_a

ΔP_t : Caída de presión en tubos, P_a

ΔP_T : caída de presión total, P_a

ΔT : Diferencia de temperatura, °C

ΔT_m : Diferencia de temperatura media logarítmica, °C

ε : Rugosidad absoluta, mm

ε_r : Rugosidad relativa

Φ_s : Fracción de volumen de la fase

μ : Viscosidad del fluido

μ_{sol} : Viscosidad de la solución

ν : Viscosidad cinemática del fluido

ρ : Densidad

ρ_r : Densidad reducida

ρ_{sol} : Densidad de solución

ρ_v : Densidad de vapor.

σ_{sol} : Tensión superficial de una interface

ω : Factor de dilatación líquida

CAPITULO I

1.0 MARCO CONCEPTUAL

1.2 Conceptos básicos

1.1.1 Refrigeración:

Es el proceso por el que se reduce la temperatura de un espacio determinado y se mantiene esta temperatura baja con el fin, por ejemplo, de enfriar alimentos, conservar determinadas sustancias o conseguir un ambiente agradable. El almacenamiento refrigerado de alimentos perecederos, pieles, productos farmacéuticos y otros se conoce como almacenamiento en frío. La refrigeración evita el crecimiento de bacterias e impide algunas reacciones químicas no deseadas que pueden tener lugar a temperatura ambiente.

La refrigeración implica transferir la energía del cuerpo que pretendemos enfriar a otro, aprovechando sus propiedades termodinámicas. La temperatura es el reflejo de la cantidad o nivel de energía que posee el cuerpo, ya que el frío propiamente no existe, los cuerpos solo tienen más o menos energía térmica. De esta manera enfriar corresponde a retirar energía (calor) y no debe pensarse en términos de "producir frío o agregar frío".

1.1.2 Aplicaciones de la refrigeración

El trabajo de una planta de refrigeración es enfriar artículos o productos y mantenerlos a una temperatura más baja que la temperatura ambiente. Los más viejos y mejores refrigerantes conocidos son el hielo, el agua y el aire. Al principio, el único propósito de la refrigeración fue conservar alimentos. Los chinos fueron los primeros en descubrir que el hielo aumentaba la vida y mejoraba el sabor de las bebidas y así mismo los esquimales han conservado alimentos congelándolos.

A principios del siglo pasado fueron conocidos términos tales como bacterias, fermentación, enmohecimiento, encimas... También se descubrió que el aumento de microorganismos es dependiente de la temperatura y que este crecimiento disminuye cuando la temperatura desciende y que el crecimiento empieza a ser muy bajo a temperaturas por debajo de +10 °C.

Como consecuencia de este conocimiento se percibió lo interesante de usar la refrigeración para conservar productos alimenticios y el hielo se empezó a usar para este propósito.

La electricidad dejó el desarrollo de sus múltiples aplicaciones al principio del siglo pasado y las plantas mecánicas de refrigeración empezaron a ser comunes en muchos campos: Por ejemplo, cervecerías, mataderos, pescaderías y fabricación de hielo.

Ahora hay numerosas aplicaciones para plantas de refrigeración: Como ejemplos tenemos:

- Conservación de productos alimenticios
- Procesos de refrigeración
- Plantas de aire acondicionado
- Plantas secadoras
- Instalación de enfriamiento de agua
- Contenedores refrigerados
- Bombas de calor
- Fábricas de hielo
- Liofilización

De hecho es difícil imaginar la vida sin refrigeración y congelación, este impacto en nuestra existencia es mucho más grande que lo que la gente se imagina.

Las aplicaciones en refrigeración se han agrupado en seis grandes categorías generales:

1.1.2.1 Refrigeración doméstica

Este campo está limitado principalmente a refrigeradores y congeladores caseros. Sin embargo, debido a que es muy grande el número de unidades en servicio, la refrigeración doméstica representa una parte significativa de la refrigeración industrial.

1.1.2.2 Refrigeración comercial

Se refiere al diseño, instalación y mantenimiento de unidades de refrigeración del tipo que se tienen en establecimientos comerciales para su venta al menudeo, restaurantes, hoteles e instituciones que se dedican al almacenamiento, exhibición, procesamiento y a la distribución de artículos de comercio.

1.1.2.3 Refrigeración industrial

A menudo se confunde con la refrigeración comercial porque su división no está claramente definida. Como regla general, las aplicaciones industriales son más grandes en tamaño que las aplicaciones comerciales y, la característica que las distingue es que requieren un empleado para su servicio. Algunas aplicaciones industriales típicas son plantas de hielo, grandes empacadoras de alimento, cervecerías, lecherías, etc.

1.1.2.4 Refrigeración marina y de transporte

Se refiere a la refrigeración que se tiene en barcos de tipo pesquero, y barcos de transporte de alimentos. La refrigeración de transporte se refiere al equipo de refrigeración utilizado en camiones, containers, etc.

1.1.2.5 Acondicionamiento de aire

Concierno o se refiere a la condición del aire en algún área o espacio designado. Por lo general involucra no únicamente el control de la temperatura del espacio, sino también las condiciones de humedad del mismo, filtrado y limpieza.

Las aplicaciones de acondicionamiento de aire son de dos tipos: las de confort o para uso industrial.

1.2 Sistemas de refrigeración

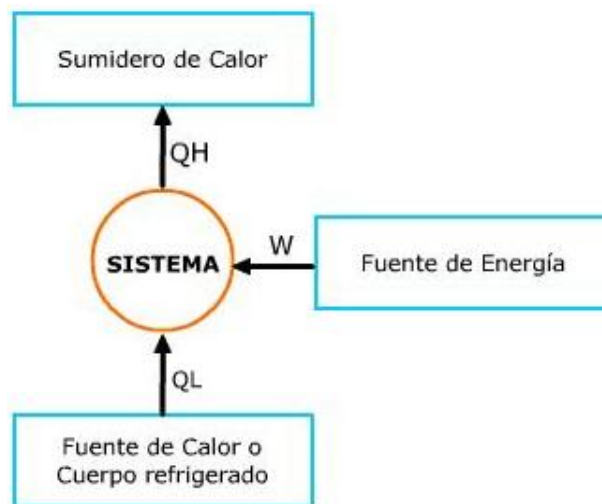


Figura 1.0 Ciclo termodinámico de un sistema de refrigeración

Se han estudiado y desarrollado muchos sistemas de refrigeración a lo largo del tiempo. En este apartado se hace una breve recopilación de los acontecimientos que precedieron a los refrigeradores que conocemos hoy en día. De los distintos equipos que existen, se mencionan tres de los cuales uno de ellos será el de nuestra especial atención y observación, debido a eso los dos sistemas restantes solo se mencionaran en un principio. Como punto de partida se tomó el **sistema de compresión de vapor** que es el más comúnmente utilizado en la actualidad. Por otro lado, hay dos sistemas importantes que no necesariamente utilizan energía eléctrica como fuente de alimentación por lo que son de gran interés para el proyecto. Uno es la **refrigeración por absorción** el cual será el centro de nuestra atención durante el desarrollo de todo el documento. El otro es la **refrigeración magnética** que se trata de investigaciones relativamente recientes sobre distintos principios térmicos útiles para el enfriamiento de cuerpos.

1.2.1 Sistema convencional de compresión de vapor

El ciclo de compresión de vapor ideal funciona como un ciclo de Carnot inverso. Está compuesto por los siguientes elementos: compresor, intercambiador de calor (serpentin) interno y externo, válvula de expansión y fluido refrigerante.

Como se observa en la figura 1.1, el líquido refrigerante circula por la tubería y los distintos equipos en los cuales el fluido, por medio de diferentes cambios de estado, regresa al punto inicial formando un ciclo. Antes de la válvula de expansión, el refrigerante se encuentra en estado líquido a una presión y temperatura relativamente altas. Al pasar por una restricción en la válvula, pierde presión suficiente para que una porción se convierta en gas. Dicho cambio requiere de energía, la cual es tomada del espacio refrigerado. En una segunda etapa, el refrigerante fluye al evaporador donde se realiza la transferencia de calor del aire hacia el refrigerante. Éste ebulle y sale del evaporador en estado gaseoso.

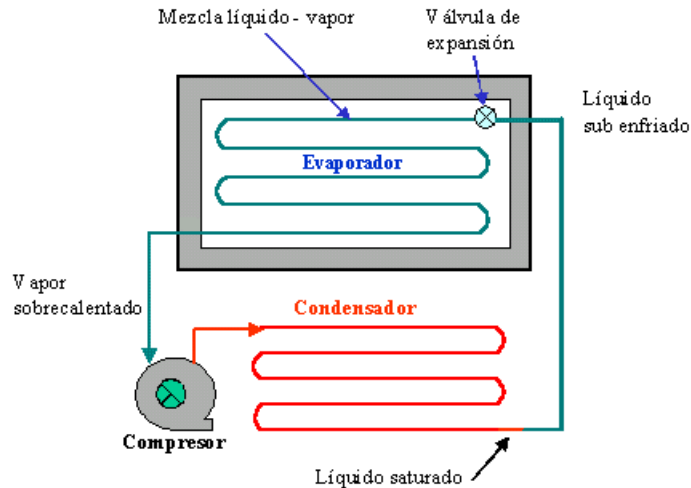


Fig. 1.1 Sistema por compresión de vapor

Para la tercera etapa, se encuentra a presión y temperatura baja, por lo que se deben obtener las condiciones iniciales (líquido a presión alta). Con el compresor, el gas recupera la presión necesaria y como efecto secundario se calienta. Para devolverlo a su estado líquido es necesario remover calor, por lo que se necesita un condensador, en el cual otro fluido absorbe la energía y devuelve al refrigerante su temperatura inicial.

1.2.2 Refrigeración magnética

En los últimos años se han hecho fuertes investigaciones alrededor de la refrigeración magnética la cual, en vez de utilizar refrigerantes que dañen la capa de ozono y compresores que consumen energía, utilizan agua y metales. El sistema de enfriamiento funciona por medio de imanes que operan a temperatura ambiente y se muestra en la figura (1.2).

Se ha demostrado que el metal de gadolinio se calienta al ser expuesto a un campo magnético y al retirarlo se enfría. El diseño consiste en un disco que contiene segmentos de polvo de gadolinio y un imán permanente. El disco pasa por una abertura en el imán donde se concentra el campo magnético. Por efecto magneto-calórico, el gadolinio se calienta al entrar al campo magnético; este calor se retira con agua. Al salir del campo, el material se enfría como resultado del mismo efecto magneto-calórico. Una segunda corriente de agua es enfriada y posteriormente circulada por los serpentines de un refrigerador. Karl A. Gshneider y Carl B. Zimm construyeron una unidad de refrigeración magnética pero los

imanes que utilizaba eran superconductores suministrados por energía eléctrica, por lo que era impráctico para usos domésticos. Las investigaciones posteriores sustituyeron el superconductor con un imán permanente lo que redujo considerablemente el tamaño del equipo.

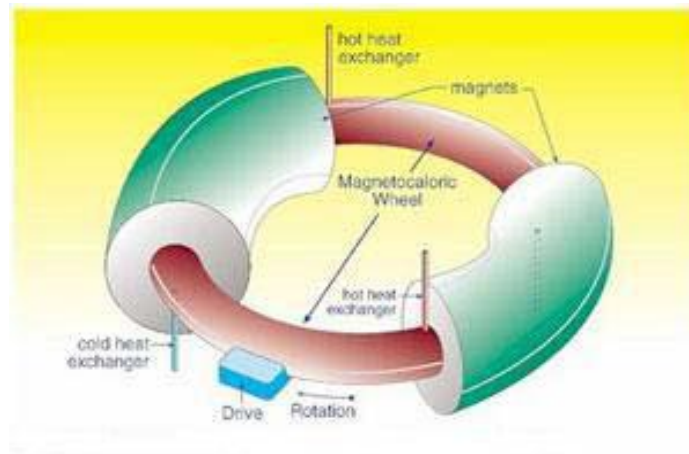


Figura 1.2 Refrigeración magnética.

1.2.3 Sistema por absorción

1.2.3.1 Definición:

El nombre de refrigeración por absorción se usa por tradición pero no es el correcto, ya que se debiera llamar refrigeración por disolución. Se basa en las propiedades de las soluciones binarias. A diferencia de las sustancias puras, las soluciones tienen la propiedad de disolver el vapor de una composición con el líquido de otra composición distinta. En el diagrama temperatura-concentración que vemos a continuación (ver fig. 1.3), donde se grafica la temperatura y la fracción molar, observamos que a una temperatura determinada coexisten vapor más rico en el componente más volátil con líquido rico en el componente menos volátil.

Por ejemplo a la temperatura T_1 tenemos vapor de composición x_N en equilibrio con líquido de composición x_M a la temperatura T_2 tenemos líquido de composición x_m en equilibrio con vapor de composición x_n .

Si de alguna manera ponemos en contacto vapor de composición x_n con líquido de composición x_M , con respecto al cual el vapor está sobre enfriado (porque T_2 es menor que T_1) es evidente que el vapor se condensará. En principio el vapor y el líquido intercambian

calor, es decir el vapor se enfría y el líquido calienta (se entiende que a la misma presión) hasta una temperatura intermedia entre T_1 y T_2 , a la que corresponde una composición intermedia entre x_m y x_N . Esto equivale a la compresión en el sistema por compresión, es decir, pasar el fluido de trabajo del estado de vapor al estado líquido.

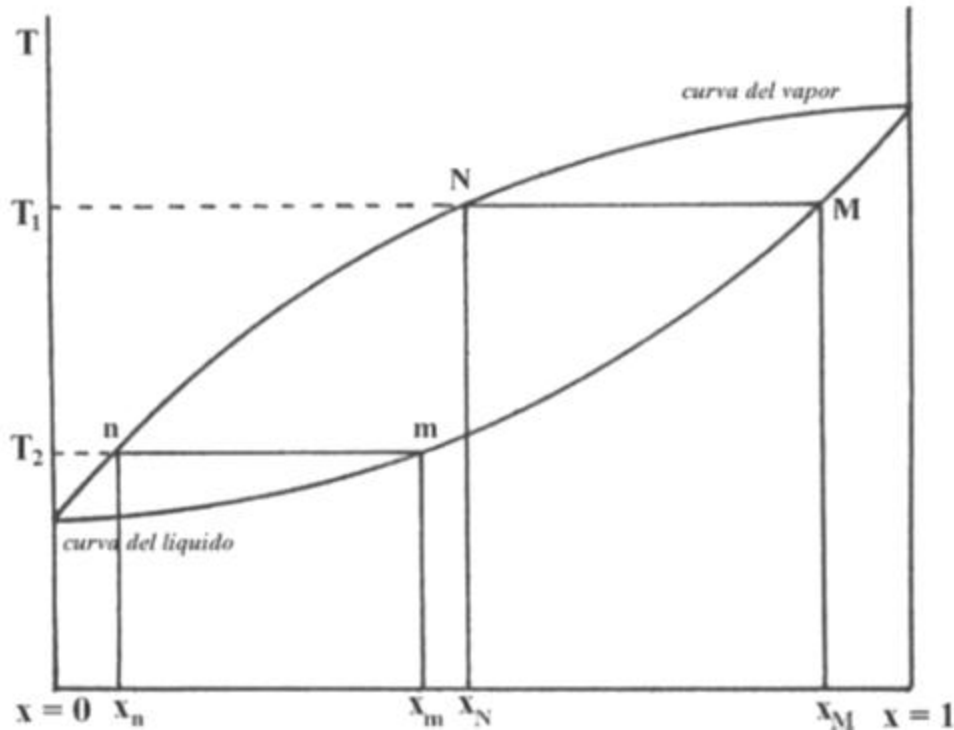


Figura 1.3 Diagrama temperatura-concentración

El ciclo de refrigeración por absorción es un caso particular de los sistemas a sorción en donde participan por lo general dos fases, sea, entre un líquido y un vapor o entre un sólido y un vapor.

De todos los ciclos termodinámicos disponibles para la producción de frío los sistemas tritermos a sorción son los más utilizados en la aplicación de energías de baja entalpía como la solar o el calor de desecho industrial, en particular los sistemas a absorción líquido-gas y sólido-gas y los de adsorción sólido-gas, tanto en funcionamiento continuo como intermitente.

El sistema de refrigeración por absorción es un medio de producir frío que, al igual que en el sistema de refrigeración por compresión, aprovecha que ciertas sustancias absorben calor

al cambiar de estado líquido a gaseoso. Así como en el sistema de compresión el ciclo se hace mediante un compresor, en el caso de la absorción, el ciclo se basa físicamente en la capacidad que tienen algunas sustancias, como el bromuro de litio, de absorber otra sustancia, tal como el agua, en fase de vapor. Otra posibilidad es emplear el agua como sustancia absorbente (disolvente) y como absorbida (soluto) amoniaco (ver figura 1.4).

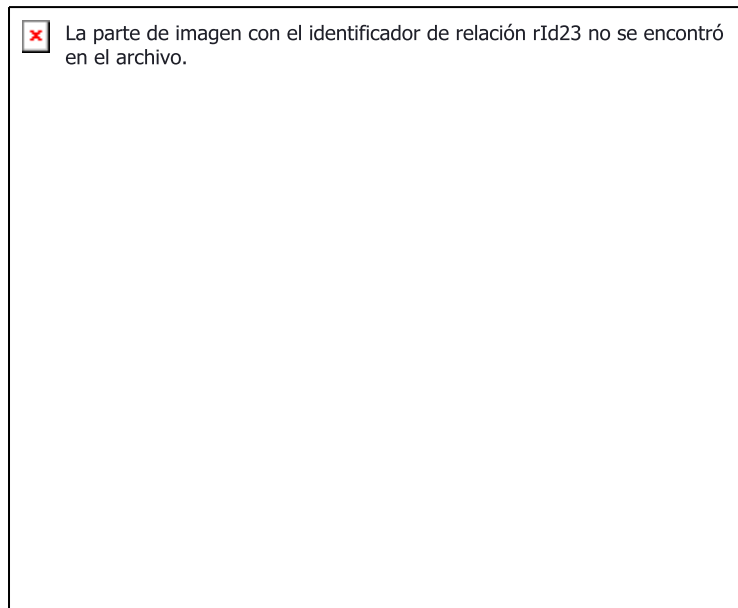


Figura 1.4 Sistema de refrigeración por absorción

1.2.3.2 Principio de funcionamiento de un refrigerador por absorción

Los ciclos de absorción se basan físicamente en la capacidad que tienen algunas sustancias, tales como el agua y algunas sales como el Bromuro de Litio, para absorber, en fase líquida, vapores de otras sustancias tales como el Amoniaco y el agua, respectivamente.

En los ciclos de absorción hablamos siempre de agente absorbente, designando así a la sustancia que absorbe los vapores, y de agente refrigerante, o agente frigorífico, a la sustancia que se evapora y da lugar a una producción frigorífica aprovechable. Serían absorbentes el agua y la solución de Bromuro de Litio, y refrigerantes el Amoniaco y el agua destilada, en los ciclos de absorción Agua-Amoniaco y Bromuro de Litio-Agua, respectivamente.

La principal diferencia entre la refrigeración por absorción y la de compresión de vapor es que la primera no requiere de un compresor, la energía que usa es en forma de calor, por lo que se disminuye el ruido, vibración y peso.

Éste es sustituido por un tanque de absorción en el cual se mezclan dos sustancias.

Algunos gases son absorbidos por otras sustancias, por ejemplo la sal de mesa absorbe agua, del mismo modo que el bromuro de litio (LiBr) y el amoníaco (NH₃).

Los tipos de sistemas por absorción varían por las sustancias que son absorbidas.

Existen principalmente dos tipos de refrigeradores por absorción: los que usan compuestos absorbentes sólidos (Faraday) y otros en que el absorbente es líquido (Electrolux).

El principio de absorción fue descubierto por Michael Faraday en 1824. Su objetivo inicial era licuar ciertos gases que se creían sólo existían en forma de vapor. Entre ellos se encontraba el amoníaco. Faraday sabía que el cloruro de plata (AgCl) tenía la propiedad de absorber grandes cantidades de vapor de amoníaco. Expuso el polvo de AgCl al amoníaco gaseoso y cuando ya había absorbido la mayor cantidad posible, selló el compuesto en un tubo de ensayo en forma de V invertida.

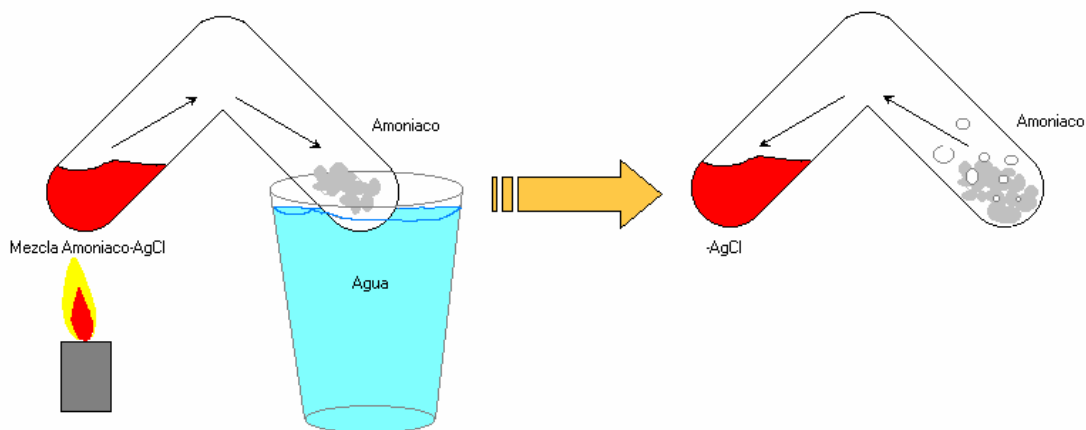


Fig. 1.5 Experimento de M. Faraday

Como se ilustra en la figura 1.5, al aplicar calor al extremo que contenía la mezcla de amoníaco-cloruro de plata y sumergir el otro extremo en agua para enfriarlo, el calor liberaba el amoníaco y se formaban gotas de éste en el extremo frío. Faraday continuó el calentamiento hasta obtener suficiente amoníaco líquido.

Una vez obtenido el líquido, eliminó la fuente de calor y observó lo que ocurría. Unos cuantos momentos después, se dio cuenta de algo fuera de lo común. El amoníaco líquido,

en lugar de permanecer líquido comenzó a burbujear violentamente ya que volvía a su estado gaseoso y éste a su vez era reabsorbido por el AgCl . Al tocar el extremo del amoníaco líquido, se dio cuenta de que éste se enfriaba. El amoníaco, al cambiar de líquido a vapor, extraía calor.

Utilizando este principio, se diseñó el sistema de refrigeración por absorción. El sistema consta de cuatro etapas que ocurren en distintos equipos:

Evaporador, concentrador, absorbedor y condensador. De manera general, en la Figura 1.6 se describe el proceso.

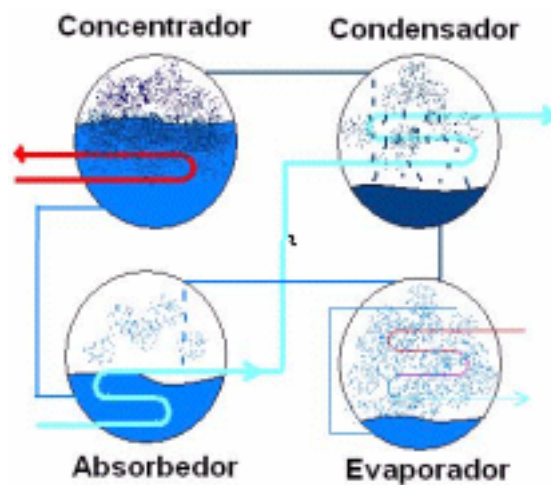


Figura 1.6 Sistema por Absorción

En el evaporador, por la parte superior, se dispersa el refrigerante. Éste se evapora parcialmente por haber baja presión y absorbe calor proveniente del refrigerante en el serpentín. Éste cambia parcialmente de estado, no todo se evapora, así que es recirculado por una bomba hacia el aspensor. Para evitar la acumulación de vapor, el absorbedor a presión y temperatura baja, por medio de una sustancia absorbente, retira parte del vapor convirtiéndolo en líquido concentrado. Este proceso es exotérmico por lo que se libera el calor ya sea en agua de enfriamiento o al exterior.

La solución se va diluyendo al absorber el vapor, por lo que es bombeada al concentrador, o también llamado generador, donde es calentado para que parte del agua absorbida se evapore. La solución concentrada se devuelve al absorbedor. El vapor del refrigerante se lleva a una cuarta etapa, el condensador, donde cambia a estado líquido y se libera calor.

Posteriormente es regresado al evaporador por una válvula de expansión cambiando de estado. Por otro lado la solución diluida, separada en el generador, fluye de regreso al absorbedor después de pasar por una válvula de expansión cambiando nuevamente el estado. Se requiere de una cantidad despreciable de trabajo mecánico para operar la bomba. Como se puede observar, el refrigerante es alternadamente absorbido y liberado por el absorbente. Es esencial que los componentes de la mezcla binaria tengan puntos de evaporación suficientemente distintos. El absorbente debe evaporarse a temperaturas muy altas y absorber el refrigerante fácil e intensamente en un rango amplio y a bajas temperaturas y presiones. Por otro lado, el refrigerante debe evaporarse del absorbente a presiones y temperaturas altas. Las mezclas binarias más utilizadas son amoníaco-agua y bromuro de litio-agua.

1.2.4 Los sistemas de compresión y de absorción de vapor

Entre los sistemas de compresión de vapor y los sistemas de absorción existen tanto semejanzas como diferencias. La refrigeración útil se logra de la misma manera en ambos sistemas. Esto es, por la evaporación de un líquido en un evaporador, utilizando el calor latente de vaporización para obtener un efecto de enfriamiento. Ambos sistemas utilizan, asimismo, un condensador para remover calor del vapor refrigerante a una alta presión, y regresarlo a su estado líquido original. Ambos utilizan un dispositivo de control de flujo de expansión.

Los sistemas difieren, sin embargo, en cuanto a los medios utilizados para recuperar el refrigerante evaporado y aumentar su presión. En primer lugar, las formas de energía utilizadas para operar el sistema, son diferentes. En el sistema de compresión de vapor se utiliza la energía mecánica para accionar el compresor. La operación del compresor mantiene la baja presión del evaporador y eleva, asimismo, la presión en el lado de alta.

En el sistema de absorción se utiliza la energía calorífica, para elevar la presión del refrigerante. La baja presión del evaporador se mantiene, mediante el uso de otra sustancia llamada absorbente. Dos componentes, el **absorbedor y el generador**, llenan una función semejante a la del compresor. En el sistema de absorción se utilizan a menudo componentes auxiliares como las bombas.

Una razón por la cual el sistema de absorción es popular y versátil, estriba en que opera

directamente con la energía calorífica. En cualquier lugar en donde se disponga de vapor residual, agua caliente o gases de combustión, se toma con especial interés, a la refrigeración por absorción.

1.2.4.1 Ventajas e inconvenientes

El rendimiento, medido por el COP (coeficiente de operación) es menor que en el método por compresión (entre 0,8 y 1,2 frente a 3 y 5,5) si bien es cierto que el COP obtenido mediante compresión tiene en cuenta la energía eléctrica invertida en el compresor, que no es energía primaria en sí. En cambio en un sistema de absorción la energía utilizada para el cálculo del COP es el calor aportado al generador, que si es una energía primaria evaluable. Es por tanto que no se pueden comparar el COP de compresión y de absorción. Sin embargo en algunos casos compensa, cuando la energía proviene de una fuente calorífica más económica, incluso residual o un subproducto destinado a desecharse.

Un ejemplo de esta situación podría ser una instalación de aire acondicionado solar: si se utilizasen placas fotovoltaicas solo se podría utilizar un 15-20% de electricidad en comparación con unos paneles solares térmicos que podrían aprovechar hasta el 90% de la energía solar recibida, y a un precio de instalación mucho más reducido.

El conjunto completo paneles solares-absorción tendría un COP de entre 0,72 y 1,08 y el de compresión entre 0,54 (18% paneles y COP de 3, muy habitual) y 1,1 (20% paneles y COP de 5,5).

También hay que tener en cuenta que el sistema de compresión, utiliza normalmente la energía eléctrica, y cuando ésta llega a la toma de corriente lo hace con un rendimiento inferior al 25% sobre la energía primaria utilizada para generarla, lo que reduce mucho las diferencias de rendimiento (0,8 frente a 1,37).

Al calor aportado al proceso de refrigeración se le suma el calor sustraído de la zona enfriada. Con lo que el calor aplicado puede reutilizarse.

Sin embargo, el calor residual se encuentra a una temperatura más baja (a pesar de que la cantidad de calor sea mayor), con lo que sus aplicaciones pueden reducirse.

Los aparatos generadores por absorción son más voluminosos y requieren inmovilidad (lo que no permite su utilización en automóviles, lo que sería muy conveniente como ahorro de

energía puesto que el motor tiene grandes excedentes de energía térmica, disipada en el radiador).

Este método de refrigeración está reservado casi universalmente a grandes instalaciones comerciales. Fundamenta su uso en el hecho de que algunas sustancias conocidas como absorbedores, tienen gran avidez por absorber vapores de otras, conocidas como refrigerantes, generando la disminución de presión suficiente para la evaporación del refrigerante y el consecuente enfriamiento.

En la tabla 1.0 se muestra un cuadro en el cual se hace una comparación general de tres sistemas de refrigeración.

	Compresión	Absorción	Magnética
Entrada de energía	Compresión de refrigerante	Regeneración del refrigerante	Motor para girar disco
Libera calor	Condensador	Condensador	Aplicación campo magnético
Diferencia	Compresor	Absorbedor y generador	Disco de gadolinio
Absorbe calor	Evaporador	Evaporador	Retirar campo magnético
Refrigerante	R-134 ^a	LiBr-agua Amoniaco-agua	Agua

Tabla 1.0 Comparación de tres sistemas de refrigeración

1.3 Diferentes tipos de sistemas de refrigeración por absorción.

1.3.1 Equipos que funcionan con amoniaco

1.3.1.1 Sistema amoniaco – agua

Para comprender el funcionamiento de un equipo de absorción en el que el gas es amoníaco, nos referiremos al esquema que se observa en la figura 1.7.

En este croquis se describe en forma muy esquemática y resumida una instalación industrial de refrigeración por absorción. En equipos más pequeños el absorbedor y el rectificador no tienen la estructura que vemos en el croquis, ya que por razones de espacio deben ser mucho más chicos.

El equipo funciona enfriando el fluido intermediario para proceso (entra calor q_2 al sistema) con lo que se calienta y evapora el NH_3 que pasa al absorbedor, donde se disuelve en una solución diluida de NH_3 y es enfriado con agua (sale calor q_R). La temperatura del líquido que entra al absorbedor es comparativamente baja (80 a 90 °F, de 27 a 32 °C) pero aumenta debido a que la disolución del amoníaco gaseoso libera calor, por eso es necesario enfriarlo. La solución concentrada que resulta se impulsa con una bomba (se entrega trabajo $-WB$) y se calienta por intercambio de calor con la solución diluida caliente que viene del hervidor del generador. Así la solución concentrada ingresa al generador donde la fracción de fondos, rica en agua y pobre en NH_3 (solución diluida) se extrae para ir a alimentar el rociador del absorbedor previo calentamiento en el hervidor (entra calor q_s) hasta alcanzar unos 200 a 300 °F o sea de 93 a 149 °C.

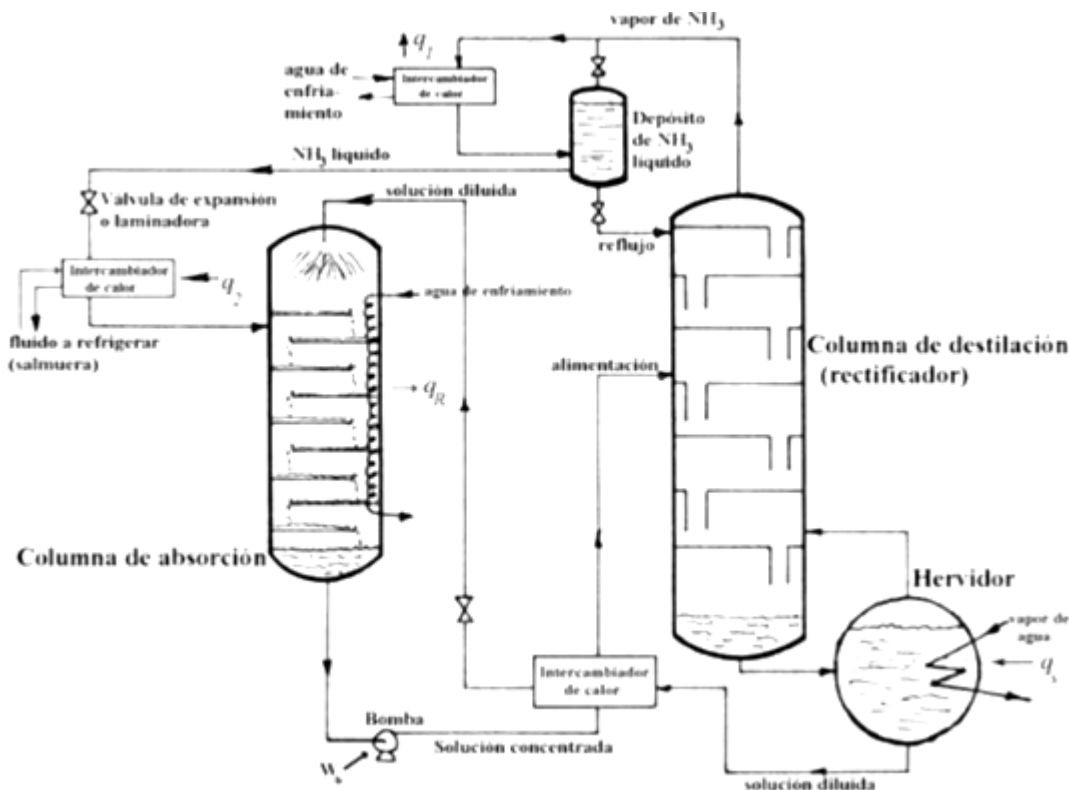


Figura 1.7 Instalación industrial de un refrigerador por absorción amoníaco-agua

De la cabeza del generador sale NH_3 casi puro que se enfría en un condensador (sale calor q_1), se almacena en un depósito (separador de líquido) del cual sale el NH_3 líquido que se expande en el estrangulamiento y enfría el fluido intermediario mientras otra parte refluye a la columna o rectificador. Como fluido intermediario se puede usar una solución acuosa de una sal inorgánica, así como fluidos térmicos patentados: Dowtherm y marcas similares.

El simple esquema que vemos más arriba no se suele usar en instalaciones reales por motivos de espacio y eficiencia. El generador suele tener incorporado el hervidor en una sola unidad, de modo que resulta un equipo híbrido cuya parte de destilación se conoce como analizador. Se han diseñado varias disposiciones que dan buenos resultados en la práctica, con diferencias menores entre sí, que responden más o menos a la estructura que vemos en el esquema anterior.

La figura 1.8 describe una estructura bastante representativa de la mayor parte de los equipos de absorción que usan amoníaco como fluido frigorífico.

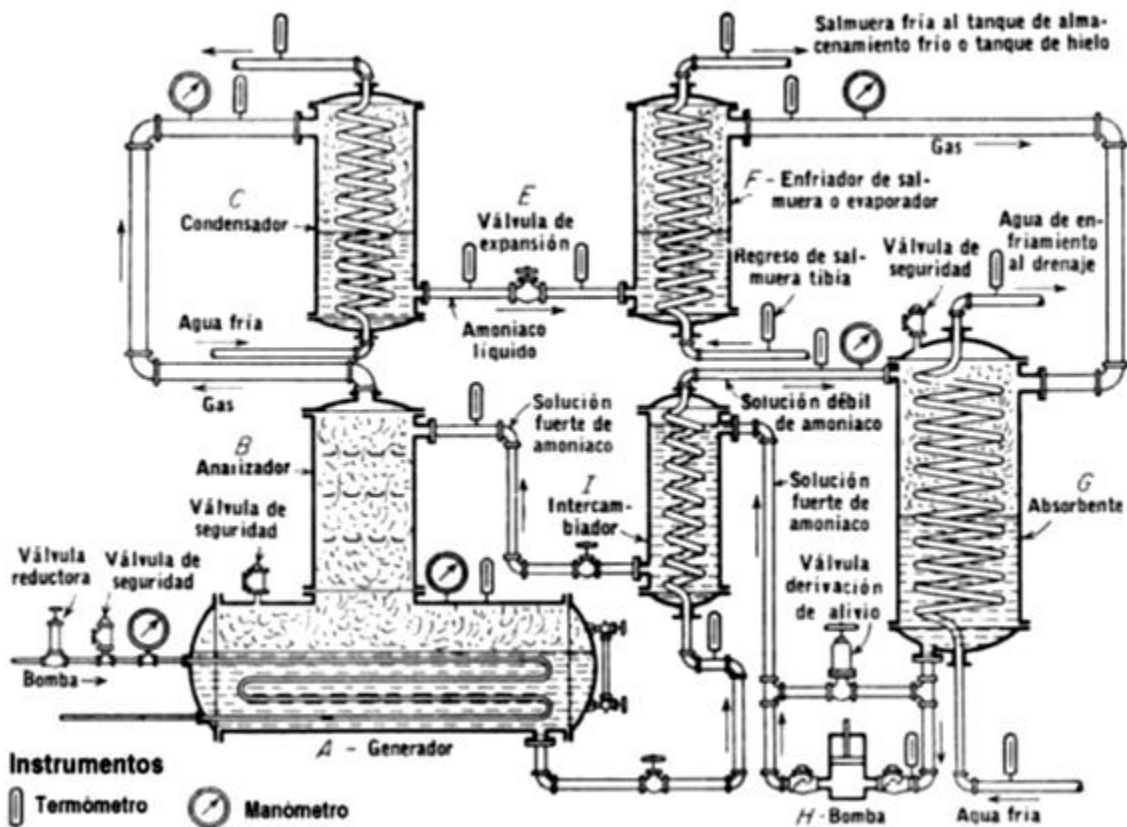


Figura 1.8 Sistema por absorción de amoníaco-salmuera

La salmuera que sirve para enfriar en el proceso entra al evaporador F donde se enfría, produciendo la evaporación del amoníaco, que pasa como gas al absorbedor G . La solución fuerte (concentrada) que produce el absorbedor pasa por la bomba H que la impulsa a través de un intercambiador de calor I donde es calentada por la solución débil que se dirige al absorbedor. Luego, la solución fuerte entra al “analizador” B donde se calienta con vapor u otro fluido cálido. De la parte superior (tope) del “analizador” sale amoníaco gaseoso, mientras que de la parte inferior se obtiene solución débil o diluida. El gas que abandona el “analizador” está formado casi exclusivamente por amoníaco con algo de vapor de agua y tiene una presión considerablemente mayor como consecuencia de la expansión que sufre durante la evaporación. Esta presión no puede ir en dirección aguas arriba porque se lo impide la bomba, que además tiene instalada en su descarga una válvula anti retorno, de modo que se descarga aguas abajo hacia el condensador C , donde se enfría el gas a presión suficientemente elevada como para que licue. Luego es impulsado por esa presión a través de la válvula de expansión E y sufre una expansión isoentálpica. La mezcla líquido-vapor que resulta de esa expansión pasa al evaporador F donde se reinicia el ciclo.

El cálculo se debe realizar en base a balances de masa y energía por equipo obteniendo un sistema de ecuaciones con ayuda del diagrama de entalpía-concentración del NH_3 .

A pesar de las ventajas del bromuro de litio, en instalaciones frigoríficas de muy bajas temperaturas el amoníaco es el fluido de trabajo más usado porque permite alcanzar temperaturas mínimas mucho menores.

1.3.2 Sistema agua-bromuro de litio

En instalaciones frigoríficas en las que la temperatura mínima está por encima de $0\text{ }^\circ\text{C}$ y se quiere usar un ciclo de absorción es muy frecuente encontrar equipos de bromuro de litio, debido a las ventajas que se mencionan más adelante. Además, como las soluciones de bromuro de litio no son volátiles a diferencia de lo que ocurre con las soluciones de amoníaco, no se requiere rectificación. Por ese motivo los equipos de absorción a bromuro de litio son mucho más compactos que los de amoníaco.

Los equipos de refrigeración por absorción a bromuro de litio se clasifican en equipos de una o dos etapas, comúnmente denominados de simple y doble efecto. El equipo de una etapa es el más común y se describe a continuación.

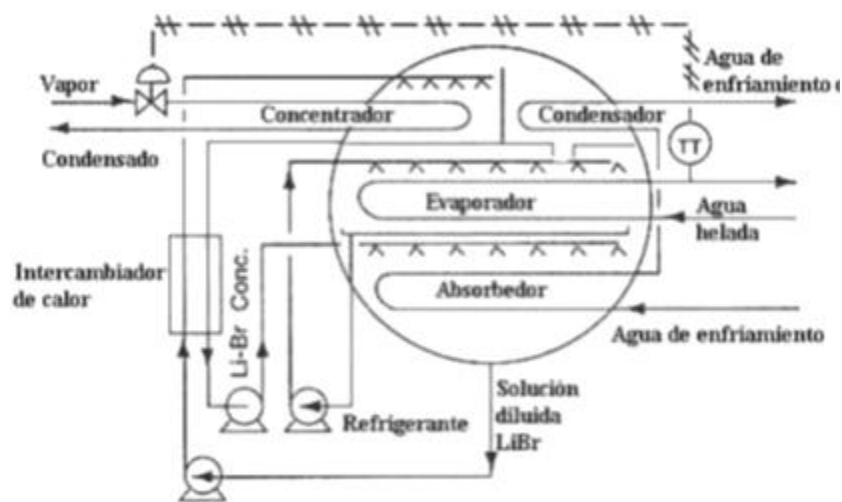


Figura 1.9 Sistema por absorción Bromuro de litio-agua

La absorción se produce en un recipiente herméticamente cerrado, del que se evacua todo el aire. En consecuencia, la presión en el recipiente es la presión de vapor de la solución a la temperatura operativa. Lo que esto significa en otros términos es que se puede regular la temperatura operativa del sistema a través de la presión. La presión en la sección del concentrador y del condensador es del orden de 0.1 atm y en la sección de evaporación y absorción es del orden de 0.01 atm.

Para el calentamiento se suele usar vapor de baja presión (alrededor de 1 bar) o agua caliente a unos 130 °C. En cambio los equipos de doble efecto usan vapor de media presión o agua a unos 175 °C.

Las cuatro secciones básicas de un equipo de absorción se dividen en dos: un volumen llamado de “alta presión” y otro de “baja presión”, a pesar de que ambos operan al vacío. El concentrador y el condensador forman la zona de “alta presión” mientras que el evaporador y el absorbedor forman la zona de “baja presión”. El agua caliente o el vapor fluyen a través de los tubos del concentrador y producen la evaporación del agua de la solución diluida por ebullición al vacío. El vapor de agua liberado de la solución diluida pasa del concentrador al condensador, donde se condensa por acción del agua de enfriamiento. El condensador opera a unos 32 °C. El agua así condensada cae en una bandeja y se envía a la sección del evaporador a través de un orificio reductor de presión, en el que sufre una expansión estrangulada. Como consecuencia del hecho de que la presión de operación en la

zona del evaporador es menor (del orden de 700pa) y del efecto de Joule-Thompson la temperatura de esta sección es también menor: del orden de unos 3 °C. El calor que se necesita para el flasheo (evaporación parcial) del agua lo proporciona el agua helada que ingresa al equipo, por lo que esta se enfría. El vapor de agua que se produce en la zona del evaporador pasa entonces al absorbedor donde es absorbido por la solución concentrada de LiBr. Durante el proceso de absorción el líquido se calienta, debido al calor de disolución negativo de las soluciones concentradas de LiBr. El calor liberado en el absorbedor es eliminado del sistema por una corriente de agua de enfriamiento. La solución concentrada de LiBr que se pulveriza sobre los tubos del absorbedor toma el vapor de agua, y se diluye. Esta solución diluida es entonces bombeada al concentrador donde se completa el ciclo. Nótese que el fluido refrigerante en definitiva es el vapor de agua. Todo el proceso viene regulado por la temperatura del agua helada. En el croquis se observa el controlador de temperatura, que acciona la válvula de admisión de vapor por medio de una línea de aire comprimido. Al abrir la válvula de admisión de vapor cuando la temperatura del agua aumenta se incrementa la potencia frigorífica del equipo, dentro de límites razonables.

1.4 Proceso de absorción en el absorbedor

Uno de los componentes más importantes de estas máquinas de absorción es el absorbedor, ya que su funcionamiento afecta directamente al sistema global. El diseño de los absorbedores es un punto crítico, originado por la complejidad de los procesos de transferencia de masa y calor. Un intercambio de calor eficiente en el absorbedor depende principalmente de un excelente mezclado entre el vapor y la solución de trabajo y del máximo área de contacto entre la pared del intercambiador y la solución.

El aumento de la eficiencia en el absorbedor puede ser logrado aplicando diferentes técnicas. Una de ellas está asociada al incremento de la turbulencia por medio de corrugaciones en las paredes del intercambiador de calor o modificando la geometría, también puede conseguirse mediante la utilización de aditivos que disminuyan la tensión superficial de la solución (efecto Marangoni) provocando un movimiento del seno del líquido hacia la superficie y viceversa, o bien mediante la adición de nano partículas en la solución para mejorar la conductividad térmica de la solución.

1.5 Propiedades del absorbente

El absorbente debe tener ciertas propiedades para poder ser utilizado como fluido en los ciclos de refrigeración por absorción, como las siguientes:

- 1.- El absorbente debe tener una fuerte afinidad por el refrigerante. Entre mayor sea esta afinidad, se requerirá una menor cantidad, reduciendo las pérdidas térmicas durante su calentamiento. Sin embargo, si esta afinidad es demasiado grande, será necesario suministrar una gran cantidad de energía para la restitución del refrigerante.
- 2.- La presión de vapor a la temperatura requerida en el generador debe ser despreciable o muy baja, en comparación con la presión de vapor del refrigerante.
- 3.- El absorbente debe permanecer en estado líquido durante todo el ciclo, para evitar el problema de cristalización; la estabilidad química debe ser buena y no debe ser corrosivo ni tóxico.
- 4.- El calor específico debe ser bajo para evitar las pérdidas, la conductividad térmica debe ser lo más alta posible, la viscosidad y la tensión superficial deben ser bajas para facilitar la transmisión del calor y la absorción.
- 5.- El absorbente debe ser menos volátil que el refrigerante, para facilitar su separación en el generador. Si esto no es posible, se requerirá la integración de un rectificador para llevar a cabo esta separación en forma de vapor.

1.6 Ciclos termodinámicos por absorción.

El ciclo de refrigeración por absorción es un caso particular de los sistemas a sorción en donde participan por lo general dos fases, sea, entre un líquido y un vapor o entre un sólido y un vapor.

De todos los ciclos termodinámicos disponibles para la producción de frío los sistemas tritermos de absorción son los más utilizados en la aplicación de energías de baja entalpía como la solar o el calor de desecho industrial, en particular los sistemas a absorción líquido-gas y sólido-gas y los de adsorción sólido-gas, tanto en funcionamiento continuo como intermitente.

En este caso se seleccionarán los ciclos termodinámicos de absorción líquido-vapor, en funcionamiento continuo como intermitente.

1.6.1 Ciclo continuo

1.6.1.1 Descripción del ciclo continuo de un sistema de refrigeración por absorción.

El dibujo esquemático del ciclo de absorción en funcionamiento continuo, se ilustra en la figura siguiente.

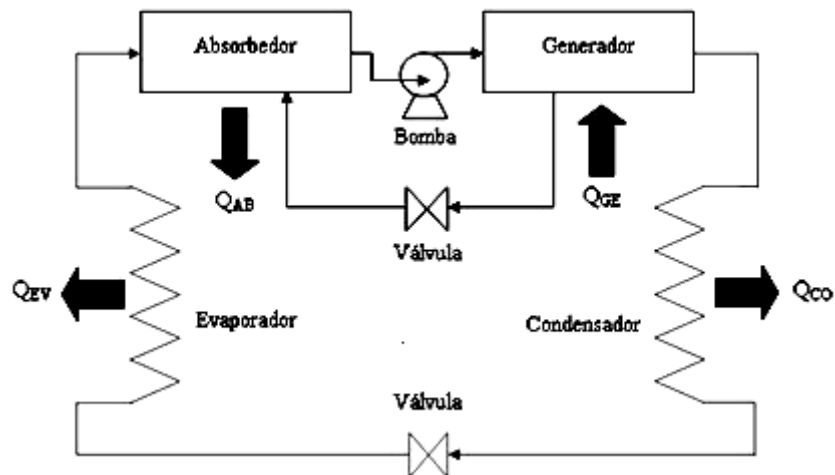


Figura 1.10. Ciclo de absorción en funcionamiento continuo

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 presión y temperatura alta saliendo del generador y entrando al condensador, 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.

1.6.1.2 Recuperadores de calor sensible.

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.

1.6.1.3 Rectificación de los vapores del absorbente.

El propósito de la columna de rectificación es eliminar el vapor del absorbente. Este proceso puede reducir la cantidad del vapor del absorbente hasta alcanzar una concentración deseada de refrigerante, como una aproximación se puede considerar que a la salida del rectificador la concentración del refrigerante es cercana al 100%, lo que representa un caso ideal.

1.6.1.4 Eficiencia del sistema de refrigeración por absorción.

La eficiencia de operación del sistema de refrigeración es medida por el coeficiente de operación conocido como COP:

$$COP = \frac{\text{calor absorbido por el refrigerante al evaporarse}}{\text{calor suministrado al refrigerante + trabajo de la bomba}}$$
$$COP = \frac{Q_E}{Q_G + W_B} \quad (1.6.1)$$

Donde:

Q_E = calor de evaporación

Q_G = calor de generación

W_B = trabajo suministrado por la bomba

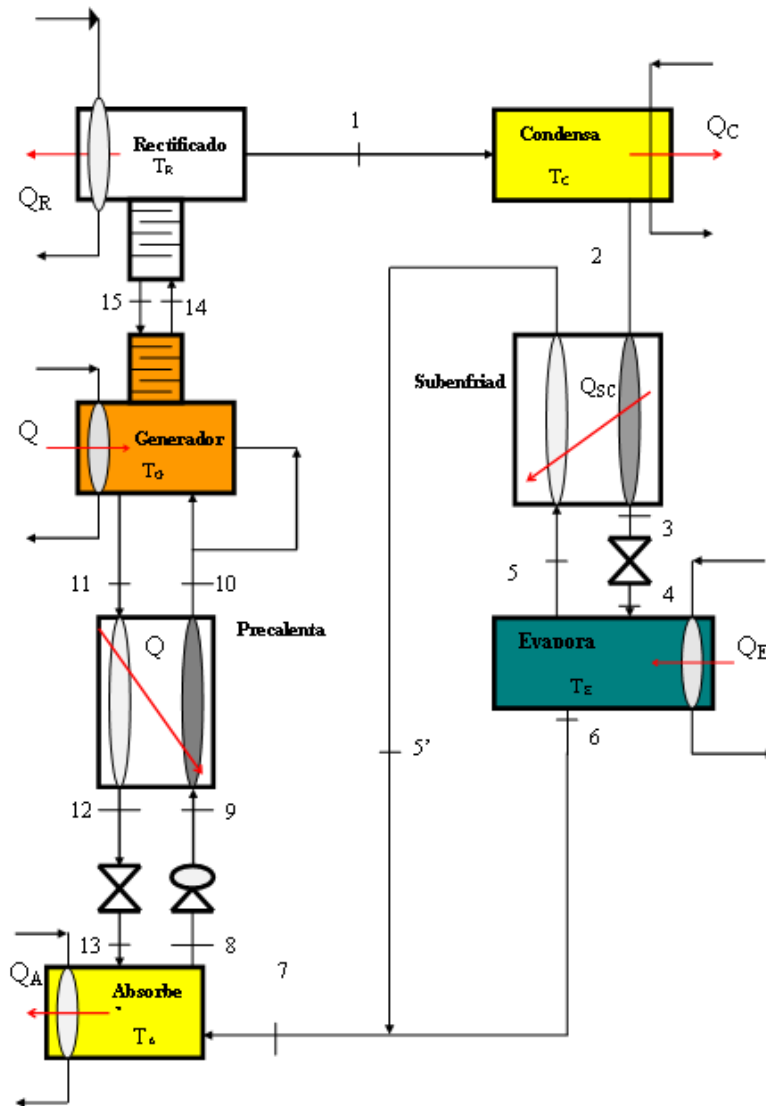


Figura 1.11 Ciclo continuo de refrigeración por absorción

1.6.1.5 Suposiciones teóricas de operación para el cálculo del COP

Con el objeto de evaluar el comportamiento termodinámico de estos ciclos es necesario hacer algunas suposiciones. Para lo cual se utilizará la nomenclatura establecida en la figura (1.11).

1. Las temperaturas del condensador, evaporador, absorbedor, generador y rectificador son uniformes en todos los componentes.
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 presión.
3. La presión baja en el sistema corresponde a la presión de equilibrio a temperatura y concentración en entrada del evaporador (líquido saturado). El absorbedor se encuentra a la misma presión.
4. La solución concentrada saliendo de absorbedor en el estado 8 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 se encuentra 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 de condensador.
9. El estado 5 y 6, es un flujo con 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 y tiene 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_1 y Q_{SC} están definidas como:

$$\eta_i = \frac{h_1 - h_{12}}{h_{11} - h_{5'-2}} \quad (1.6.2)$$

$$\eta_{sc} = \frac{h_5 - h_{5'}}{h - h_{5'-2}} \quad (1.6.3)$$

Donde h_{12-9} es la entalpía del líquido de la solución a la concentración en el estado 12 y a 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 no son considerables.
14. Las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo son conocidas en formas de ecuaciones de estado y representadas en tablas o gráficas.

1.6.2 Ciclo intermitente.

La figura 1.12, representa un sistema de refrigeración por absorción liquido-gas en funcionamiento intermitente.

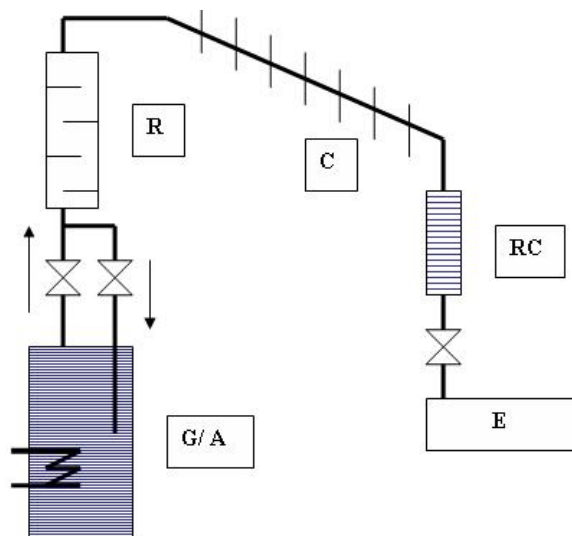


Figura 1.12 Ciclo de refrigeración por absorción en funcionamiento intermitente

Donde:

G = generador

A = absorbedor

C = condensador

RC = recipiente de condensados

E = evaporador.

1.6.2.1 Principio de funcionamiento.

De acuerdo a la figura 1.12, la solución concentrada contenida en el generador G, se calienta provocando la separación de los vapores del refrigerante, posteriormente se separa el vapor del absorbente para obtener el refrigerante lo más puro posible en el rectificador R. El refrigerante puro continúa hacia el condensador en donde se licua y se almacena en un recipiente de condensados, RC. En el ciclo intermitente el período de generación-condensación del refrigerante y el período de evaporación-absorción se efectúan en tiempos diferentes. En otro tiempo se deja enfriar la solución diluida que quedó en el generador hasta que alcance la presión y la temperatura necesarias para que el refrigerante sea absorbido por la solución diluida. Una vez logrado lo anterior se hace pasar el refrigerante líquido a través de una válvula de expansión hacia el evaporador, en donde se procede a su vaporización a baja presión, produciendo una baja temperatura. El refrigerante en forma de vapor regresa al generador que ahora tiene la función de absorbedor y es re-absorbido, para iniciar un nuevo ciclo.

La diferencia fundamental entre un ciclo de refrigeración por absorción en funcionamiento intermitente y continuo es que en la operación intermitente, los procesos de generación-condensación y evaporación-absorción, se desarrollan en tiempos diferentes.

El ciclo intermitente puede desarrollarse de dos formas, a) ciclo a presión constante y b) ciclo a temperatura constante.

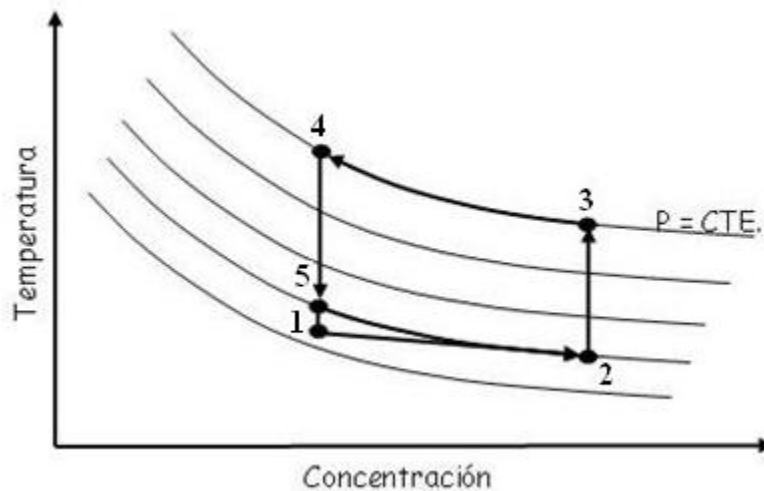


Figura 1.13 Ciclo a Presión constante

1.6.3 Representación de un ciclo de refrigeración por absorción en funcionamiento intermitente (circuito de la solución).

El ciclo intermitente lo podemos representar también en un plano Temperatura-Concentración, (T-X). En este plano el ciclo a presión constante está representado por el ciclo (2-3-4-5-2) y el ciclo a temperatura constante por el ciclo (1-3-4-5-1), de acuerdo a la figura 1.13.

En el ciclo a presión constante el proceso de generación consiste de dos procesos (2-3) y (3-4). Así como el de refrigeración en los procesos (4-5) y (5-2). El enfriamiento adiabático de la solución diluida hasta las condiciones del proceso de absorción, está representado por el proceso (4-5). El efecto de refrigeración se obtiene durante el proceso (5-2).

En el ciclo a temperatura constante, el proceso de generación consiste de dos procesos (1-3) y (3-4). En la fase de refrigeración, durante el proceso de enfriamiento adiabático (4-6) la solución se enfría a las condiciones del punto (6) las cuales son iguales a las condiciones iniciales en el punto (1). La refrigeración se efectúa durante el proceso (6-1). Como se puede observar no hay generación de vapor de refrigerante durante los procesos (2-3) y (1-3).

El ciclo a presión constante es el más eficiente de ambos ya que se usa menor refrigerante durante el proceso (4-5) que durante el proceso (4-6), saliendo más refrigerante para producir el enfriamiento efectivo. Sin embargo, este ciclo es difícil su realización práctica. La dificultad principal es debida al control de la velocidad de enfriamiento del generador-absorbedor durante la etapa de refrigeración, siendo necesario regular durante el proceso (4-5) la velocidad de enfriamiento en el generador-absorbedor, de tal manera que la solución diluida se enfríe a una temperatura T_5 y no después. Además, durante el proceso (5-2), esta velocidad de enfriamiento deberá controlarse para mantener la presión constante durante la absorción

1.6.4 Representación de los ciclos básicos de refrigeración por absorción en diferentes planos termodinámicos.

Existen diferentes planos termodinámicos en donde se pueden representar los ciclos termodinámicos de refrigeración por absorción: El plano $\log P-1/T$ de Oldham y el plano H-X de Merkel/Bosnjakovic.

El plano termodinámico más utilizado y el más práctico para un primer estudio de un ciclo de refrigeración por absorción es el de Oldham, en donde se tiene como ordenada $\log P$ y como abscisa $1/T$, (ver figura. 1.14) sobre este plano se puede representar el ciclo cerrado de una máquina frigorífica por absorción, ya que es posible de manera muy simple, relacionar presión, temperatura y concentración. Al relacionar presión con temperatura se obtienen las curvas de presión de vapor tanto para el refrigerante puro como para las soluciones a diferentes concentraciones, siendo líneas rectas. La pendiente de estas curvas con respecto a la línea de ebullición del refrigerante puro se define por el valor del calor de disolución que caracteriza el grupo binario. Si la disolución del refrigerante se acompaña de una disipación de calor, es decir que el calor de disolución es positivo, la pendiente de las líneas de ebullición de la solución es más grande que la del refrigerante puro y viceversa. Si el calor de disolución es nulo todas las curvas de presión de vapor, tienen la misma pendiente. En la mayoría de los sistemas absorbente-refrigerante, el calor de disolución es positivo.

En la figura 1.14 la representación del ciclo, transformaciones del refrigerante líquido así como las de la solución son líneas continuas y las transformaciones del vapor del refrigerante son líneas discontinúas. En este plano la absorción se realiza entre (4) y (1) y la generación entre (2) y (3), la condensación en (5) y la evaporación en (6).

El ciclo que sigue el solvente es (3-2-1-4) en donde la absorción se realiza entre los puntos (1) y (4) y la generación entre (3) y (2); X_2 es la concentración de la solución más fuerte (concentrada) del ciclo particular y X_1 de la solución diluida, desarrollándose el ciclo en una diferencia de concentraciones finita ($X_2 - X_1$).

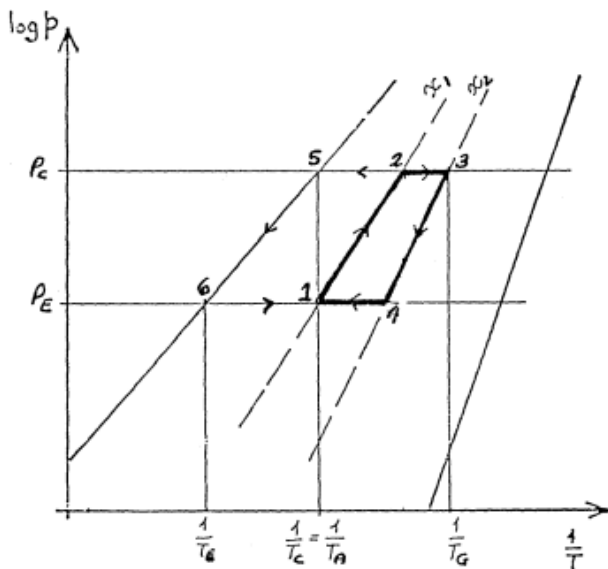


Figura 1.14 Plano de Oldham

1.6.4.1 Plano termodinámico de Merkel/ Bosnjakovic.

El diagrama de Merkel permite un estudio completo de la máquina a absorción, ya que ofrece los balances térmicos de los diferentes componentes del ciclo por medio de la lectura directa de las diferencias de entalpía. El eje de las abscisas está graduado en concentraciones de la fase líquida (X) y el eje de las ordenadas en entalpías (h).

El diagrama de equilibrio amoníaco-agua contiene en la parte inferior, una red de isotermas e isobaras al igual que curvas de igual concentración de la fase vapor en equilibrio con la fase líquida.

En la parte superior las curvas de referencia permiten, partiendo de un punto de equilibrio determinado en la parte inferior, definir las características de la fase vapor.

El empleo del plano ($h - X$) para cálculos térmicos está basado en el concepto de fase, la cual representa una cantidad de mezcla en un cierto estado de presión y temperatura caracterizado por una masa, concentración y entalpía. La figura del anexo 2., representa un diagrama ($h - X$).

Una fase C puede resultar ser la suma o la diferencia de dos fases A y B, en donde se puede comprobar que:

$$M_A \pm M_B = M_C \tag{1.6.4}$$

$$M_A X_A \pm M_B X_B = M_C X_C \tag{1.6.5}$$

$$M_A h_A \pm M_B h_B = M_C h_C \tag{1.6.6}$$

Lo que representa el balance de materia y energía del componente clave o refrigerante, que se traduce sobre el plano (h-X), por la aplicación de la regla de los momentos, de acuerdo a la representación de la figura 1.15.

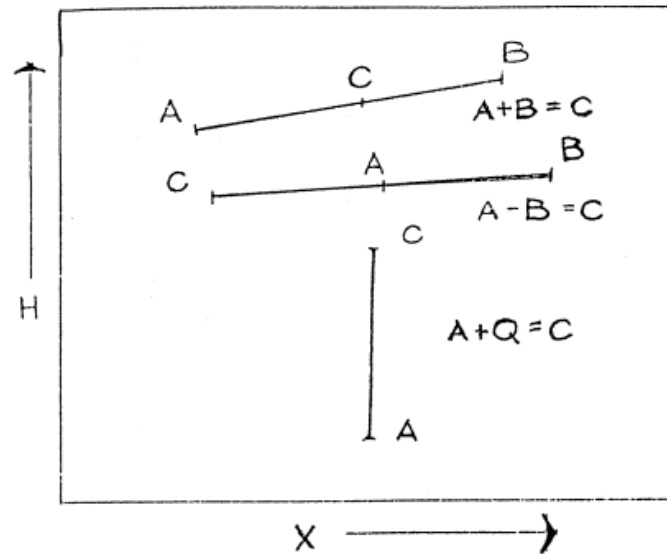


Figura 1.15 Aplicación de la regla de momentos en el gráfico (h-X)

1.6.5 Regla de momentos sobre plano termodinámico, Entalpía-concentración-temperatura

En la figura 1.16, se representan los puntos correspondientes a las diversas fases.

Donde:

- (a) Representa la fase a la salida del absorbedor, es decir la solución concentrada.
- (b) Representa la solución concentrada a la salida del intercambiador de calor.
- (c) Representa la fase a la entrada del absorbedor, es decir la solución diluida. Representa la solución diluida antes de entrar al intercambiador.
- (g) Representa el vapor saturado de amoníaco, considerando su concentración del 100%.
- (k) Representa el estado del amoníaco líquido puro bajo la presión de condensación. Representa el estado del refrigerante puro vaporizándose bajo la presión de evaporación.
- (j) Representa el vapor del refrigerante entrando en el rectificador.
- (l) Representa el líquido concentrado de retorno del rectificador al generador.
- (f) Representa el estado del amoníaco puro en el rectificador

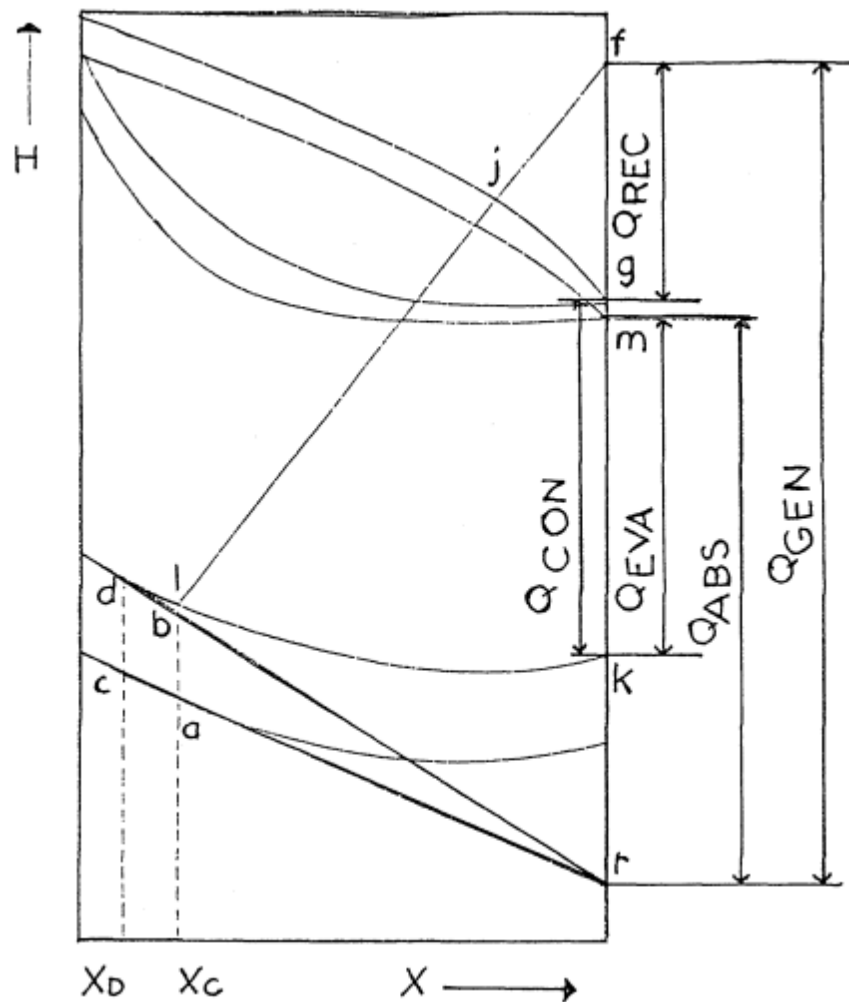


Figura 1.16 Representación de las fases en un plano Entalpía-concentración-temperatura

Para calcular un refrigerador por absorción, se requiere de tres datos base:

- la temperatura más baja que es necesario obtener en el evaporador (T_E).
- la temperatura del generador (T_G)
- la temperatura de enfriamiento ($T_C = T_A = T$)

Con el plano (h - X) es posible determinar las presiones y concentraciones de las soluciones concentrada y diluida así como las diferentes cantidades de calor involucradas en cada transformación.

La presión tanto en el generador como en el condensador ($P_C = P_G$) se determina por la temperatura de saturación correspondiente a la condensación, (100% refrigerante).

La presión tanto en el absorbedor como en el evaporador ($P_A = P_E$), se determina por la temperatura de saturación correspondiente a las condiciones en el evaporador.

Con la intersección de la isoterma T_A y la isobara P_A , se calcula la concentración de la solución concentrada en equilibrio (X_C). Esta fase está representada por el punto (a). De la misma forma, la intersección de la isoterma T_G y la isobara P_G determina la concentración de la solución al final de la generación (X_D), representada por el punto (d).

La interacción de la isobara P_A con la concentración X_D , determina las condiciones en el punto (c), correspondiente al estado de la solución diluida a la salida del intercambiador.

La circulación específica de la solución concentrada (f), referida a 1 kg de vapor, desde el absorbedor al generador, se determina con la relación siguiente:

$$f = \frac{X_R - X_D}{X_C - X_D} \quad (1.6.7)$$

La circulación específica de la solución diluida (f'), que fluye al absorbedor se determina con la siguiente relación:

$$f' = f - 1 = \frac{X_R - X_C}{X_C - X_D} \quad (1.6.8)$$

1.7 Selección del refrigerante

En cada uno de los diferentes métodos de producción de frío existen para determinadas condiciones de funcionamiento uno o varios refrigerantes apropiados, que garantizan un óptimo de eficiencia y seguridad, en relación con sus propiedades químicas y físicas, existiendo ciertas condiciones mínimas y propiedades que deben satisfacer, tales como:

A) Comportamiento indiferente frente a los materiales utilizados.

El refrigerante no debe combinarse o reaccionar con los materiales utilizados para la construcción de la máquina frigorífica.

B) Estabilidad química.

El refrigerante no debe de sufrir ningún tipo de transformación química, dentro del dominio de temperaturas y presiones de operación.

C) Ausencia de toxicidad.

Es importante que el refrigerante no tenga efectos nocivos sobre la salud, ni sobre el medio. No todos los refrigerantes satisfacen esta condición.

D) No debe ser explosivo ni inflamable.

Por motivos de seguridad se exige que el refrigerante este operando fuera de los dominios de peligrosidad, en lo referente a los riesgos de explosión e inflamabilidad.

E) Fácil detección de fugas.

Por aspectos de seguridad, operación y economía, es necesario que la circulación del refrigerante se realice en conductos herméticos y que las fugas en caso de ocurrir deben ser inmediatamente detectadas, prefiriéndose aquellos refrigerantes que tengan un olor penetrante.

F) Ningún efecto sobre el lubricante.

Si en el circuito del ciclo de refrigeración se utiliza algún tipo de lubricante, el refrigerante no le debe ocasionar ningún cambio químico, ni influir en sus propiedades lubricantes.

G) La presión de evaporación debe ser superior a la presión atmosférica.

En el caso de la refrigeración por vaporización, la presión de evaporación del refrigerante, debe ser dentro de lo posible, algo superior a la presión atmosférica. De esta manera se evita la introducción de aire al interior del sistema.

H) Baja presión de condensación.

La generación de altas presiones de condensación, requiere de estructuras que soporten esta presión, aumentando el costo. Se sugiere trabajar el refrigerante a condiciones de operación

no muy próximas del punto crítico, con el objeto de realizar más fácilmente la condensación.

I) Gran potencia frigorífica específica.

Entre mayor sea su capacidad o potencia de enfriamiento, se requerirá una menor cantidad de refrigerante en circulación para una potencia de enfriamiento determinada.

J) Costo y disponibilidad.

El refrigerante no debe ser muy costoso y debe estar disponible en el mercado, sobre todo si se requiere de un abastecimiento continuo, como en el caso de los ciclos de refrigeración abiertos.

Existen refrigerantes inorgánicos como el agua y el amoníaco y refrigerantes orgánicos como los hidrocarburos halogenados.

1.7.1 Propiedades de los refrigerantes

1.7.1.1 Propiedades térmicas.

Las propiedades térmicas en general, permiten conocer el comportamiento de las sustancias frente a los cambios de estado o bien el análisis de los diferentes factores externos que intervienen para que estos cambios se produzcan.

1.7.1.2 Presión de vapor.

Para compuestos puros, el equilibrio entre las fases del refrigerante líquido y el refrigerante vapor permite la determinación de las temperaturas de evaporación y de condensación, así como de las presiones en función de estas temperaturas.

1.7.1.3 Volumen específico y densidad.

El volumen específico es el valor inverso de la densidad, y ambos varían en función de la temperatura y de la presión, siendo más importante este efecto si el refrigerante se encuentra en fase vapor. Conociendo el volumen específico se puede determinar la cantidad de vapor generado por la vaporización de una cierta masa de refrigerante líquido.

1.7.1.4 Calor específico.

El calor específico indica la cantidad de calor necesaria para absorberse o disiparse, para obtener la variación de un grado de temperatura de una cierta masa de una sustancia. Este valor es muy importante sobre todo para el dimensionamiento de los intercambiadores de calor.

1.7.1.5 Calor latente.

El calor latente indica la cantidad de calor necesaria por unidad de masa de la sustancia, para efectuar una transición de un estado de agregación a otro. En el caso de los refrigerantes existen grandes variaciones de estos calores.

1.7.2 Ventajas económicas del uso del Amoniac.

Como refrigerante, el amoniac ofrece cuatro claras ventajas económicas sobre otros refrigerantes comúnmente utilizados.

- El amoniac es compatible con el medio ambiente. No destruye la capa de ozono y no contribuye al calentamiento global de la tierra.
- El amoniac tiene propiedades termodinámicas superiores, por lo que los sistemas de refrigeración con amoniac consumen menos energía eléctrica.
- El olor característico del amoniac es su mayor cualidad de seguridad. A diferencia de otros refrigerantes industriales que no tienen olor, porque las fugas son detectadas fácil y rápidamente. El olor punzante del amoniac motiva a los individuos a abandonar el área donde se presente una fuga antes de que se acumule una concentración peligrosa.
- Costo y disponibilidad. El costo del amoniac es mucho menor que cualquier refrigerante sintético, de manera general cuesta de un 10 a un 20% menos en instalación y al ser una sustancia natural, no tiene una fecha límite en que se pueda producir o usar, a diferencia de otros refrigerantes sintéticos cuyo uso o producción está limitada a una cierta cantidad de años.

1.7.3 Aplicaciones.

- Las primeras aplicaciones industriales de los principios termodinámicos de la absorción de un vapor por un líquido, con el fin de conseguir la refrigeración de otro líquido, datan de los primeros años 30.
- La comercialización a mayor escala de plantas frigoríficas de absorción con ciclo Amoniaco-Agua comienzan en los 40 y la puesta en el mercado de las primeras plantas con ciclo agua-Bromuro de Litio tiene lugar a principio de los 50.
- Los ciclos de absorción se basan físicamente en la capacidad que tienen algunas sustancias, tales como el agua y algunas sales como el Bromuro de Litio, para absorber, en fase líquida, vapores de otras sustancias tales como el Amoniaco y el agua, respectivamente. Básicamente las aplicaciones más comunes las encontramos en refrigeradores de hospitales, para mantener la temperatura requerida en diversas medicinas, en restaurantes y hoteles para la preservación de alimentos y en lugares alejados y en zonas rurales donde es casi imposible la obtención de energía eléctrica.

1.7.4 Baja densidad del amoniaco – Consecuencias para las instalaciones

El caudal másico del refrigerante correspondiente a una potencia dada crece generalmente cuando el peso molecular del fluido frigorígeno aumenta. El amoniaco conduce a caudales másicos netamente más reducidos, pues su entalpia de vaporización es mucho mayor que la de los otros refrigerantes.

Cuando más denso es el gas más necesario es reducir su velocidad de circulación en las tuberías y orificios, a fin de limitar las pérdidas de carga a valores económicamente aceptables. La reducida densidad de los vapores de amoniaco permite incrementar su velocidad en las tuberías y por tanto reducir la importancia de las pérdidas de carga. Así mismo, se puede aumentar la velocidad de estos vapores a nivel de las válvulas de los compresores de pistón o de los orificios de descarga de los compresores de tornillo.

Así, el amoníaco ($M=0.017$ kg/mol) permite velocidades del embolo mayores que los CFC y HCFC (cuyo valor M varia de 0.086 a 0.1 kg/mol para el HCFC 22, el R 404A y el HFC 134a), con similares perdidas de presión a la entrada y a la salida. No se ha sacado todavía provecho industrial de este hecho, que podría permitir una sensible reducción de las dimensiones y costos de los compresores mediante el aumento de la velocidad de rotación utilizando un fluido frigorígeno más ligero, tal como el amoníaco.

Por otro lado, la transmisión de calor de un refrigerante durante la evaporación y la condensación es tanto más reducida cuanto mayor sea la densidad del mismo. Ello es debido en parte a un espesor mayor de la lamina liquida, debido a la reducida entalpia de evaporación. El amoníaco líquido se beneficia igualmente de una conductividad térmica mejor que la de los CFC líquidos.

Presión y temperatura crítica

Los hidrofluorcarbonos (HFC) presentan presiones criticas que van de los 35 a 50 bar, mientras que la del amoníaco se eleva a 113 bar, lo que conduce a una mejor utilización volumétrica de este en la zona alta del campo de aplicación de la bomba de calor que con los HFC, y permite igualmente el uso del amoníaco en zonas de temperatura más amplias en un ciclo frigorífico normal.

Las temperaturas criticas del amoníaco, del HCFC 22, del HFC 134a y del R 404 son respectivamente 132.3°C, 96.2 °C, 101.1°C, y 72.1 °C.

Cuanto más próxima sea la temperatura de condensación a la temperatura crítica, menores son el coeficiente de eficiencia y la potencia frigorífica. Los sistemas clásicos que ceden el calor al agua o a la atmósfera funcionan a temperaturas muy inferiores a las mencionadas anteriormente. Sin embargo la temperatura crítica más elevada del amoníaco puede llegar a ser una ventaja en el caso de las bombas de calor destinadas a proporcionar calor a niveles elevados de temperatura.

Presión de saturación

En los sistemas frigoríficos son deseables presiones relativas positivas a fin de evitar entradas de aire. Las temperaturas por debajo de las cuales la presión de saturación es inferior a la presión atmosférica son, respectivamente, -33.3°C para el amoníaco,

-40.8°C para el HCFC 22, -26.1°C para el HFC 134a y -46.6 para el R 404^a.

A las temperaturas elevadas actuales, sus presiones de saturación son igualmente del mismo orden de magnitud, de tal forma que se pueden utilizar las tuberías, los accesorios y los recipientes corrientemente disponibles en la industria.

1.7.5 Dimensión de las tuberías

Se han comprobado las potencias frigoríficas de secciones de aspiración de diámetros diferentes para un caudal que corresponde a la misma variación de la temperatura de saturación que a una sección de dimensiones dadas le corresponde una potencia frigorífica entre dos y tres veces mayor para el amoníaco que para el HCFC 22. Los conductos de los sistemas con amoníaco pueden por lo tanto ser de diámetros menores y por consiguientes menos caros, sin aumentar las pérdidas de carga. Se puede así mismo, a iguales dimensiones, obtener con el amoníaco una pérdida de carga menor y de esta forma trabajar a una temperatura de condensación más baja.

Otros elementos prácticos

a) Costo.

Aunque el precio varía en el tiempo y según el país, se puede considerar que actualmente el precio del kilo de HCFC 22 es de seis a siete veces superior al del amoníaco y el del HFC diez veces superior al del amoníaco. Esta ventaja se acentúa por el peso específico más ligero del amoníaco (especialmente el del líquido) que permite reducir la carga y las dimensiones de los recipientes a presión, los intercambiadores de calor y las tuberías.

b) Detección de fugas.

El amoníaco posee un olor irritante; las fugas, incluso mínimas, son así inmediatamente descubiertas y pueden atraer la intervención del personal de mantenimiento.

Los HCFC y los HFC, por el contrario, carecen de olor. Las fugas resultan difícilmente detectables sin equipo específico; frecuentemente no son descubiertas hasta después de pérdidas de potencia frigorífica que acarean reparaciones urgentes y costosas. Se ignora también, a menudo, que los fluidos halogenados provenientes de fugas pueden acumularse en los puntos bajos. Pesados e inodoros, ocupan el lugar del aire indispensable para la respiración, lo que es origen de numerosos accidentes mortales. Contrariamente, el olor fuerte del amoníaco puede, incluso para una fuga débil sin consecuencias dramáticas para el personal, provocar el pánico si llega a infiltrarse en un lugar público.

1.7.6 Incompatibilidad con determinados materiales

El amoníaco es compatible con el hierro, acero y aluminio (la utilización del aluminio puede presentar problemas cuando el amoníaco contenga agua), aunque no lo es con el cobre ni con sus aleaciones. Sin embargo, existe un modelo de compresor que, provisto con cojinetes de bronce fosforado en el pie de biela, funciona bien incluso con amoníaco, pues en este recinto el vapor de amoníaco, menos cargado de agua y recalentado, no es corrosivo con esta aleación.

Los inconvenientes de la incompatibilidad del amoníaco con el cobre tienen que ver con el hecho de que, la mayoría de los técnicos frigoristas e instaladores únicamente han trabajado durante los últimos 50 años con fluidos halogenados y tuberías de cobre.

Los fluidos frigorígenos halogenados eran los únicos utilizados hasta el presente en máquinas frigoríficas de potencia reducida, olvidándose, en este ámbito, por no ser requeridas, las técnicas de soldadura autógena en tuberías de acero. Estas solo eran instaladas en máquinas industriales, aunque no funcionasen necesariamente con amoníaco.

1.7.7 Diseño de las instalaciones que funcionan con amoníaco

1.7.7.1 Materiales y diseño

En primer lugar todo material que entre en contacto con el amoníaco deberá, por supuesto, ser adecuado para este uso, cumplir con las reglas, reglamentos y normas, y responder a las condiciones requeridas de presión y de temperatura del sistema.

Los componentes que entren en contacto con el amoníaco no deben contener mercurio, cobre, zinc y aleaciones de estos elementos.

Así como ciertos cauchos y plásticos, no deberán utilizarse a menos que haya sido establecida su compatibilidad.

Las tuberías, uniones y válvulas en acero y hierro, por contra, son compatibles con el amoníaco (vapor y líquido) a reserva de la conformidad con las normas de presión en vigor.

Aunque a bajas temperaturas (-30°C) es preciso tener en cuenta la fragilidad del acero.

El aluminio también es compatible con el amoníaco; el frío industrial lo utiliza ampliamente para los evaporadores, así como el acero galvanizado.

1.7.7.2 Condiciones y comportamientos a considerar.

Riesgo del golpe de ariete.

Una mala explotación o errores en diseño o de montaje de las tuberías pueden dar origen a sobrepresiones que aumentan el riesgo de propagación de ondas de choque en las tuberías de líquido. La mayoría de estos choques se producen en los sistemas de baja temperatura durante el ciclo de desescarche por gas caliente.

Dos acciones, en particular, son el origen del mayor número de golpes de ariete; la apertura, al final del ciclo de desescarche, de la válvula de aspiración, originando una onda de choque en la tubería de aspiración llena de líquido, y la apertura, al principio del ciclo de desescarche de la válvula solenoide de gases calientes, que originan una onda de choque en el evaporador.

A menudo se cree que las tuberías deben encontrarse completamente llenas de amoníaco líquido para que pueda producirse el golpe de ariete. Sin embargo, como indica (FINLAY, R., How dangerous is ammonia? *Industrial Refrigeration*, 34 (1958), No. 5, p. 4, 6.), si bien es verdad que los tubos llenos de líquido pueden propagar una onda de choque, para permitir esta propagación los tubos no requieren estar llenos antes del golpe del líquido.

Un tubo no completamente lleno, que encierra bolsas de vapor, puede llenarse muy rápidamente de líquido cuando el vapor de estas bolsas se condensa.

El mecanismo en este caso es el siguiente: si mas arriba de un tapón de líquido, una bolsa de vapor es sometida repentinamente a la acción de la presión de líquido subenfriado que llega, este contacto produce una condensación muy rápida del vapor de dicha bolsa y su eliminación casi instantánea. El líquido que ocupa el lugar del vapor es bruscamente detenido por el tapón de líquido situado mas arriba, lo que provoca, por su propia inercia, un choque. La propagación de la onda de choque en el conducto lleno de líquido podría acarrear la rotura de un componente, como por ejemplo una placa terminal mal soldada.

A continuación se exponen las precauciones a seguir en la fase de diseño para prevenir los golpes de ariete provocados por condensación. Estas precauciones se clasifican en cuatro categorías generales:

- Prevención de la formación de tapones líquidos.
- Prevención de la aceleración excesiva de un tapón líquido.
- Prevención de creación de bolsas de gas aisladas.
- Prevención de formación de fisuras y de puntos débiles en las tuberías.

Fisuras originadas por deformación

Por otra parte, a veces se han observado fisuras por corrosión por tensión en el acero ferrítico utilizado en la fabricación de recipientes de amoníaco. Se han constatado estas fisuras especialmente en las instalaciones frigoríficas; en los casos mas graves son origen de fugas de amoníaco.

Se admite, en general, que una presencia de oxígeno en el amoníaco líquido de algunas p.p.m. o de algunas milésimas de p.p.m. en el amoníaco gaseoso, podrían bastar para provocar tales fisuras en el acero. Es preciso, así pues, vigilar que sea purgado todo el aire en los sistemas de amoníaco, de manera que se reduzcan todos los riesgos de contaminación por el oxígeno del aire. Por otra parte, se considera que un contenido mínimo de agua del 2% en el amoníaco contribuye a prevenir estas fisuras de tensión debidas a la corrosión.

El sector de alta presión de un sistema de compresión de amoníaco presenta frecuentemente un contenido de agua por debajo de este nivel; parece, así pues, que existen más riesgos en este sector que en el sector de baja presión. Hay menos riesgos de fisura a temperaturas inferiores a -5°C y en los recipientes de acero dulce (resistencia mínima de tracción inferior a 350 N/mm^2) que han sido recocidos después de soldados.

1.7.7.3 Estructura de la instalación y niveles de temperatura¹

Rango de temperaturas de funcionamiento de las instalaciones con amoníaco

El intervalo de utilización de las temperaturas de utilización del amoníaco para las aplicaciones frigoríficas son: vaporización desde 0°C , aproximadamente, hasta -55°C y para la condensación normal desde 25 a 35°C . Es de advertir que a partir de temperaturas de condensación de 25 a 35°C y para temperaturas inferiores a -20°C , aproximadamente, la compresión se efectúa en dos etapas con el fin de mantener una temperatura de descarga inferior a 135°C . En el caso de los compresores de tornillo la compresión puede hacerse en una sola etapa y con una relación de compresión mayor.

1.7.8 Métodos de producción de frío basados en la evaporación de un refrigerante

En la refrigeración industrial, comercial y doméstica la mayor parte de las máquinas frigoríficas operan en un ciclo cerrado, bajo el principio de producción de frío basado en la evaporación del refrigerante líquido.

Estos métodos se diferencian por la forma en que los vapores que se producen en el evaporador son extraídos. Dentro de estos sistemas tenemos los ciclos de compresión, de eyecto-compresión y de sorción.

1.7.8.1 Sistema de compresión de vapor.

Los vapores son aspirados y comprimidos por medio de un dispositivo mecánico llamado compresor.

1.7.8.2 Sistema a eyecto-compresión.

En este caso los vapores son aspirados por medio de un eyector, en donde el refrigerante hace la función de vapor motriz y una depresión en el eyector permite su aspiración a baja presión.

¹ Referido a los sistemas de compresión.

1.7.8.3 Sistema adsorción.

Los vapores son retenidos por un material líquido o sólido, lo que provoca su aspiración a la salida del evaporador.

Existen dos formas por las cuales estos materiales pueden fijar a los vapores, uno en donde el vapor se fija al material por medio de uniones de naturaleza física, resultando en un fenómeno superficial, al que se conoce con el nombre de adsorción, en donde por lo general ocurre entre un sólido y un vapor, este fenómeno se puede presentar también aunque con menos frecuencia entre un líquido y un vapor. En la adsorción el material que adsorbe se le conoce como adsorbente y al material adsorbido como adsorbato. La otra forma es que el vapor se solubiliza al interior del material y en donde posteriormente ocurre una reacción química. Este fenómeno se conoce con el nombre de absorción y ocurre tanto en materiales líquidos como en sólidos. En la absorción, el material que absorbe se le conoce como absorbente y el material absorbido como absorbato.

En este tipo de sistema el refrigerante en forma vapor es adsorbido o absorbido por un líquido o sólido, a la salida del evaporador.

CAPITULO II

2.0 PARAMETROS DE DISEÑO

2.1 El absorbedor y el evaporador

La temperatura de evaporación del refrigerante depende de sus características de presión y temperatura de saturación. Esto es, la temperatura a la cual el refrigerante se evapora (hierve) varia con la presión del evaporador. La presión debe ser lo suficientemente baja, para que la temperatura resultante de evaporación se encuentre al valor que se necesita para la aplicación de la refrigeración.

En los sistemas por compresión de vapor, la baja presión en el evaporador se mantiene mediante la acción de succión del bombeo del compresor, como se observa en la figura 2.0, la cual remueve el refrigerante tan pronto como se evapora, evitando así que se eleve la presión. Se escogen refrigerantes adecuados, cuyas características de presión y temperatura correspondan al funcionamiento del compresor y demás componentes. Por ejemplo, Si se utiliza refrigerante R12 y se desea una temperatura de evaporación de 4.4°C, la presión en el evaporador se debe mantener a 35.64kpa abs. Si se utiliza refrigerante R-11, la presión en el evaporador tendrá que mantenerse a 42.26 kpa abs. (14.3 pulg Hg) la cual está muy por debajo de la atmosférica.

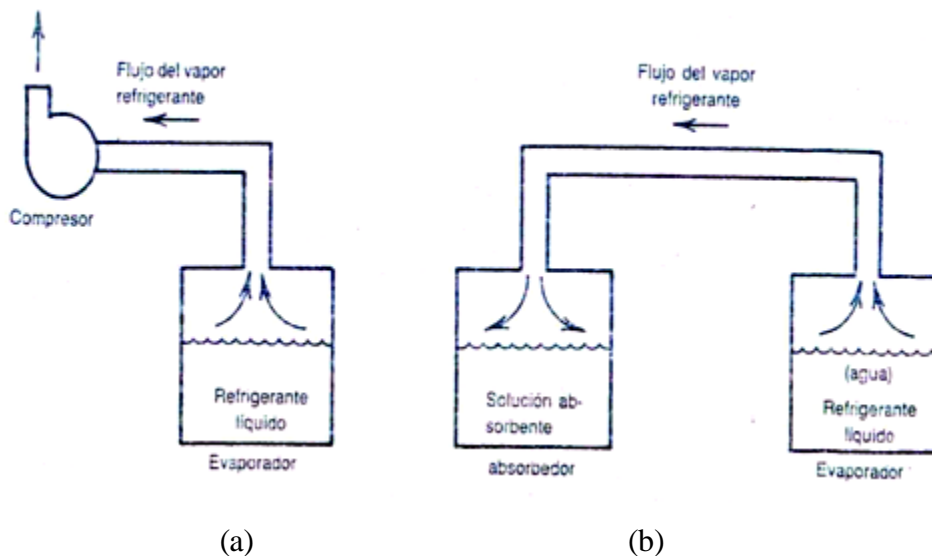


Figura 2.0. Comparación de las maneras de obtener el flujo y la succión de un refrigerante desde el evaporador, en los sistemas de absorción y de compresión de vapor

(a) Obtención del lado de baja en el sistema de compresión de vapor

(b) Obtención del lado de baja en el sistema de absorción.

Si se ha de utilizar el agua como refrigerante para que se evapora a 4.44°C , la presión debe mantenerse extremadamente baja, a 0.827kPa abs (0.25 pulg Hg). La figura 2.0 (b) muestra en forma esquemática, cómo se utiliza el proceso de absorción para mantener esta baja presión. El evaporador contiene el refrigerante (agua). El absorbedor es un recipiente adjunto que contiene una solución fuerte (concentrada) de agua y bromuro de litio. Los dos recipientes se hallan conectados de manera que el vapor pueda fluir libremente entre los dos. A los recipientes se les vacía de todo aire hasta que se encuentran a una presión extremadamente baja. El agua en el evaporador comenzará a vaporizarse súbitamente; esto es, hervirá. El efecto refrigerante del calor latente de vaporización enfriará el agua no evaporada, lográndose la refrigeración.

El vapor de agua producido llena el espacio evacuado de ambos recipientes. La presión en el evaporador aumenta a medida que se evapora más refrigerante. Consecuentemente, la correspondiente temperatura de evaporación también aumenta, y se pierde la refrigeración a una temperatura aceptablemente baja. Sin embargo, esto se evita por la acción del absorbente. El vapor de agua que llena los recipientes hace contacto con la superficie de la solución fuerte absorbente, y esta lo absorbe. Esto reduce la presión en el espacio,

creándose un ligero gradiente de presión de la superficie del refrigerante en evaporación hacia el absorbente, lo que estimula el flujo del vapor de agua.

Esto es, el absorbedor retira el vapor de agua a medida que este se produce, manteniendo con ello la presión baja y la temperatura en el evaporador. Esta acción del absorbedor reemplaza el efecto de succión creado por el compresor.

Puesto que el evaporador debe mantenerse a una presión muy baja, el equipo debe estar herméticamente sellado. Esto sería físicamente impráctico si el agua refrigerante se hiciera circular por el exterior entre tuberías y serpentines, hasta llegar a la carga. Por lo tanto, el refrigerante se utiliza para enfriar el agua que circula a través de un haz de tubos en el evaporador (figura 2.1). Entonces se hace circular el agua fría hasta la carga. Asimismo, el agua refrigerante se recircula continuamente mediante una bomba del evaporador, a través de un cabezal equipado con boquillas de aspersion, haciéndola pasar por fuera de la tubería de agua fría. El calor procedente del agua del sistema (a una temperatura ligeramente más alta que el refrigerante) evapora el agua refrigerante. Esto enfría el agua del Sistema.

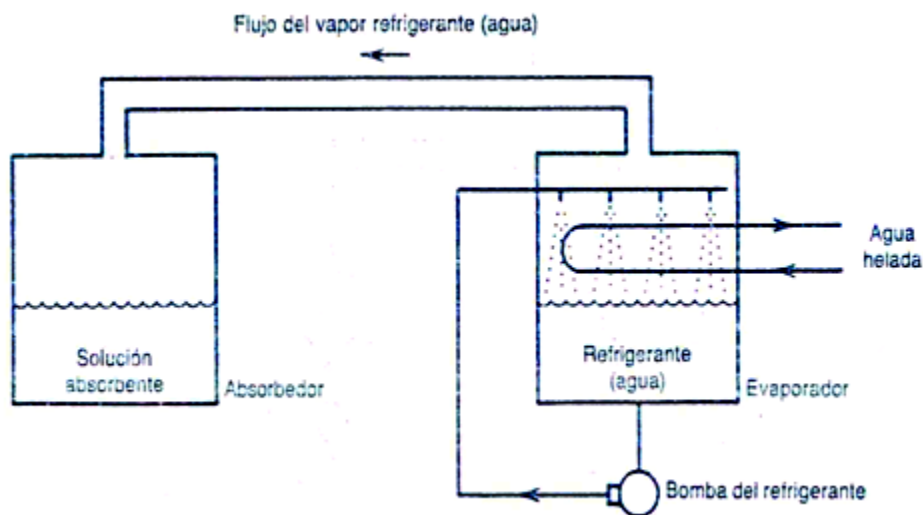


Figura 2.1 Bomba del refrigerante y el serpentín de distribución del agua helada, agregados al evaporador

Una combinación de bomba y boquilla de aspersion, Se utiliza, asimismo, para rociar la solución concentrada del absorbedor en el espacio del absorbedor. Esto aumenta el contacto en el área superficial entre la solución y el vapor de agua, aumentando, asimismo, la eficacia del proceso de absorción.

El Sistema que se muestra en la figura 2.0(b) no puede operar de un modo satisfactorio durante mucho tiempo, debido a que la solución absorbente se diluye más a medida que absorbe el vapor de agua, y pronto se vuelve ineficaz. El régimen de absorción del vapor de agua disminuye, elevando la presión y la temperatura de evaporación hasta un nivel inaceptable. En un cierto punto, la solución cesa por completo de absorber el vapor de agua.

2.2 El generador y el condensador

En la figura 2.2 se muestra una disposición práctica utilizada para recuperar el refrigerante, de modo que el sistema pueda operarse continuamente. La solución débil se bombea del absorbedor a un recipiente llamado generador o concentrador. Se aplica calor a la solución, de lo que resulta la ebullición del agua. La solución fuerte, ahora reconcentrada, se retorna al absorbedor para luego rociarse de manera que penetre en el vapor de agua refrigerante de los alrededores, en donde tiene lugar la absorción. La fuente de calor es, con frecuencia, vapor de agua o agua caliente que circula en un serpentín, tal como se muestra en la figura 2.2. La aplicación directa de los gases calientes de la combustión puede, asimismo utilizarse, si bien, por supuesto, los aparatos son físicamente diferentes.

El espacio del generador está conectado a un cuarto componente que es el condensador. Vapor de agua llena este espacio en los recipientes. A través de la tubería del condensador se hace circular agua de enfriamiento. La temperatura del agua es más baja que la temperatura de condensación del vapor de agua a la presión de condensación. El vapor de agua, por lo tanto, cede su calor de condensación, y se condensa como líquido, acumulándose en el fondo del condensador.

El evaporador y el absorbedor se hallan a una temperatura extremadamente baja, y pueden considerarse como el lado de baja del sistema. La presión desarrollada en el generador y el condensador por el proceso de calentamiento es más elevada; estos dos componentes pueden considerarse el lado de alta del sistema. (Si bien la presión es más elevada en el generador y el absorbedor, todavía está muy por debajo de la presión atmosférica).

A fin de mantener el diferencial de presión entre el lado de alta y el lado de baja, y de causar un efecto de enfriamiento por vaporización súbita en el refrigerante, se provee un orificio entre el condensador y el evaporador. Esto sirve como un dispositivo de expansión, semejante al que funciona en el sistema de compresión de vapor. Esto completa el ciclo.

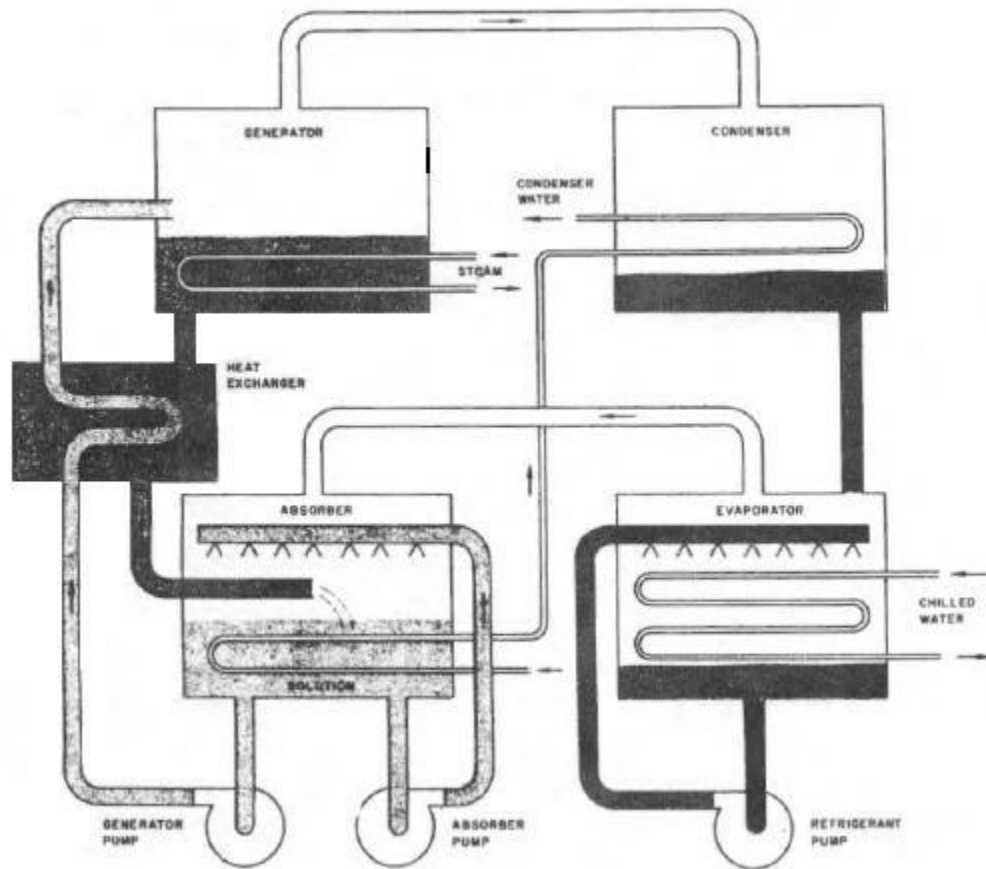


Figura 2.2 Disposición del sistema de absorción bromuro de litio - agua

Para los parámetros de diseño es necesario tomar en cuenta el espacio, potencia frigorífica (carga térmica), y cantidades o propiedades térmicas en la entrada y salida de los componentes. A continuación definimos y asumimos algunos de ellos.

2.3 Dimensionamiento.

Con respecto al espacio como parámetro de diseño, se establece las medidas del gabinete (ver figura 2.3), éstas serán las que se definan más adelante (capítulo IV), de acuerdo al espacio que ocupe el circuito tanto sus componentes, tuberías y accesorios al final del diseño mecánico.

En la siguiente figura podemos ver el esquema propuesto para el banco o gabinete de refrigeración.



Figura 2.3 propuesta de gabinete para el sistema de refrigeración a diseñar

2.4 Potencia frigorífica.

Para determinar la potencia frigorífica o carga térmica ha de utilizarse la tabla del anexo 3, que clasifica la ganancia por transmisión de calor según la diferencia de temperaturas entre el ambiente, almacenamiento y el espesor del aislamiento con su factor de conductividad térmica.

Con una diferencia de temperaturas $\Delta T = 21.11^{\circ}\text{C}$ (70°F) y tomando como material vidrio doble, el refrigerador será capaz de enfriar un espacio cuya área es de 2.22 m^2 (23.90 pies^2).

La carga térmica es $Q = \text{ganancia por transmisión} \times \text{Área a refrigerar}$. (2.4.1)

De tabla (anexo 3) la ganancia por transmisión será de 770 Btu/pies^2 por 24 horas.

Sustituyendo en la fórmula.

$$Q = (770 \text{ Btu/pies}^2 \text{ por 24 horas}) \times 23.90 \text{ pies}^2 = 18403 \text{ Btu por 24 horas}$$

Las horas de trabajo para el equipo se estiman de tres.

Entonces $Q = 18403/3 = 6134.33 \text{ Btu/h} = 0.5 \text{ ton}$

La carga térmica en el sistema internacional es:

$$Q = 1.8 \text{ Kw}$$

Con este valor se podrá determinar las cantidades de flujo másico que circulan en el sistema.

2.5 Propiedades térmicas.

Como parámetros de diseño, es necesario incluir propiedades térmicas tales como: temperaturas y concentraciones de los elementos ya que estas nos permitirán determinar las demás cantidades involucradas en el diseño del ciclo termodinámico.

Es por eso que a continuación se definen algunas de ellas:

Temperatura en el evaporador.

$$T_{EV} = T_1 = 5^\circ\text{C}$$

Temperatura en el absorbedor.

$$T_{AB} = T_2 = 30^\circ\text{C}$$

Temperatura en el generador.

$$T_{GE} = 95^\circ\text{C} \text{ (Fuente de energía externa)}$$

Temperatura en el Condensador.

$$T_{CO} = T_8 = 30^\circ\text{C}$$

$$x_1 = 0.995$$

$$x_8 = x_9 = x_7 = 0.995$$

$$x_5 = x_6 = x_6'$$

$$P_1 = P_2 = P_{sat}$$

$$P_5 = P_8$$

Capítulo III

3.0 DISEÑO TERMODINAMICO

3.1 Análisis termodinámico del ciclo de refrigeración por absorción

Hipótesis:

- El sistema opera en régimen estacionario.
- Las corrientes de salida del absorbedor, generador, condensador y evaporador están en condiciones de saturación.
- No se consideran pérdidas o ganancias de calor a través de los diferentes componentes del sistema y de los conductos.
- El proceso en las válvulas se considera isoentálpico.
- La variación de temperatura en el evaporador es despreciable.

3.1.1 Características del modelo termodinámico

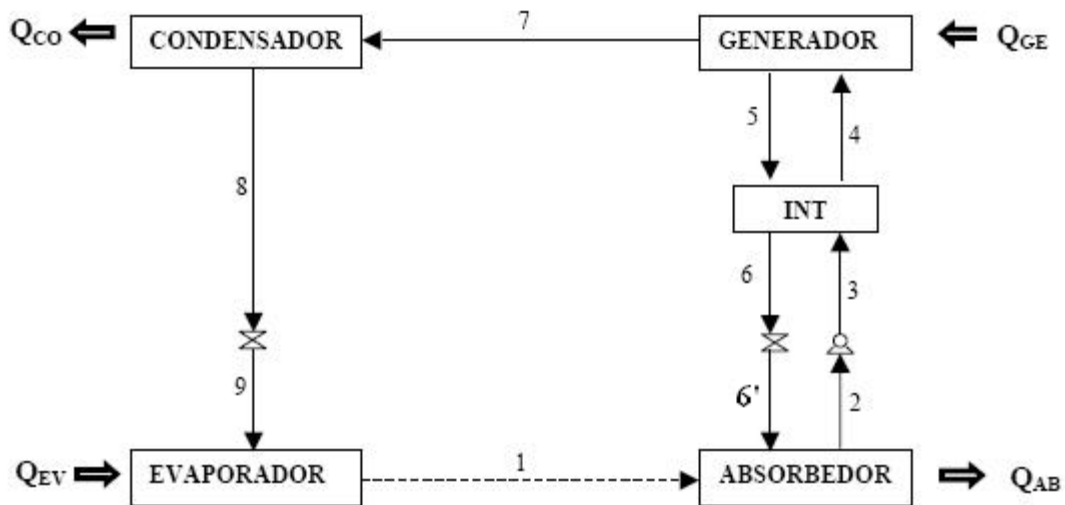


Figura 3.0 Diagrama esquemático del ciclo de absorción NH₃-H₂O

3.2 Determinación de las propiedades termodinámicas en base al diagrama de equilibrio amoníaco-agua.

Como a lo largo del ciclo existen mezclas de diferentes concentraciones, los balances energéticos se evalúan más fácilmente utilizando diagramas entalpía-concentración. En base a los parámetros definidos en el capítulo anterior se determinan las propiedades restantes del ciclo termodinámico de absorción NH₃-H₂O de la figura 3.0.

La figura del anexo 2 representa el diagrama correspondiente a las entalpias del sistema amoníaco-agua a varias presiones y temperaturas y para todas las composiciones y fases. Las entalpias están basadas sobre 0.45kg del fluido y los estados de referencia son el amoníaco líquido saturado a -20.22°C y el agua saturada a -17.77°C . (0°F).

El grupo inferior de líneas del diagrama corresponde a las entalpias de diversas fases sólidas de hielo y amoníaco con los puntos eutéctico y congruente. El grupo de curvas situado sobre este, representa las entalpias de las soluciones saturadas en todo el intervalo de composiciones para diferentes temperaturas y presiones. El tercer grupo desde el fondo representa las líneas de construcción para la obtención de las relaciones de equilibrio vapor-líquido. El grupo superior de líneas representa las entalpias de vapores saturados que cubren todo el intervalo de composiciones para distintas temperaturas y presiones.

La presión en el punto 1 (ver fig. 3.1) es una presión de equilibrio de vapor saturado con una concentración de 99.5% de NH₃ a 5°C , con estos datos se ingresa al diagrama equilibrio amoníaco-agua. Se supone un valor de ensayo para la presión de equilibrio y se sigue una horizontal desde el punto que representa el vapor saturado a esta presión y concentración del 99.5% hasta la correspondiente línea de construcción del equilibrio. Desde ese punto se sigue hacia abajo según una línea vertical hasta la línea de 5°C de las curvas de líquido saturado y se lee la correspondiente presión de equilibrio. Esta segunda aproximación de la presión se utiliza para repetir la operación hasta tener valores consistentes; es decir, que el valor se torne constante conforme se realicen las iteraciones o el número de ensayos. De esta forma se encontró que la presión del evaporador es aproximadamente de $49.033 \text{ kPa} = 0.5 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$ (ver figura 3.1).

Para el punto 2 a la salida del absorbedor se tiene una solución concentrada con presión de 49.033kpa y temperatura de 30°C . Se determina del gráfico (ver anexo 2) una concentración de NH_3 de 20% y entalpía de $52.33 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 12.5 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$.

A la salida del condensador (punto 8) con una temperatura de 30°C y una concentración de NH_3 de 99.5% se lee una presión de 1176.8kpa , este valor es igual para los puntos: 3, 4, 5, 7.

En el punto 3, tenemos una temperatura de 30°C y la concentración es la misma que en el punto 2, la cual también es igual en el punto 4. En el punto 4 es necesario hacer un balance energético para determinar la entalpía, estos cálculos se realizarán más adelante cuando se definan los flujos de masa involucrados en dicho balance.

En el punto 5 encontramos la entalpía ingresando al gráfico con una temperatura de 84°C y con una presión de 1176.8kpa , como resultado tenemos que $h_5 = 314.01 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$.

En el punto 6 a la salida del intercambiador circula una solución débil con una temperatura de 34°C y una presión de 49.033kpa , del gráfico se define una entalpía de $h_6 = 69.80 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ y la concentración $x_6 = 0.183$. Estas condiciones son iguales en el punto 6', ya que hemos considerado una válvula isoentálpica y además que no hay cambio significativo en la temperatura.

En el punto 7 tenemos vapor de amoníaco con una concentración de 0.995 de NH_3 y una presión de 1176.8kpa . Se traza una línea vertical desde dicho valor de concentración hasta cortar la línea de rocío correspondiente a la presión dada, luego se traza otra línea horizontal para cortar la línea auxiliar a la misma presión, con otra vertical hacia abajo hasta interceptar la línea de presión, se lee el valor aproximado de la temperatura a la salida del generador, $T_7 = 72^\circ\text{C}$ y al mismo tiempo obtenemos una entalpía de $h_7 = 1756.61 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$.

La siguiente imagen describe el proceso de lectura de algunos datos del diagrama de equilibrio, en el evaporador y generador como muestra del uso de dicho gráfico.

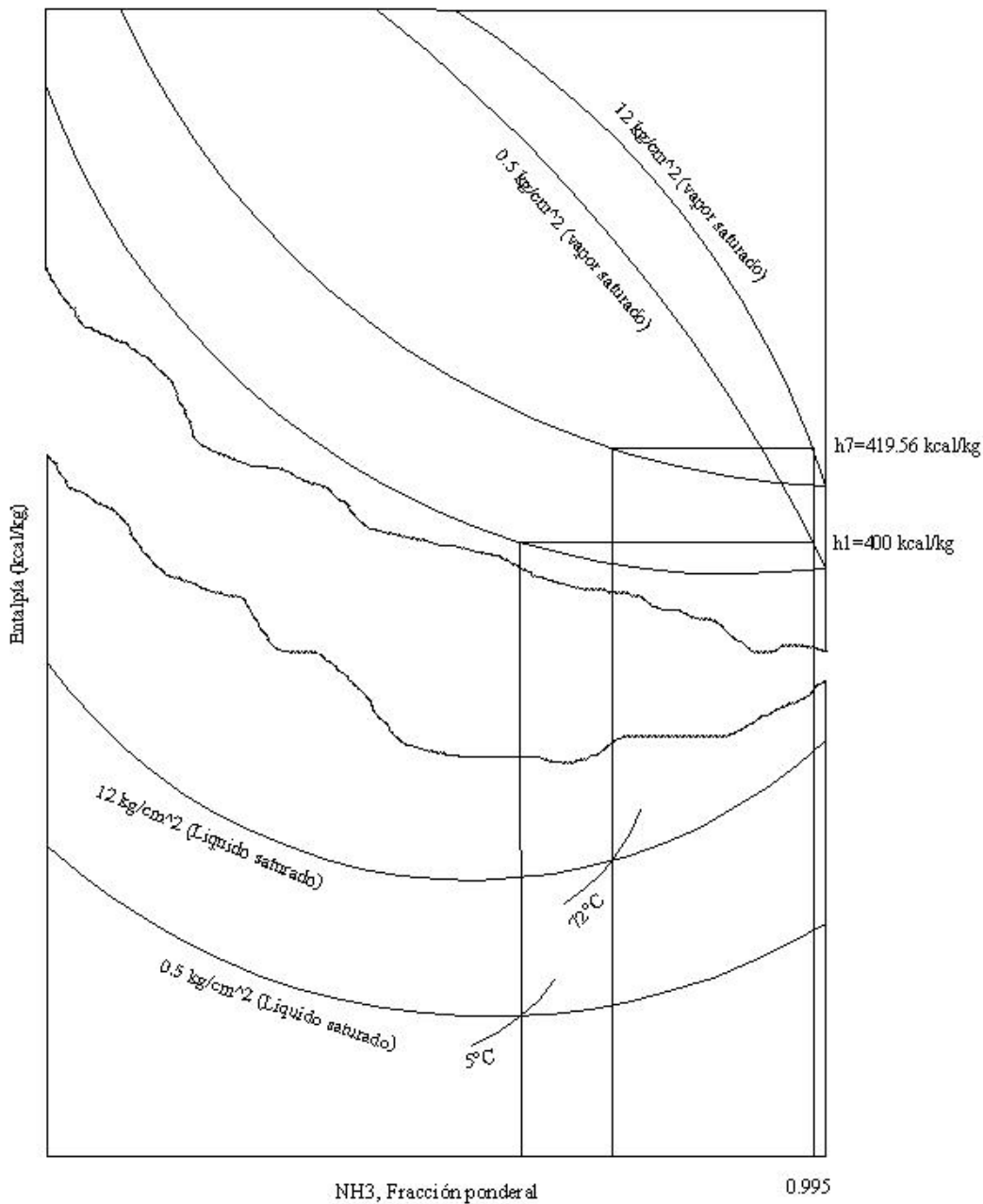


Figura 3.1 Método para la determinación de entalpías de diversas corrientes correspondientes al diagrama de equilibrio amoníaco-agua

3.3 Análisis termodinámico para cada uno de los componentes

Los problemas de proyecto y análisis en los sistemas de refrigeración por absorción comprenden una serie de balances energéticos que abarcan todo el ciclo y cada una de sus partes. Así, para el proceso global correspondiente al ciclo de la fig. 3.0, si se prescinde de las variaciones de energía cinética, potencial y superficial:

$$Q_{EV} + Q_{GE} + Q_{CO} + Q_{AB} - W_B = 0 \quad (3.1.1)$$

En donde: Q_{EV} = calor absorbido en la evaporación.

Q_{GE} = calor suministrado al sistema en el generador.

$-Q_{CO}$ = calor cedido al condensador.

$-Q_{AB}$ = calor cedido al absorbedor.

$-W_B$ = trabajo realizado por la bomba sobre el sistema.

Los balances energéticos correspondientes a las etapas individuales se refieren únicamente a magnitudes caloríficas y entálpicas, excepto en los casos en los que se incluye la bomba.

Así por ejemplo en el generador,

$$m_{en} h_{en} = m_{sal} h_{sal} \quad (3.1.2)$$

$$m_7 h_7 + m_5 h_5 = m_4 h_4 + Q_{GE} \quad (3.1.3)$$

Donde m_7 es la masa de la corriente 7 a la salida del generador en la fig.3.0 y h_5 es la entalpia correspondiente por unidad de masa. Los otros símbolos poseen un significado semejante.

3.3.1 Cálculos del diseño termodinámico

Con una capacidad de refrigeración de $0.5\text{TNR} = 1.76\text{KWR}$ en el evaporador.

Solución:

Los balances de materia y energía se establecen comenzando con el evaporador y utilizando los datos de la grafica del anexo 2.

Calculo del flujo másico a la entrada del evaporador.

$Q = m(h_1 - h_9)$; despejando flujo másico tenemos:

$$m_1 = \frac{Q}{h_1 - h_9} = \frac{1.76\text{kw}}{1674.72 - 471.01 \text{ kj/kg}}$$

$$m_1 = 1.462 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 5.26 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

3.3.2 Determinación de los flujos másicos en las diferentes corrientes del circuito termodinámico.

Para la determinación de los diferentes flujos másicos es necesario realizar balances de masa, energía y concentración en los diferentes componentes del sistema.

Balance en el absorbedor

$$m_{en} = m_{sal}$$

$$m_1 + m_6 = m_2$$

$$m_6 = m_2 - m_1$$

$$m_6 = m_2 - 5.26 \quad (3.2.1)$$

Balance masa-concentración en el absorbedor

$$m_1x_1 + m_6x_6 = m_2x_2 \quad (3.2.2)$$

Sustituyendo (3.2.1) en (3.2.2) tenemos:

$$m_1x_1 + m_2 - 5.26x_6 = m_2x_2$$

$$m_1x_1 + m_2x_6 - 5.26x_6 - m_2x_2 = 0$$

$$m_2(x_6 - x_2) = 5.26x_6 - m_1x_1$$

$$m_2 = \frac{5.26x_6 - m_1x_1}{x_6 - x_2} = \frac{5.26 * 0.183 - 5.26 * 0.995}{0.183 - 0.20}$$

$$m_2 = 251.242 \frac{kg}{h} = 69.789 \times 10^{-3} \frac{kg}{seg}$$

Luego de (3.2.1) tenemos:

$$m_6 = 251.242 - 5.26 = 245.98 \frac{kg}{seg}$$

$$O, m_6 = 68.33 \times 10^{-3} \frac{kg}{seg}$$

Balance de masas en el intercambiador de calor

$$m_{en} = m_{sal}$$

$$m_3 + m_5 = m_4 + m_6$$

$$m_5 = m_4 + m_6 - m_3 \quad (3.2.3)$$

Balance masa-entalpia

$$m_5h_5 = m_4h_4 + m_6h_6 - m_3h_3$$

$$m_4h_4 = m_5h_5 - m_6h_6 + m_3h_3$$

$$h_4 = \frac{m_5h_5 + m_3h_3 - m_6h_6}{m_4} = \frac{m_5(h_5 - h_6) + m_3h_3}{m_4}$$

$$h_4 = \frac{68.055 \times 10^{-3}(314.01 - 69.80) + 68.789 \times 10^{-3}(52.33)}{69.789 \times 10^{-3}}$$

$$h_4 = 290.685 \frac{kJ}{kg} = 69.43 \frac{kcal}{kg}$$

Balance en el generador

$$m_{en} = m_{sal}$$

$$m_4 = m_5 + m_7$$

Despejando flujo másico en 7, se tiene:

$$m_7 = m_4 - m_5 = 251.242 - 245.98$$

$$m_7 = 5.26 \frac{kg}{h}$$

3.3.3 Calculo de calores en cada uno de los componentes

Calor absorbido en el evaporador

$$m_{en} h_{en} = m_{sal} h_{sal}$$

$$m_9 h_9 + Q_{EV} = m_1 h_1 ; \text{ Como: } m_1 = m_9$$

$$Q_{EV} = m_1 h_1 - m_9 h_9 = 1.462 \times 10^{-3} (1674.72 - 471.01)$$

$$Q_{EV} = 1.76 \frac{kJ}{seg}$$

Calor rechazado en el absorbedor

$$m_{en} h_{en} = m_{sal} h_{sal}$$

$$m_1 h_1 + m_6 h_6 = m_2 h_2 + Q_{AB}$$

$$Q_{AB} = m_1 h_1 + m_6 h_6 - m_2 h_2$$

$$Q_{AB} = 1.462 \times 10^{-3} 1674.72 + 68.33 \times 10^{-3} 69.80 - 69.789 \times 10^{-3} (52.33)$$

$$Q_{AB} = 3.56 \frac{kJ}{seg}$$

Calor absorbido en el generador

$$m_{en} h_{en} = m_{sal} h_{sal}$$

$$m_7 h_7 + m_5 h_5 = m_4 h_4 + Q_{GE}$$

$$Q_{GE} = m_7 h_7 + m_5 h_5 - m_4 h_4$$

$$Q_{GE} = 1.462 \times 10^{-3}(1756.61) + 68.33 \times 10^{-3}(314.01) - 69.789 \times 10^{-3}(289.72)$$

$$Q_{GE} = 3.80 \frac{kJ}{seg}$$

Calor rechazado en el condensador

$$m_{en} h_{en} = m_{sal} h_{sal}$$

$$m_7 h_7 = Q_{co} + m_8 h_8$$

$$Q_{co} = m_7 h_7 - m_8 h_8 ; \text{ Como: } m_7 = m_8 \text{ tenemos,}$$

$$Q_{co} = 1.462 \times 10^{-3}(1756.61 - 471.01)$$

$$Q_{co} = 1.88 \frac{kJ}{seg}$$

Trabajo realizado por la bomba sobre el sistema

$$w_B = \frac{m(P_3 - P_2)}{\gamma_{NH_3}} ; \text{ Donde:}$$

$$P_2 = 49.033 \text{ kpa}$$

$$P_3 = 1176.8 \text{ kpa}$$

$$\rho_{NH_3} = 682 \frac{kg}{m^3}$$

Sustituyendo datos se tiene:

$$w_B = \frac{69.789 \times 10^{-3}(1176.8 - 49.033)}{682}$$

$$w_B = 0.115 \text{ kw}$$

La primera ley de la termodinámica para un sistema cerrado está dada por:

$$Q - w = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP \quad (3.2.4)$$

Prescindiendo de las variaciones de energía cinética, potencial y gravitatoria la ecuación anterior queda de la siguiente forma:

$$Q - w = 0 \quad (3.2.5)$$

A continuación se realiza el balance energético de todo el sistema.

Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico

$$Q_{EV} + Q_{GE} = Q_{CO} + Q_{AB} + w_B$$

$$1.76 + 3.80 = 1.88 + 3.56 + 0.115$$

$$5.56 = 5.555$$

Calculo del coeficiente de operación.

$$COP = \frac{Q_{EV}}{Q_{GE} + w_B} \quad (3.2.6)$$

$$COP = \frac{1}{\frac{1.76}{3.80 + 0.115}}$$

$$COP = 0.45$$

Punto	T(°C)	x(% deNH3)	P(kg/cm ²)	P(kpa)	h(kcal/kg)	h(kj/kg)	m (Kg/seg.)
1	5	99.5	0.5	49.033	400	1674.72	1.462× 10 ⁻³
2	30	20	0.5	49.033	12.50	52.33	69.789× 10 ⁻³
3	30	20	12	1176.8	12.50	52.33	69.789× 10 ⁻³
4	78	20	12	1176.8	69.43	290.685	69.789× 10 ⁻³
5	84	18.3	12	1176.8	75	314.01	68.33× 10 ⁻³
6	34	18.3	0.5	49.033	16.67	69.80	68.33× 10 ⁻³
6´	34	18.3	0.5	49.033	16.67	69.80	68.33× 10 ⁻³
7	72	99.5	12	1176.8	419.56	1756.61	1.462× 10 ⁻³
8	30	99.5	12	1176.8	112.5	471.01	1.462× 10 ⁻³
9	5	99.5	0.5	49.033	112.5	471.01	1.462× 10 ⁻³

Tabla 3.0 Resumen principales parámetros del diseño térmico

CAPITULO IV

4.0 DISEÑO MECANICO

4.1 Diseño del condensador

4.1.1 Definición

El condensador es el componente del equipo frigorífico encargado de licuar los vapores de refrigerante, a alta presión, procedente del generador; su fin esencial consiste en el traspaso del flujo calorífico del fluido refrigerante al medio ambiente. El condensador es, en suma, un intercambiador de calor.

Se pueden distinguir tres zonas dentro del condensador:

Zona de enfriamiento: enfriamiento de los vapores desde la temperatura del vapor recalentado hasta la temperatura de condensación (eliminación de calor sensible).

Esta fase es muy rápida debido a la gran diferencia de temperatura que existe y se efectúa generalmente en la primera cuarta parte del condensador.

Zona de condensación: cesión de calor latente de condensación a temperatura constante.

Esta cesión de calor es muy lenta y necesita las dos cuartas partes siguientes del condensador. Para que esta cesión se realice es necesario un salto de temperaturas importante entre el fluido y el medio de condensación.

Zona de subenfriamiento: enfriamiento del líquido desde su temperatura de condensación hasta la temperatura deseada (líquido subenfriado).

Este enfriamiento se realiza en la cuarta y última parte del condensador. El enfriamiento que se consigue es función del salto térmico entre el refrigerante y el medio de condensación.

4.1.2 Proceso de transmisión de calor en el condensador

La transmisión de calor desde el refrigerante hasta el agua de enfriamiento tiene lugar en varias etapas. La primera etapa es el paso de calor desde el vapor refrigerante hasta el tubo, a través de la película de líquido condensado sobre el exterior del tubo. A continuación, el

calor pasa desde la superficie exterior del tubo hasta la superficie interior. Desde la superficie interior del tubo, el calor debe fluir a través de la capa de incrustaciones que generalmente se forma en el interior del tubo. Finalmente, el calor pasa desde la capa de incrustaciones a través de la capa límite, hasta la corriente de agua del tubo. La cantidad de calor que fluye a través de cada una de las sucesivas resistencias al paso del flujo térmico tiene que ser la misma en condiciones de equilibrio (ver fig. 4.1).

El coeficiente de transferencia de calor para el flujo de agua por el interior de la tubería se determina a partir de las condiciones de la corriente, habiéndolas evaluado a la temperatura promedio. El coeficiente de transferencia de calor por convección, en el exterior de la tubería, depende de la diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido refrigerante.

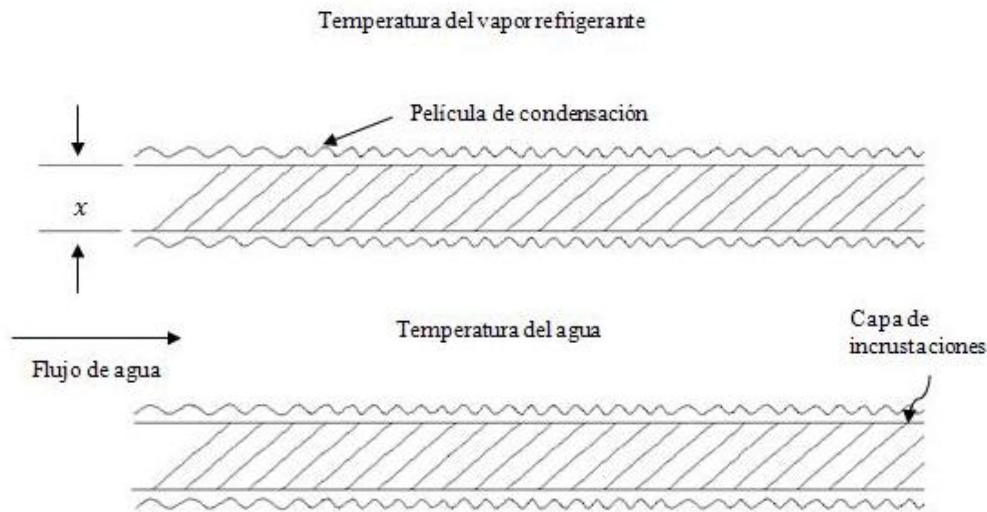


Figura 4.0 Transmisión de calor a través del tubo de un condensador

Solución:

4.1.3 Fases a seguir en el diseño de un condensador de carcasa y tubos:

1. Comprobar el balance de energía. Hemos de conocer las condiciones del procesamiento, caudales, temperaturas, presiones, propiedades físicas de los fluidos, (ver capítulo 3).
2. Asignar las corrientes al tubo y casco.
3. Dibujar los diagramas térmicos.

4. Seleccionar el diámetro, espesor, material y configuración de los tubos.
5. Calcular los valores de temperatura media logarítmica (MLTD o ΔT_m).
6. Calcular los coeficientes globales de transmisión de calor
7. Calcular la superficie de intercambio estimada, número de tubos y su longitud.
8. Seleccionar el tamaño (diámetro) de la carcasa.
9. Calcular las pérdidas de presión en el lado del tubo y carcasa.

4.1.4 Asignación de flujos

Las reglas aplicables para determinar que fluido va por el casco y cual por los tubos son:

- El fluido a mayor presión va en los tubos.
- El fluido más corrosivo va en los tubos.
- Los fluidos más sucios van en los tubos
- El fluido con menor pérdida de presión va en el casco.
- El fluido a condensar en el casco.

Para nuestro diseño el fluido que va en la carcasa o casco es el amoníaco, es decir el refrigerante, fluido a condensar, y la sustancia que va en los tubos es el agua, el cual proporciona el medio de enfriamiento.

4.1.5 Diagramas térmicos

Un diagrama térmico es la representación de la temperatura de las corrientes en función del calor, la figura 4.2 ejemplifica esta y otras propiedades a la entrada y salida tanto en la carcasa como en los tubos del condensador.

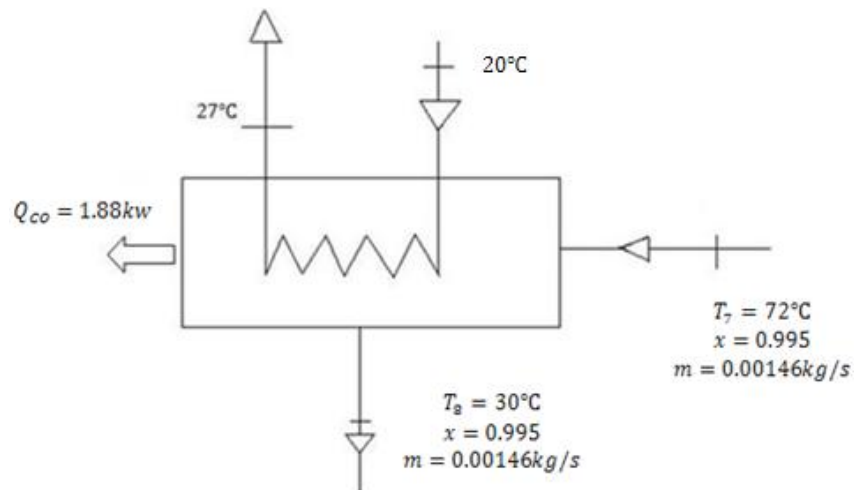


Figura 4.1 Condiciones de operación para el diseño del condensador

4.1.6 Selección de diámetro, espesor, material y configuración de los tubos.

Para el diseño del evaporador utilizaremos una tubería de acero al 0.5% de carbono, con las siguientes características:

$$d_n = 1/8 \text{ in, cedula numero 40}$$

$$d_e = 0.405 \text{ in} = 10.287 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d_i = 0.269 \text{ in} = 6.83 \times 10^{-3} \text{ m}$$

La configuración en los tubos se considerara de tipo cuadrada, por su facilidad de limpieza mecánica. Donde de acuerdo a la norma TEMA el paso por tubo (P_t) se define por la siguiente formula: $P_t = 1.25 d_e$

Entonces sustituyendo datos se tiene:

$$P_t = 1.25 * 10.28 * 10^{-3}$$

$$P_t = 12.86 \text{ mm}$$

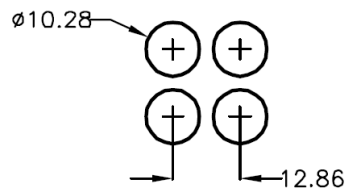


Figura. 4.2 Distribución de los tubos para el condensador

4.1.7 Cálculo de temperatura media logarítmica (ΔT_m)

Es la diferencia de temperatura en un extremo del cambiador menos la diferencia de temperatura en el otro extremo, dividido entre el logaritmo natural del cociente de las dos diferencias.

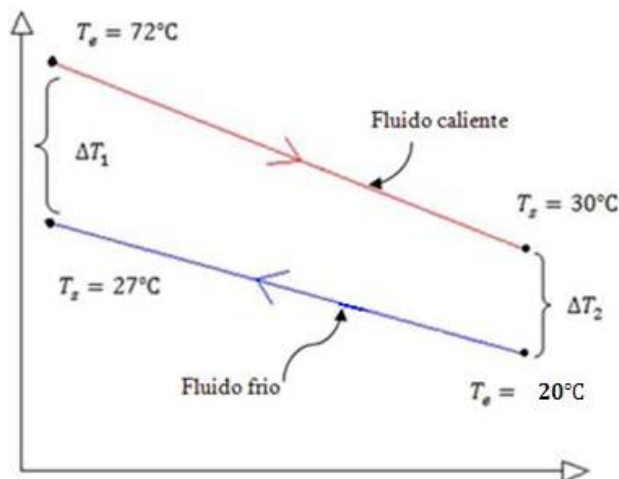


Figura 4.3 Perfil de temperatura para el flujo a contra corriente del condensador

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

$$\Delta T_m = \frac{72 - 27 - 30 - 20}{\ln \frac{72 - 27}{30 - 20}} = 23.27^\circ\text{C}$$

4.1.8 Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor

La capacidad frigorífica del condensador está determinada por los mismos factores que rigen el flujo de calor a través de cualquier superficie de transferencia de calor y está expresada por la ecuación:

$$Q = UA\Delta T_m \tag{4.1.1}$$

Para la determinación de este coeficiente de transmisión de calor, primero se evalúa h_i y a continuación se elabora el procedimiento iterativo para determinar h_e .

Se necesita conocer propiedades en el interior de tubería, a temperatura promedio del agua de enfriamiento.

La temperatura del agua de enfriamiento a la entrada es de 20°C y a la salida 27°C.

Entonces la temperatura media del agua de enfriamiento es:

$$T_{pro} = \frac{T_{en} + T_{sal}}{2} = \frac{20 + 27}{2} = 23.5^{\circ}\text{C}$$

Las propiedades del agua a 23.5°C son:

$$\rho = 996.7 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0.61 \text{ W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$$

$$\mu = 9.28 \times 10^{-4} \text{ kg/m}\cdot\text{seg}$$

$$P_r = 6.38$$

$$C_p = 4.179 \text{ kJ/kg}$$

El número de Reynolds es:

Considerando una velocidad promedio de 0.42 m/s

$$R_e = \frac{\rho v d_i}{\mu} = \frac{996.7 * 0.42 * 6.83 \times 10^{-3}}{9.28 \times 10^{-4}} = 3080.96$$

Y puesto que el flujo es turbulento, se puede utilizar la ecuación:

$$N_u = 0.023 R_e^{0.8} P_r^n ; \text{ Donde } n = 0.4 \text{ para calentamiento.}$$

Sustituyendo datos:

$$N_u = 0.023(3080.96)^{0.8}(6.38)^{0.4} = 29.83$$

$$h_i = N_u \frac{k}{d_i} = 29.83 \frac{0.61}{6.83 \times 10^{-3}} = 2664.17 \text{ W/m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$$

La resistencia térmica del acero, por unidad de longitud de tubería, es:

$$R_{ac} = \frac{\ln(r_e/r_i)}{2\pi k_{ac}} ; \text{ Donde } k_{ac}, \text{ es la conductividad térmica del acero a temperatura de saturación.}$$

De tablas para acero al 0.5% de carbono a temperatura de saturación de 30°C, tenemos:

$$k_{ac} = 54.18 \text{ W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$$

Sustituyendo datos se tiene:

$$R_{ac} = \frac{\ln \frac{10.287 \times 10^{-3}}{6.83 \times 10^{-3}}}{2\pi * 54.18}$$

$$R_{ac} = 1.20 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}/\text{w}$$

De nuevo, la resistencia térmica en el interior, por unidad de longitud, es

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i} = \frac{1}{2664.17 * \pi * 6.83 \times 10^{-3}} = 17.49 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}/\text{w}$$

Determinación del coeficiente para la condensación en el exterior de la tubería.

Si los tubos de un condensador están dispuestos en columnas, Nusselt analizo el caso de una columna de tubos horizontales y encontró que el coeficiente de transferencia calorífica promedio para una columna de N tubos se expresa por la ecuación (4.1.2)

$$h_e = 0.725 \frac{\rho^2 g h_{fg} k_f^3}{\mu d N (T_{sat} - T_e)}^{1/4} \quad (4.1.2)$$

Todas las propiedades se determinan a temperatura de saturación ($T_{sat} = 30^\circ\text{C}$).

De tablas de amoniaco a 30°C se tiene:

$$\rho = 596.4 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$k = 0.507 \text{ w}/\text{m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$P_r = 2.01$$

$$\mu = 2.081 \times 10^{-6} \text{ kg}/\text{m} \cdot \text{seg}$$

$$h_{fg} = 1145.5 \text{ kj}/\text{kg}$$

Sustituyendo datos en ecuación (4.1.2):

$$h_e = 0.725 \frac{(596.4)^2 * 9.81 * 1145.5 \times 10^3 * (0.507)^3}{2.081 \times 10^{-6} * 10.287 \times 10^{-3} * 2(T_{sat} - T_e)}^{1/4}$$

$$h_e = 42818.467 (T_{sat} - T_e)^{-1/4} \quad (4.1.3)$$

La resistencia térmica para la superficie exterior es todavía desconocida, pero se escribe, por unidad de longitud.

$$R_e = \frac{1}{h_e A_e} = \frac{1}{42818.467 (T_{sat} - T_e)^{-1/4} (\pi * 10.287 \times 10^{-3})}$$

$$R_e = \frac{T_{sat} - T_e^{\frac{1}{4}}}{1383.79} \quad (4.1.4)$$

El balance de energía en la tubería condensador es

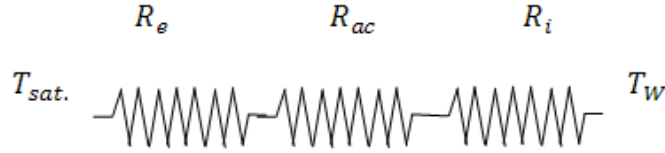


Figura 4.4 Perfil de resistencias en el tubo del condensador.

De fig. 4.5 se tiene:

$$\frac{(T_{sat} - T_e)}{R_e} = \frac{T_e - T_i}{R_{ac}} = \frac{T_i - T_w}{R_i}$$

Sustituyendo datos:

$$\frac{(30 - T_e)}{\frac{30 - T_e^{\frac{1}{4}}}{1383.79}} = \frac{T_e - T_i}{1.20 \times 10^{-3}} = \frac{T_i - 23.5}{17.49 \times 10^{-3}} \quad (4.1.5)$$

Igualando el segundo y tercer término de ecuación (4.1.5):

$$\begin{aligned} \frac{T_e - T_i}{1.20 \times 10^{-3}} &= \frac{T_i - 23.5}{17.49 \times 10^{-3}} \\ 14.575 T_e - T_i &= T_i - 23.5 \\ 14.575 T_e - 14.575 T_i &= T_i - 23.5 \\ 15.575 T_i &= 14.575 T_e + 23.5 \\ T_i &= 0.9358 T_e + 1.51 \end{aligned} \quad (4.1.6)$$

Igualando primer y tercer término de ecuación (4.1.5)

$$\begin{aligned} 1383.79 (30 - T_e)^{\frac{3}{4}} &= \frac{T_i - 23.5}{17.49 \times 10^{-3}} \\ 24.20 (30 - T_e)^{\frac{3}{4}} &= T_i - 23.5 \\ T_i &= 24.20 (30 - T_e)^{\frac{3}{4}} + 23.5 \end{aligned} \quad (4.1.7)$$

Luego, igualando ecuaciones (4.1.6) y (4.1.7) obteniendo:

$$T_e = 29.84^\circ\text{C}$$

$$T_i = 29.43^\circ\text{C}$$

Conocidas las temperaturas, se sustituye datos en ecuación (4.1.3), y se tiene:

$$h_e = 42818.467(30 - 29.84)^{-1/4}$$

$$h_e = 67701.94 \text{ W } m^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Luego la resistencia en el exterior es

$$R_e = \frac{30 - 29.84^{\frac{1}{4}}}{1383.79} = 4.57 \times 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$$

El coeficiente global de transferencia de calor, por unidad de longitud de tubería, es

$$U_e = \frac{1}{A_e(R_i + R_{ac} + R_e)} \quad (4.1.8)$$

Sustituyendo datos:

$$U_e = \frac{1}{\pi * 10.287 \times 10^3 (17.49 \times 10^{-3} + 1.20 \times 10^{-3} + 4.57 \times 10^{-4})}$$

$$U_e = 1616.07 \text{ W } ^\circ\text{C} \cdot m^2$$

Considerando factor de incrustación de 0.0002 para tubos de acero en condensadores de amoníaco.

$$\frac{1}{U_{op}} = \frac{1}{U_e} + R_f$$

$$\frac{1}{U_{op}} = \frac{1}{1616.07} + 0.0002$$

$$U_{op} = 1221.32 \text{ W } ^\circ\text{C} \cdot m^2$$

4.1.9 Cálculo para la superficie de intercambio y longitud

La superficie de intercambio se obtiene por medio de la ecuación (4.1.1).

$$A_{total} = \frac{Q_{CO}}{U_{op} \Delta T_m} = \frac{1.88 \times 10^3}{1221.32 * 23.27} = 0.066 m^2$$

Calculo flujo másico del agua de enfriamiento

$$m_{H_2O} = \frac{Q_{CO}}{C_p \Delta T} = \frac{1.88 \times 10^3}{4.179 \times 10^3 * (27 - 20)} = 0.064 \text{ kg } seg.$$

Luego, se determina el área para cada tubo

$$A_t = \frac{m_{H2O}}{\rho v} = \frac{0.064}{996.7 * 0.42} = 15.29 \times 10^{-5} m^2$$

Determinación del número de tubos

$$A_t = n_t \frac{\pi d_i^2}{4}$$

$$15.29 \times 10^{-5} = n_t \frac{\pi * 6.83 \times 10^{-3}^2}{4}$$

$$n_t = 4 \text{ tubos}$$

Determinación de longitud para cada tubo del condensador

$$L_t = \frac{A_{total}}{N_p * n_t * \pi * d_e} = \frac{0.066}{1 * 4 * \pi * 10.28 \times 10^{-3}} = 0.51 m$$

Entonces la longitud para cada tubo del condensador será de 0.51m.

4.1.10 Cálculo de diámetro del haz de tubos

Estimación empírica de D_b

$$D_b = d_e \frac{n_t}{K_1}^{1.207} C_1 \tag{4.1.9}$$

Donde:

D_b : Diámetro del haz de tubos

n_t : Número de tubos

d_e : Diámetro externo de tubos en mm

K_1, C_1 : Constantes empíricas

Los valores de las constantes son tomados de la tabla del anexo 7.

$$D_b = 10.28 \frac{4}{0.215}^{1.207} = 38.7 mm \cong 40 mm$$

4.1.11 Cálculos para el lado de la carcasa

4.1. 11.1 Caída de presión para el lado de la coraza

La caída de presión a través de la coraza de un intercambiador es proporcional al número de veces que el fluido cruza el haz entre los deflectores. También es proporcional a la distancia a través del haz, cada vez que lo cruza. Usando una modificación de la ecuación (3.44 de Donald Kern) se ha obtenido una correlación la cual haciendo uso del producto de la distancia a través del haz, tomando d_c en m como el diámetro interior de la carcasa. Si L es la longitud del tubo en metros.

El diámetro equivalente usado para calcular la caída de presión es el mismo que para la transferencia de calor, se desprecia la fricción adicional de la carcasa. La ecuación isotérmica para la caída de presión en fluidos que se calientan o enfrían y que incluye las pérdidas de entrada y salida es:

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 L N_p}{2 g \rho D_e \phi_s} \quad (4.1.10)$$

Donde G_s es la velocidad másica, f (factor de fricción) y ϕ_s relación de viscosidades.

Para obtener la caída de presión en unidades consistentes mediante la ec. (4.1.10) multiplique f de grafica del anexo 4 por 144.

4.1.11.2 Caída de presión en los tubos.

La ec. (4.1.11) puede usarse para obtener la caída de presión en los tubos, pero se aplica principalmente a un fluido isotérmico. Sieder y Tate han correlacionado los factores de fricción para fluidos que se calientan o enfrían en tubos.

Esas correlaciones graficadas en forma dimensional aparecen en la Figura del anexo 1y se usan en la siguiente ecuación:

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L N_p}{2 g \rho d_t \phi_t} \quad (4.1.11)$$

Donde N_p es el número de pasos, L la longitud del tubo. No se dan las desviaciones, pero la curva ha sido aceptada por la Tubular Exchanger Manufacturers Association. Al fluir de un paso al otro, pasando por el carrete y el cabezal flotante, el fluido cambia de dirección bruscamente, aun cuando el área de flujo en el carrete y la cubierta del cabezal flotante no deberá ser menor que el área de flujo combinada de todos los tubos en un solo paso. El cambio de dirección introduce una caída de presión adicional ΔP_r , llamada pérdida de

regreso y se considera la altura de velocidad $\frac{v^2}{2g}$ multiplicada por un factor de cuatro para cada paso como pérdida. La pérdida de regreso para cualquier fluido será:

$$\Delta P_r = \frac{4n v^2}{s 2g} \quad (4.1.12)$$

Donde v = velocidad

S = gravedad especifica

g = aceleración de la gravedad

La caída de presión total del lado de los tubos ΔP_T será

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \quad (4.1.13)$$

4.1.11.3 Cálculo para la caída de presión en la carcasa del condensador

$$d_c = 55.2 \times 10^{-3} m$$

Donde d_c es el diámetro interno de carcasa

Área transversal de flujo en la carcasa (a_s)

a_s = (Área de coraza) – (área de tubos)

$$a_s = \frac{\pi}{4} d_c^2 - \frac{\pi}{4} n_t d_e^2 = \frac{\pi}{4} (d_c^2 - n_t d_e^2)$$

Sustituyendo datos se tiene:

$$a_s = \frac{\pi}{4} 55.2 \times 10^{-3}^2 - 4 \cdot 10.28 \times 10^{-3}^2$$

$$a_s = 2.06 \times 10^{-3} m^2$$

Velocidad másica G_s

$$G_s = \frac{m}{a_s} = \frac{1.462 \times 10^{-3}}{2.06 \times 10^{-3}}$$

$$G_s = 0.71 \frac{kg}{m^2 \cdot seg}$$

Diámetro equivalente

$$D_e = \frac{4a_s}{perimetro\ humedo} = \frac{4a_s}{\pi d_e n_t} = \frac{4 * 2.06 \times 10^{-3}}{\pi * 10.28 \times 10^{-3} * 4}$$

$$D_e = 0.064 m$$

Perdida de carga en el lado de la carcasa

Calculo de diámetro equivalente corregido ($D_{e'}$)

$$D_{e'} = \frac{4a_s}{\text{perimetro humedo friccional}}$$

$$D_{e'} = \frac{4a_s}{\pi d_c + \pi d_e n_t} = \frac{4 * 2.06 \times 10^{-3}}{\pi * 55.2 \times 10^{-3} + \pi * 10.28 \times 10^{-3} * 4}$$

$$D_{e'} = 0.027m$$

Numero de Reynolds corregido

$$R_{e'} = \frac{D_{e'} G_s}{\mu} = \frac{0.027 * 0.71}{2.081 \times 10^{-6}}$$

$$R_{e'} = 9211.9$$

Con Reynolds corregido de anexo 4 se tiene $f = 0.00028$

Considerando una relación de viscosidades = 1, y sustituyendo datos en ecuación (4.1.10) se tiene:

$$\Delta P_s = \frac{0.00028 * 144(0.71)^2 * 0.51 * 1}{2 * 9.81 * 596.4 * 0.027 * 1}$$

$$\Delta P_s = 3.28 \times 10^{-5} \text{ kgf/m}^2 = 3.21 \times 10^{-4} \text{ pa}$$

4.1.11.4 Pérdida de carga para el lado de los tubos

Área transversal de flujo en tubería (a_t)

$$a_t = \frac{n_t A_t}{N_p} = \frac{4 * 15.29 \times 10^{-5}}{1}$$

$$a_t = 6.11 \times 10^{-4} m^2$$

Flujo másico de velocidad (G_t)

$$G_t = \frac{m_{h2o}}{a_t} = \frac{0.064}{6.11 \times 10^{-4}}$$

$$G_t = 104.74 \frac{kg}{m^2 * seg.}$$

De cálculos anteriores para tubería de agua de enfriamiento en el condensador se tiene un $R_e = 3080.96$, luego con R_e , se obtiene de la tabla (anexo 4) factores de fricción para el lado del tubo un factor de:

$f = 0.00037$ (Multiplicar por 144 para que sea adimensional), ahora se procede a calcular la pérdida de carga del lado de los tubos.

Considerando ϕ_t (relación de viscosidades) igual a 1 y Sustituyendo datos en ecuación (4.1.11) se tiene:

$$\Delta P_t = \frac{0.00037 * 144 (104.74)^2 * 0.51 * 1}{2 * 9.81 * 996.4 * 6.83 \times 10^{-3} * 1}$$

$$\Delta P_t = 2.23 \frac{kgf}{m^2} = 21.87 pa$$

Calculo de pérdida por retorno

De tablas se obtiene una gravedad específica de 1.0 para el agua de enfriamiento.

Luego sustituyendo datos en la ecuación (4.1.12) se tiene:

$$\Delta P_r = \frac{4+1}{1} * \frac{(0+2)^2}{(2+9.81)} = 0.036m = 353.04 pa$$

Finalmente la caída de presión total del lado de los tubos del condensador será:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r, \text{ sustituyendo datos se tiene:}$$

$$\Delta P_T = 21.87 + 353.04$$

$$\Delta P_T = 374.91 pa$$

Variable	Valor
Propiedades térmicas	
T_{sat}	30 °C
P_{sat}	1176.8 kpa
Q_{CO}	1.88kw
m_{h_2o}	0.09 kg/s
m_s	0.00146 kg/s
ΔP_s	$3.21 \times 10^{-4} pa$
ΔP_T (lado de los tubos)	374.91 pa
Propiedades mecánicas	
d_n de tubos	1/8 in
L_t	0.51m
n_t	4
Configuración	Cuadrada
d_c	55.2 mm
Material de tubos	Acero ASTM A-106 cedula 40

Tabla 4.0 Resumen principales propiedades del condensador

4.2 Diseño del evaporador

4.2.1 Definición:

El evaporador es el elemento productor de frío de la instalación frigorífica.

Los evaporadores son intercambiadores térmicos que aseguran la transmisión del flujo calorífico del medio que se enfría hacia el fluido refrigerante; este flujo calorífico tiene por finalidad la evaporación del fluido refrigerante líquido contenido en el interior del evaporador.

El evaporador será de carcasa y tubos, este tipo de componentes son construidos en acero inoxidable con tubos lisos, el amoníaco circula entre los tubos y la carcasa. Estos evaporadores trabajan inundados, pudiendo utilizar la mitad de la carcasa como separador de líquido. El flujo de refrigerante se regula a través de una válvula de flotador, manteniendo el nivel de refrigerante constante, justo por encima de la última fila de tubos. El mantenimiento es muy sencillo, se accede muy fácilmente a los tubos eliminando las tapas de los mismos.

Esta diferencia en su concepción se debe únicamente a las condiciones de la distinta miscibilidad de estos fluidos con los aceites de lubricación.

Estos evaporadores se utilizan para enfriar agua, salmuera, leche, cerveza y otros líquidos de baja viscosidad.

Este tipo de enfriadores son usados exclusivamente para temperaturas de agua relativamente altas. La temperatura de evaporación debe ser superior al punto de congelación del agua.

La velocidad de circulación del líquido en los tubos no puede exceder normalmente de los 2 m/s para evitar problemas de pérdidas de presión y de corrosión.

Solución:

Las fases a seguir en el diseño del evaporador son las mismas descritas en la sección (4.1.3).

4.2.2 Diagrama térmico

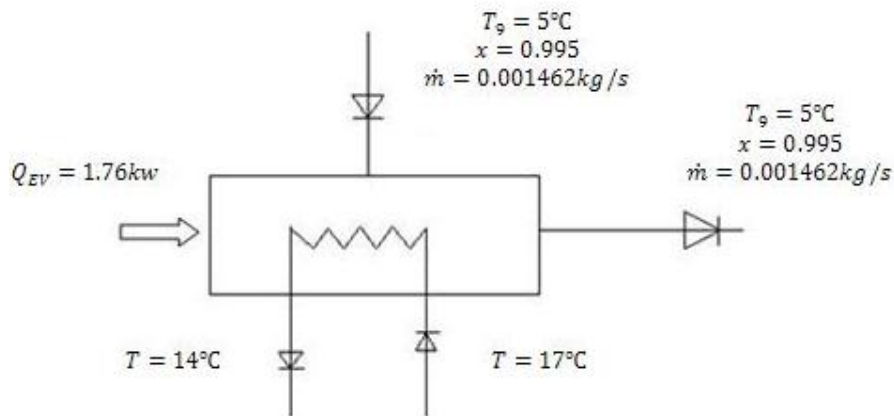


Figura 4.5 Condiciones de operación para el diseño del evaporador

4.2.3 Selección de diámetro, espesor, material y configuración de los tubos.

Para el diseño del evaporador se utilizara una tubería de acero al 0.5% de carbono, con las siguientes características:

$$d_n = 1/8 \text{ in, acero ASTM 106 cedula numero 40}$$

$$d_e = 0.405 \text{ in} = 10.287 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d_i = 6.83 \times 10^{-3} \text{ m}$$

La configuración seleccionada para este evaporador de carcasa y tubos será del tipo cuadrada ver fig. 4.6.

Donde:

$$P_t = 1.25 d_e$$

$$P_t = 1.5 * 10.28 * 10^{-3}$$

$$P_t = 12.86 \text{ mm}$$

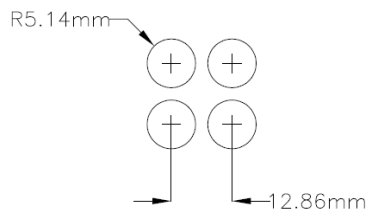


Figura. 4.6 Distribución de tubos para el evaporador

4.2.4 Cálculo de temperatura media logarítmica (ΔT_m).

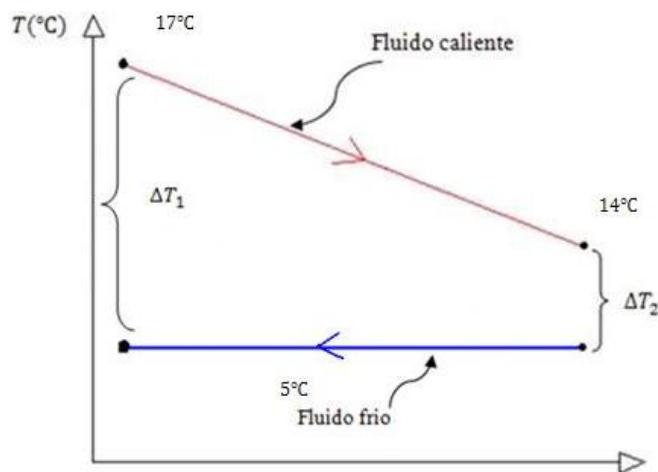


Figura 4.7 Perfil de temperatura para el flujo a contra corriente del evaporador

De la figura (4.8) se puede deducir la siguiente ecuación

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

Sustituyendo datos se tiene

$$\Delta T_m = \frac{17 - 5 - 14 - 5}{\ln \frac{17 - 5}{14 - 5}} = 10.43^\circ\text{C}$$

4.2.5 Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor

Para poder determinar el coeficiente global de transmisión de calor, se necesita conocer h_i y h_e , por lo cual a continuación se detalla su respectivo procedimiento, primero se evaluará las propiedades en el interior de la tubería.

Las propiedades en el interior de la tubería, se evalúan a la temperatura promedio del agua de enfriamiento.

Las temperaturas del agua de enfriamiento a la entrada y salida son 17°C y 14°C respectivamente.

Por lo tanto la temperatura media del agua de enfriamiento es:

$$T_{pro} = \frac{T_{en} + T_{sal}}{2} = \frac{17 + 14}{2} = 15.5^\circ\text{C}$$

Las propiedades del agua a 15.5 °C son:

$$\rho = 998.6 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0.595 \text{ W m.}^\circ\text{C}$$

$$\mu = 1.12 \times 10^{-3} \text{ kg m. seg}$$

$$P_r = 7.90$$

$$C_p = 4.186 \text{ kJ kg}$$

El número de Reynolds es:

Considerando una velocidad promedio de 0.49 m/s .

$$R_e = \frac{\rho v d_i}{\mu} = \frac{998.6 * 0.49 * 6.83 \times 10^{-3}}{1.12 \times 10^{-3}} = 2983.94$$

Y puesto que el flujo es turbulento, se puede utilizar la ecuación:

$$N_u = 0.023 R_e^{0.8} P_r^n$$

Donde n = 0.3 para enfriamiento

$$N_u = 0.023(2983.94)^{0.8}(7.90)^{0.3} = 25.75$$

$$h_i = N_u \frac{k}{d_i} = 25.75 \frac{0.595}{6.83 \times 10^{-3}} = 2243.23 \text{ W m}^2.^\circ\text{C}$$

La resistencia térmica del acero, por unidad de longitud de tubería, es:

$$R_{ac} = \frac{\ln r_e/r_i}{2\pi k_{ac}}$$

La conductividad térmica del acero se determina a temperatura de saturación.

De tablas para acero al 0.5% de carbono, se tiene: $k_{ac} = 54.85 \text{ W m.}^\circ\text{C}$

Sustituyendo datos se tiene:

$$R_{acc} = \frac{\ln \frac{10.287 \times 10^{-3}}{6.83 \times 10^{-3}}}{2\pi * 54.85}$$

$$R_{acc} = 1.19 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}/\text{w}$$

Luego, la resistencia térmica en el interior, por unidad de longitud, es

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i} = \frac{1}{2243.23 * \pi * 6.83 \times 10^{-3}} = 20.78 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}/\text{w}$$

El coeficiente de convección para la evaporación en el exterior de la tubería, se obtiene utilizando la ecuación (4.1.2).

Todas las propiedades se determinan a temperatura de saturación.

De tablas de amoniaco a 5°C se tiene:

$$\rho = 633.1 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$k = 0.534 \text{ W}/\text{m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$P_r = 2.045$$

$$\mu = 2.35 \times 10^{-6} \text{ kg}/\text{m} \cdot \text{seg}$$

$$h_{fg} = 1244.52 \text{ kJ}/\text{kg}$$

Sustituyendo datos en la ecuación (4.1.2) se tiene:

$$h_e = 0.725 \frac{(633.1)^2 * 9.81 * 1244.52 \times 10^3 * (0.534)^3}{2.35 \times 10^{-6} * 10.287 \times 10^{-3} * 2(T_e - T_{sat})}^{1/4}$$

$$h_e = 45425.65(T_e - T_{sat})^{-1/4} \quad (4.2.1)$$

La resistencia térmica para la superficie exterior es todavía desconocida, pero se escribe, por unidad de longitud.

$$R_e = \frac{1}{h_e A_e} = \frac{1}{45425.65(T_e - T_{sat})^{-1/4}(\pi * 10.287 \times 10^{-3})}$$

$$R_e = \frac{(T_e - T_{sat})^{1/4}}{1468.046} \quad (4.2.2)$$

El balance de energía en la tubería del evaporador es:

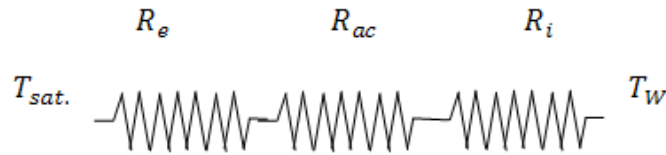


Figura 4.8 Perfil de resistencias en el tubo del evaporador

Realizando balance en resistencias de figura (4.9):

$$\frac{(T_e - T_{sat.})}{R_e} = \frac{T_i - T_e}{R_{ac}} = \frac{T_w - T_i}{R_i}$$

Sustituyendo datos:

$$\frac{(T_e - 5)}{1468.046} = \frac{T_i - T_e}{1.19 \times 10^{-3}} = \frac{15.5 - T_i}{20.78 \times 10^{-3}}$$

$$1468.046 T_e - 5 \frac{3}{4} = \frac{T_i - T_e}{1.19 \times 10^{-3}} = \frac{15.5 - T_i}{20.78 \times 10^{-3}} \quad (4.2.3)$$

Igualando el segundo y tercer término de ecuación (4.2.3) se tiene:

$$\frac{T_i - T_e}{1.19 \times 10^{-3}} = \frac{15.5 - T_i}{20.78 \times 10^{-3}}$$

$$17.46 T_i - T_e = 15.5 - T_i$$

$$17.46 T_i - 17.46 T_e = 15.5 - T_i$$

$$18.46 T_i = 17.46 T_e + 15.5$$

$$T_i = 0.946 T_e + 0.84 \quad (4.2.4)$$

Ahora se igualan primer y tercer término de ecuación (4.2.3):

$$1468.046 T_e - 5 \frac{3}{4} = \frac{15.5 - T_i}{20.78 \times 10^{-3}}$$

$$30.50 T_e - 5 \frac{3}{4} = 15.5 - T_i$$

$$T_i = 15.5 - 30.50 T_e - 5 \frac{3}{4} \quad (4.2.5)$$

Luego, resolviendo ecuaciones (4.2.4) y (4.2.5) se tiene:

$$T_e = 5.22^\circ\text{C}$$

$$T_i = 5.70^\circ\text{C}$$

Conocidas las temperaturas, se sustituye datos en ecuación (4.2.1), y se tiene:

$$h_e = 45425.63(5.22 - 5)^{-1/4}$$

$$h_e = 66327.75 \text{ W } m^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Luego la resistencia en el exterior es

$$R_e = \frac{5.22 - 5}{1468.046} = 4.66 \times 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$$

Ahora, sustituyendo datos en ecuación (4.1.8) se determina el coeficiente global de transferencia de calor, por unidad de longitud.

$$U_e = \frac{1}{\pi * 10.287 \times 10^{-3} (20.78 \times 10^{-3} + 1.19 \times 10^{-3} + 4.66 \times 10^{-4})}$$

$$U_e = 1379.16 \text{ W } ^\circ\text{C} \cdot m^2$$

Considerando un factor de incrustación de 0.0002 para tubos de acero con refrigerante amoníaco.

$$\frac{1}{U_{op}} = \frac{1}{U_e} + R_f$$

$$\frac{1}{U_{op}} = \frac{1}{1379.16} + 0.0002$$

$$U_{op} = 1081 \text{ W } ^\circ\text{C} \cdot m^2$$

4.2.6 Cálculo para la superficie de intercambio y longitud

El área de intercambio se obtiene mediante la ecuación (4.1.1)

$$A_{total} = \frac{Q_{EV}}{U \Delta T_m} = \frac{1.76 \times 10^3}{1081 * 10.43} = 0.156 m^2$$

Calculo flujo másico del agua de enfriamiento

$$m_{H_2O} = \frac{Q_{EV}}{C_p \Delta T} = \frac{1.76 \times 10^3}{4.186 \times 10^3 * (17 - 14)} = 0.14 \text{ kg } seg.$$

Luego, se determina el área para cada tubo

$$A_t = \frac{m_{H_2O}}{\rho v} = \frac{0.14}{998.6 * 0.49} = 2.86 \times 10^{-4} m^2$$

Determinación del número de tubos

$$A_t = n_t \frac{\pi d_i^2}{4}$$

$$2.86 \times 10^{-4} = n_t \frac{\pi * 6.83 \times 10^{-3}^2}{4}$$

$$n_t = 7.80 \cong 8 \text{ tubos}$$

Calculo de longitud para cada tubo del evaporador

$$L_t = \frac{A_{total}}{N_p * n_t * \pi * d_e} = \frac{0.156}{1 * 8 * \pi * 10.28 \times 10^{-3}} = 0.60m$$

La longitud para cada uno de los 8 tubos del evaporador, es entonces 0.60m

4.2.7 Cálculo de diámetro del haz de tubos

Estimación empírica de D_b

Haciendo uso de la ecuación (4.18), los valores de las constantes son tomados de la tabla del anexo 7.

$$D_b = 10.28 \frac{8}{0.215}^{1.2207} = 53 \text{ mm} \cong 60 \text{ mm}$$

4.2.8 Cálculos para el lado de la carcasa del evaporador

$$d_c = 55.2 \text{ mm}$$

Área de flujo (a_s)

$$a_s = (\text{Área de coraza}) - (\text{área de tubos})$$

$$a_s = \frac{\pi}{4} (d_c^2 - n_t d_e^2)$$

$$a_s = \frac{\pi}{4} 55.2 \times 10^{-3} - 8 \cdot 10.28 \times 10^{-3}^2$$

$$a_s = 1.73 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Velocidad másica para la carcasa

$$G_s = \frac{m_s}{a_s} = \frac{1.462 \times 10^{-3}}{1.73 \times 10^{-3}}$$

$$G_s = 0.84 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{seg}}$$

Diámetro equivalente

$$D_e = \frac{4a_s}{\text{perimetro humedo}} = \frac{4a_s}{\pi d_e n_t} = \frac{4 * 1.73 \times 10^{-3}}{\pi * 10.28 \times 10^{-3} * 8}$$

$$D_e = 0.027m$$

4.2.8.1 Pérdida de carga en el lado de la carcasa

Diámetro equivalente corregido ($D_{e'}$)

$$D_{e'} = \frac{4a_s}{\text{perimetro humedo friccional}}$$

$$D_{e'} = \frac{4a_s}{\pi d_c + \pi d_e n_t} = \frac{4 * 1.73 \times 10^{-3}}{\pi * 55.2 \times 10^{-3} + \pi * 10.28 \times 10^{-3} * 8}$$

$$D_{e'} = 0.016 m$$

Reynolds corregido

$$R_{e'} = \frac{D_{e'} G_s}{\mu} = \frac{0.016 * 0.84}{2.35 \times 10^{-6}}$$

$$R_{e'} = 5719.15$$

De anexo 4 se tiene: $f = 0.00032$

Considerando una relación de viscosidades = 1 y sustituyendo datos en ecuación (4.1.10) se tiene:

$$\Delta P_s = \frac{0.00032 * 144(0.84)^2 * 0.60 * 1}{2 * 9.81 * 633.1 * 0.016 * 1}$$

$$\Delta P_s = 9.82 \times 10^{-5} \text{ kgf/m}^2 = 9.63 \times 10^{-4} \text{ pa}$$

4.2.8.2 Pérdida de carga en el lado de los tubos

Área transversal de flujo en tubería (a_t)

$$a_t = \frac{n_t A_t}{N_p} = \frac{8 * 2.86 \times 10^{-4}}{1}$$

$$a_t = 2.3 \times 10^{-3} m^2$$

Flujo másico de velocidad (G_t)

$$G_t = \frac{m_{h2o}}{a_t} = \frac{0.14}{2.3 \times 10^{-3}}$$

$$G_t = 60.87 \frac{kg}{m^2 * seg.}$$

De cálculos anteriores para tubería de agua de enfriamiento en el evaporador se tiene un $R_e = 2983.94$, luego con R_e , de la tabla (anexo 4) se obtiene los factores de fricción para el lado del tubo: $f = 0.00037$ (Multiplicar por 144 para que sea adimensional).

Se considera ϕ_t (relación de viscosidades) igual a 1, luego sustituyendo datos en ecuación (4.1.11) se tiene:

$$\Delta P_t = \frac{0.00037 * 144(60.87)^2 * 0.6 * 1}{2 * 9.81 * 999.1 * 6.83 \times 10^{-3} * 1}$$

$$\Delta P_t = 0.88 \frac{kgf}{m^2} = 8.63 pa$$

Calculo de perdida por retorno

De tablas se obtiene una gravedad específica de 1.0 para el agua de enfriamiento.

Luego se sustituye los datos en ecuación (4.1.12) y se obtiene:

$$\Delta P_r = \frac{4}{1} * \frac{0.49^2}{(2 * 9.81)} = 0.049m = 480.52 pa$$

Finalmente aplicando ecuación (4.1.13) se determina la caída de presión total para la tubería del evaporador la cual es:

$$\Delta P_T = 8.63 + 480.52$$

$$\Delta P_T = 489.15 pa$$

Variable	Valor
Propiedades térmicas	
T_{sat}	5°C
P_{sat}	49.033 kpa
Q_{Ev}	1.76 kw
m_{h_2o}	0.1048 kg/s
m_s	0.001462 kg/s
ΔP_t	0.88 kgf/m ² = 8.63 pa
ΔP_T (lado de los tubos)	489.15 pa
Propiedades mecánicas	
d_n de tubos	1/8 in
L_t	600mm
n_t	8 tubos
Configuración	Cuadrada
d_c	55.2 mm
Material de tubos	Acero ASTM A-106

Tabla 4.1 Resumen principales propiedades del evaporador

4.3 Diseño del absorbedor

Solución:

Las condiciones de operación del absorbedor se han establecido a partir del modelo termodinámico del ciclo simple de refrigeración por absorción descrito en el capítulo III

4.3.1 Diagrama térmico

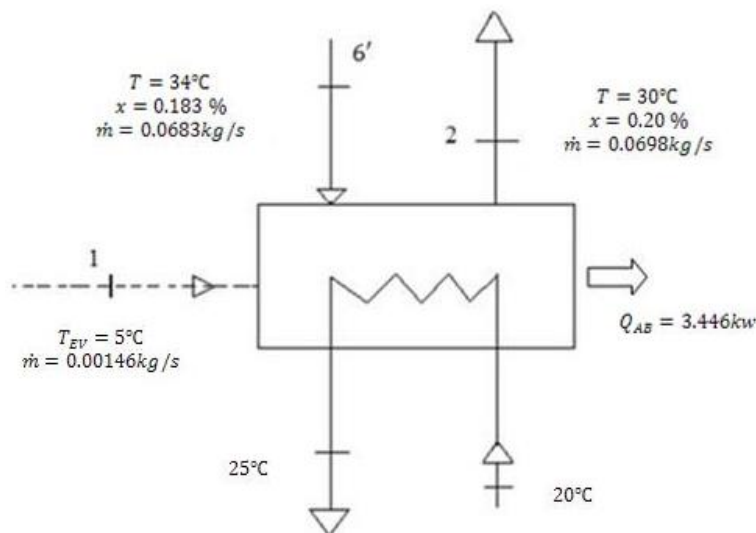


Figura 4.9 Condiciones de operación para el diseño del absorbedor

4.3.2 Selección de diámetro, espesor, material y configuración de los tubos.

El absorbedor será del tipo carcasa y tubos de configuración cuadrada.

Para el diseño del absorbedor se utilizará una tubería de acero al 0.5% de carbono, con las siguientes características:

$$d_n = 1/8 \text{ in, acero ASTM A-106 cedula numero 40}$$

$$d_e = 0.405 \text{ in} = 10.287 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d_i = 6.83 \times 10^{-3} \text{ m}$$

El arreglo o disposición de los tubos para el absorbedor es de forma triangular(ver figura 4.11), donde el paso por tubo se calcula de la siguiente forma:

$$P_t = 1.5 d_e$$

$$P_t = 1.5 * 10.28 * 10^{-3}$$

$$P_t = 12.86 \text{ mm}$$

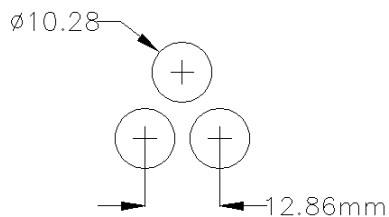


Figura. 4.10 Configuración de tubos para el absorbedor

4.3.3 Cálculo de temperatura media logarítmica (ΔT_m).

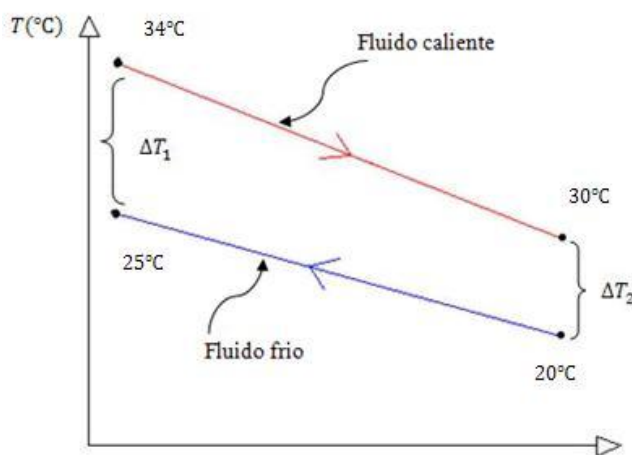


Figura 4.11 Perfil de temperatura para el flujo a contra corriente del absorbedor

La temperatura media logarítmica será entonces:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

$$\Delta T_m = \frac{34 - 25 - 30 - 20}{\ln \frac{34 - 25}{30 - 20}} = 9.49^{\circ}\text{C}$$

4.3.4 Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor

El cálculo del área de transferencia de calor en absorbedores es más complejo; el hecho de tener una corriente de solución y una de vapor en el lado caliente, hace que la ΔT_{ML} no sea el parámetro indicado para representar el proceso de intercambio de calor, lo que obliga a considerar más parámetros para su diseño, ya que no solamente debe tomarse en cuenta la

disipación de calor, sino también la cantidad de vapor que la solución líquida es capaz de absorber.

Para la determinación de este coeficiente de transmisión de calor, se procederá primeramente a calcular h_i y a continuación se elabora el procedimiento iterativo para determinar h_e , que es donde se tiene la solución.

Se necesita conocer propiedades en el interior de tubería, a temperatura promedio del agua de enfriamiento.

La temperatura del agua de enfriamiento a la entrada es de 20°C y a la salida 25°C.

Entonces la temperatura media del agua de enfriamiento es:

$$T_{pro} = \frac{T_{en} + T_{sal}}{2} = \frac{20 + 25}{2} = 22.5^\circ\text{C}$$

Las propiedades del agua a 22.5°C son:

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0.606 \text{ W m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mu = 9.5 \times 10^{-4} \text{ kg m} \cdot \text{seg}$$

$$P_r = 6.54$$

$$C_p = 4.179 \text{ kJ kg}$$

El número de Reynolds es:

Considerando una velocidad promedio de 0.48 m_s

$$R_e = \frac{\rho v d_i}{\mu} = \frac{997 * 0.48 * 6.83 \times 10^{-3}}{9.5 \times 10^{-4}} = 3440.59$$

Para flujo turbulento se utiliza la siguiente ecuación

$$N_u = 0.023 R_e^{0.8} P_r^n ; n=0.4 \text{ para calentamiento}$$

Sustituyendo datos se tiene:

$$N_u = 0.023(3440.59)^{0.8}(6.54)^{0.4} = 32.9$$

El coeficiente de transferencia de calor en el interior del tubo es

$$h_i = N_u \frac{k}{d_i} = 32.9 \frac{0.606}{6.83 \times 10^{-3}} = 2919.1 \text{ W m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

La resistencia térmica del acero, por unidad de longitud de tubería, es:

$$R_{ac} = \frac{\ln(r_e/r_i)}{2\pi k_{ac}}$$

La conductividad térmica del acero se determina a temperatura de saturación.

De tablas para acero al 0.5% de carbono, se tiene: $k_{ac} = 54.1 \text{ W m. }^\circ\text{C}$

Sustituyendo datos se tiene:

$$R_{ac} = \frac{\ln \frac{10.287 \times 10^{-3}}{6.83 \times 10^{-3}}}{2\pi * 54.1}$$

$$R_{ac} = 1.20 \times 10^{-3} \text{ }^\circ\text{C/w}$$

De nuevo, la resistencia térmica en el interior, por unidad de longitud, es

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i} = \frac{1}{2919.1 * \pi * 6.83 \times 10^{-3}} = 15.96 \times 10^{-3} \text{ }^\circ\text{C/w}$$

El coeficiente de convección para la condensación en el exterior de la tubería, se obtiene utilizando la ecuación (4.1.2)

Todas las propiedades de la ecuación (4.1.2) se determinan a la temperatura de saturación.

$$T_{sat} = 30^\circ\text{C}$$

Para el amoníaco a 30°C tenemos:

$\rho_r = 0.9$, para soluciones acuosas a baja temperatura

$$k_{NH_3} = 0.507 \text{ W m. }^\circ\text{C}$$

$$\rho = 596.37 \text{ kg/m}^3$$

Para el agua a 30°C

$$\rho_{H_2O} = 995.26 \text{ kg/m}^3$$

$$k_{H_2O} = 0.619 \text{ W m. }^\circ\text{C}$$

$$\mu = 8.03 \times 10^{-4} \text{ kg m. seg}$$

Determinación de propiedades para la mezcla en el absorbedor

Calculo de densidad para la solución

$$\rho_{sol} = \rho_r \rho_{H_2O} = 0.9 * 995.26 = 895.73 \text{ kg/m}^3$$

Determinación de viscosidad para solución

$$\frac{\mu_{sol}}{\mu_{h_2o}} = 1 + \frac{1.56\phi_s}{0.52 - \phi_s} \quad (4.3.1)$$

Donde:

$$\Phi_s = 1 + \frac{\rho_{sol} x - 1}{\rho_a} \quad (4.3.2)$$

Sustituyendo datos:

$$\Phi_s = 1 + \frac{895.73(0.20 - 1)}{995.26}$$

$$\Phi_s = 0.28$$

Sustituyendo datos en ecuación (4.3.1):

$$\frac{\mu_{sol}}{\mu_a} = 1 + \frac{1.56 * 0.28}{0.52 - 0.28} = 2.82$$

$$\mu_a = 8.03 \times 10^{-4}$$

$$\mu_{sol} = 2.26 \times 10^{-3} \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$$

El calor latente de vaporización se obtiene mediante la siguiente ecuación

$$h_{fg} = \frac{Q_{AB}}{m_2} = \frac{3.446 \times 10^3}{69.8 \times 10^{-3}} = 49.37 \text{ kJ}/\text{kg}$$

El cálculo de la conductividad de la solución es:

$$k_{sol} = k_c \frac{2k_c + k_d - 2\Phi_s(k_c - k_d)}{2k_c + k_d + \Phi_s(k_c - k_d)} \quad (4.3.3)$$

Donde:

$$k_c = k_{H_2O}$$

$$k_d = k_{NH_3}$$

Sustituyendo datos se tiene:

$$k_{sol} = 0.619 * \frac{2 * 0.619 + 0.507 - 2 * 0.28(0.619 - 0.507)}{2 * 0.619 + 0.507 + 0.28(0.619 - 0.507)}$$

$$k_{sol} = 0.586 \text{ W}/\text{m} \cdot \text{°C}$$

Sustituyendo datos en ecuación (4.1.2) se tiene:

$$h_e = 0.725 \frac{(895.73)^2 * 9.81 * 49.37 \times 10^3 * (0.586)^3}{2.26 \times 10^{-3} * 10.287 \times 10^{-3} * 2(T_{sat} - T_e)^{1/4}}$$

$$h_e = 4642.76(T_{sat} - T_e)^{-1/4} \quad (4.3.4)$$

La resistencia térmica para la superficie exterior es:

$$R_e = \frac{1}{h_e A_e} = \frac{1}{4642.76 T_{sat} - T_e^{-1/4} (\pi * 10.287 \times 10^{-3})}$$

$$R_e = \frac{T_{sat} - T_e^{\frac{1}{4}}}{150} \quad (4.3.5)$$

El balance de energía en la tubería del absorbedor es

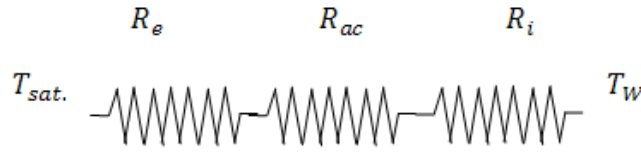


Figura 4.12 Perfil de resistencias en un tubo del absorbedor

Del circuito térmico se tiene:

$$\frac{(T_{sat} - T_e)}{R_e} = \frac{T_e - T_i}{R_{ac}} = \frac{T_i - T_w}{R_i}$$

Sustituyendo datos:

$$\frac{(30 - T_e)}{150} = \frac{T_e - T_i}{1.20 \times 10^{-3}} = \frac{T_i - 22.5}{15.96 \times 10^{-3}}$$

$$150 \frac{30 - T_e}{150} = \frac{T_e - T_i}{1.20 \times 10^{-3}} = \frac{T_i - 22.5}{15.96 \times 10^{-3}} \quad (4.3.6)$$

Igualando el segundo y tercer término de ecuación (4.3.6)

$$\frac{T_e - T_i}{1.20 \times 10^{-3}} = \frac{T_i - 22.5}{15.96 \times 10^{-3}}$$

$$13.3 T_e - T_i = T_i - 22.5$$

$$T_i = 0.93 T_e + 1.57 \quad (4.3.7)$$

Igualando primer y tercer término de ecuación (4.3.6)

$$150 \frac{30 - T_e}{150} = \frac{T_i - 22.5}{15.96 \times 10^{-3}}$$

$$2.39 \frac{30 - T_e}{150} = T_i - 22.5$$

$$T_i = 2.39 \frac{30 - T_e}{150} + 22.5 \quad (4.3.8)$$

Luego, se igualan ecuaciones (4.3.7) y (4.3.8):

$$T_e = 27.5 \text{ °C}$$

$$T_i = 27.1 \text{ °C}$$

Conocidas las temperaturas, se sustituye los datos en ecuación (4.3.4), y se tiene:

$$h_e = 4642.76(30 - 27.5)^{-1/4}$$

$$h_e = 3692.25 \text{ W } m^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Luego la resistencia en el exterior es

$$R_e = \frac{30 - 27.5^{\frac{1}{4}}}{150} = 8.38 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$$

El coeficiente global de transferencia de calor, se obtiene mediante el uso de la ecuación (4.1.8).

$$U_e = \frac{1}{\pi * 10.287 \times 10^{-3} (15.96 \times 10^{-3} + 1.20 \times 10^{-3} + 8.38 \times 10^{-3})}$$

$$U_e = 1212.37 \text{ W } ^\circ\text{C} \cdot m^2$$

Considerando factor de incrustación de 0.0002 para tubos de acero en absorbentes de amoníaco de amoníaco.

$$\frac{1}{U_{op}} = \frac{1}{U_e} + R_f$$

$$\frac{1}{U_{op}} = \frac{1}{1212.37} + 0.0002$$

$$U_{op} = 975.77 \text{ W } ^\circ\text{C} \cdot m^2$$

4.3.5 Cálculo para la superficie de intercambio y longitud

La superficie de intercambio se obtiene por medio de la ecuación (4.1.1).

$$A_{total} = \frac{Q_{AB}}{U\Delta T_m} = \frac{3.446 \times 10^3}{975.77 * 9.49} = 0.372 m^2$$

Calculo flujo másico del agua de enfriamiento

$$m_{H_2O} = \frac{Q_{AB}}{C_p \Delta T} = \frac{3.446 \times 10^3}{4.179 \times 10^3 * (25 - 20)} = 0.165 \text{ kg } seg.$$

Luego, se determina el área para cada tubo

$$A_t = \frac{m_{H_2O}}{\rho v} = \frac{0.165}{997 * 0.48} = 3.44 \times 10^{-4} m^2$$

Determinación del número de tubos

$$A_t = n_t \frac{\pi d_i^2}{4}$$

$$3.44 \times 10^{-4} = n_t \frac{\pi * 6.83 \times 10^{-3}^2}{4}$$

$$n_t = 9.4 \cong 10 \text{ tubos}$$

Calculo de longitud para cada tubo del absorbedor, considerando 1 paso por tubo.

$$L_t = \frac{A_{total}}{N_p * n_t * \pi * d_e} = \frac{0.372}{1 * 10 * \pi * 10.28 \times 10^{-3}} = 1.20m$$

La longitud para cada tubo en el absorbedor es de 1.20m

4.3.6 Cálculos para el lado de la carcasa

$$d_c = 85.2mm$$

Calculo área de flujo (a_s)

$$a_s = (\text{Área de coraza}) - (\text{área de tubos})$$

$$a_s = \frac{\pi}{4} (d_c^2 - n_t d_e^2)$$

$$a_s = \frac{\pi}{4} 85.2 \times 10^{-3}^2 - 10 \cdot 10.28 \times 10^{-3}^2$$

$$a_s = 4.87 \times 10^{-3} m^2$$

Velocidad másica para la carcasa

$$G_s = \frac{m_s}{a_s} = \frac{69.789 \times 10^{-3}}{4.87 \times 10^{-3}}$$

$$G_s = 14.33 \frac{kg}{m^2 \cdot seg}$$

Diámetro equivalente

$$D_e = \frac{4a_s}{\text{perimetro humedo}} = \frac{4a_s}{\pi d_e n_t} = \frac{4 * 4.87 \times 10^{-3}}{\pi * 10.28 \times 10^{-3} * 10}$$

$$D_e = 0.060m$$

4.3.6.1 Pérdida de carga en el lado de la carcasa

Diámetro equivalente corregido ($D_{e'}$)

$$D_{e'} = \frac{4a_s}{\text{perimetro humedo friccional}}$$

$$D_{e'} = \frac{4a_s}{\pi d_c + \pi d_e n_t} = \frac{4 * 4.87 \times 10^{-3}}{\pi * 85.2 \times 10^{-3} + \pi * 10.28 \times 10^{-3} * 10}$$

$$D_e' = 0.033 \text{ m}$$

Reynolds corregido

$$R_{e'} = \frac{D_e' G_s}{\mu} = \frac{0.033 * 14.33}{2.26 \times 10^{-3}} = 209.24$$

De anexo 4 se obtiene $f = 0.00235$

Se considerara una relación de viscosidades = 1, sustituyendo datos en ecuación (4.1.10) se tiene:

$$\Delta P_s = \frac{0.00235 * 144(14.33)^2 * 1.20 * 1}{2 * 9.81 * 895.73 * 0.033 * 1}$$

$$\Delta P_s = 0.14 \text{ kgf/m}^2 = 1.37 \text{ pa}$$

4.3.6.2 Pérdidas de carga en el lado de los tubos

Área transversal de flujo en tubería (a_t)

$$a_t = \frac{n_t A_t}{N_p} = \frac{10 * 3.44 \times 10^{-4}}{1}$$

$$a_t = 0.0034 \text{ m}^2$$

Flujo másico de velocidad (G_t)

$$G_t = \frac{m_{\text{H}_2\text{O}}}{a_t} = \frac{0.165}{0.0034}$$

$$G_t = 48.53 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 * \text{seg.}}$$

De cálculos anteriores para tubería de agua de enfriamiento en el absorbedor se tiene un $R_e = 3440.59$. Luego con R_e , de la tabla (anexo 4) se obtiene un factor de: $f = 0.00036$ (Multiplicar por 144 para que sea adimensional).

Considerando ϕ_t (relación de viscosidades) igual a 1 y Sustituyendo datos en ecuación (4.1.11) se tiene:

$$\Delta P_t = \frac{0.00036 * 144(48.53)^2 * 1.20 * 1}{2 * 9.81 * 997 * 6.83 \times 10^{-3} * 1}$$

$$\Delta P_t = 1.1 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2} = 10.78 \text{ pa}$$

Calculo de perdida por retorno

De tablas se obtiene una gravedad específica de 1.0 para el agua de enfriamiento.

Luego sustituyendo los datos en ecuación (4.1.12) se tiene:

$$\Delta P_r = \frac{4}{1} * \frac{0.48^2}{(2 * 9.81)} = 0.047m = 460.91pa$$

Finalmente la caída de presión total para la tubería del absorbedor será:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$$

$$\Delta P_T = 10.78 + 460.91$$

$$\Delta P_T = 471.7 pa$$

Variable	Valor
Propiedades térmicas	
T_{sat}	30°C
P_{sat}	49.033 Kpa
Q_{CQ}	3.56Kw
m_{H2O}	0.17Kg/s
m_s	0.0698Kg/s
ΔP_s	0.14 $kgf/m^2 = 1.37pa$
ΔP_T (lado de los tubos)	471.7 pa
Propiedades mecánicas	
d_n de tubos	1/8 in
L_t	1220mm
n_t	10 tubos
Configuración	Cuadrada
d_c	90mm
Material de tubos	Acero ASTM A-106

Tabla 4.2 Resumen principales propiedades del absorbedor

4.4 Diseño del Generador.

4.4.1 Definición

El generador es el elemento del sistema donde la solución concentrada que proviene del absorbedor, será calentada para que al hervir libere el refrigerante en forma de vapor que alimenta al condensador. Existen diversos tipos de generadores, pero en este caso el generador será del tipo carcasa y tubos en el cual los tubos calefactores estarán sumergidos dentro de la solución absorbente contenida en la carcasa.

En este tipo de generador, la solución concentrada proveniente del intercambiador de calor es vertida directamente dentro del generador. Esta solución al estar en contacto con los tubos calefactores por los que circula el agua caliente, comienza a hervir. Al hervir la solución se comienza a liberar vapor refrigerante que fluye libremente a la parte superior de la carcasa desde donde podrá ser alimentada al condensador. La solución contenida en el generador, tendrá una concentración variada con respecto al nivel de profundidad, de tal manera que a mayor profundidad mayor concentración. Por lo tanto, en la parte inferior de la carcasa será colectada la solución concentrada para que por gravedad y diferencia de presión, fluya de regreso hacia el absorbedor.

La transferencia de calor entre la solución y la pared de los tubos calefactores, se realiza acompañada de una ebullición nucleada. En este tipo de ebullición las burbujas son creadas por expansión del vapor atrapado en las pequeñas cavidades de la superficie del tubo. El tamaño de las burbujas depende de la tensión superficial de la interface líquido-vapor, y el de la burbuja depende del exceso de temperatura que contiene el vapor. Cuando son observadas éstas condiciones de ebullición nucleada, se produce una gran agitación en la superficie líquida de contacto con el tubo por lo que resultan relaciones elevadas de transferencia de calor. A su vez también son muy importantes para el régimen de transferencia de calor las características de la superficie del tubo, tales como rugosidad y el tipo de material, ya que éstas características tienen influencia sobre la formación de las burbujas.

La correlación que se usa con mayor frecuencia para la velocidad de transferencia de calor en el régimen de ebullición nucleada fue propuesta en 1952 por Rohsenow y se expresa como:

$$\frac{C_p \Delta T}{h_{fg} Pr^{1.7}} = C_{sf} \frac{q}{\mu_{sol} h_{fg}} \frac{g \rho_{sol} - \rho_v}{g \sigma_{sol}} \quad 4.4.1$$

Donde:

C_{sf} : Constante determinada por la combinación líquido-superficie.

g : Constante gravitacional.

σ : Tensión superficial de la interface líquido-superficie.

h_{fg} : Entalpía de evaporización.

4.4.2 Diagrama Térmico.

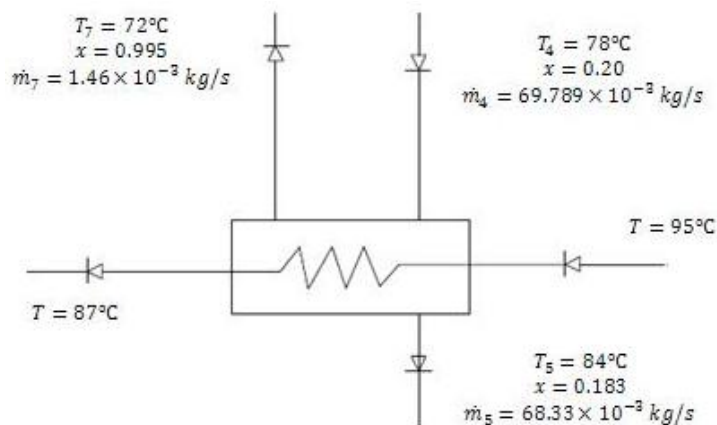


Figura. 4.13 Condiciones de operación para el diseño del generador

4.4.3 Selección de diámetro, espesor, material y configuración de los tubos.

Para el diseño del generador se utilizara una tubería de acero al 0.5% de carbono, con las siguientes características:

$$d_n = 1/8 \text{ in, acero ASTM A-106 cedula numero 40}$$

$$d_e = 0.405 \text{ in} = 10.287 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d_i = 0.269 \text{ in} = 6.83 \times 10^{-3} \text{ m}$$

4.4.4 Arreglo de los tubos. Generador

El arreglo o la disposición de los tubos para el generador es de forma cuadrada (ver figura 4.14), definiéndose el paso por tubo de acuerdo a normas TEMA por medio de la fórmula siguiente:

$$P_t = 1.5d_e$$

$$P_t = 1.5 * 10.28 * 10^{-3}$$

$$P_t = 12.86 \text{ mm}$$

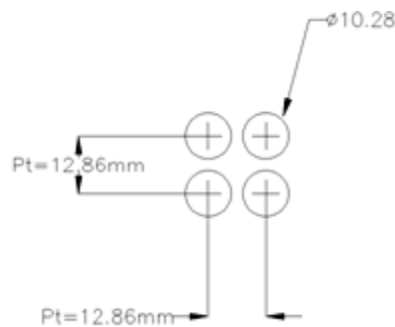


Figura. 4.14 Arreglo de tubos en el generador

4.4.5 Cálculo de temperatura media logarítmica (MLTD ó ΔT_m).

La figura 4.15 muestra las corrientes de temperaturas para los dos fluidos en el generador.

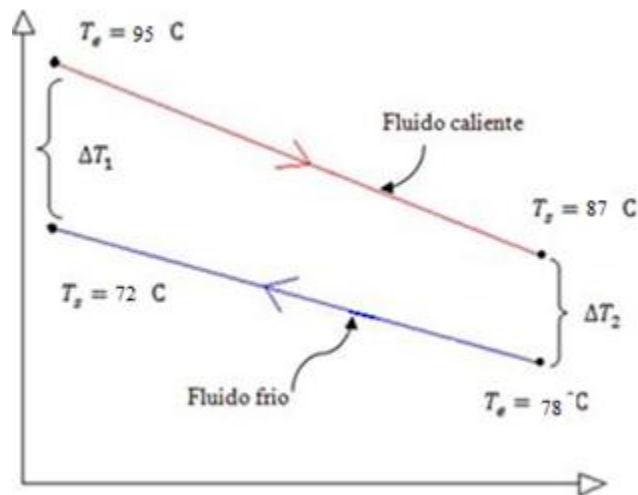


Figura. 4.15 Perfil de temperatura para el flujo contracorriente del generador

La temperatura media logarítmica se determina mediante la siguiente relación:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

$$\Delta T_m = \frac{87 - 78 - (95 - 72)}{\ln \frac{87 - 78}{95 - 72}} = 14.92^\circ\text{C}$$

4.4.6 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.

Siguiendo el método de la temperatura media logarítmica al igual que el diseño de los elementos anteriores, el calor suministrado al generador está determinado por la ecuación (4.1.1).

$$Q = UA\Delta T_m$$

Para la determinación de este coeficiente de transmisión de calor, primero se evalúa h_i y a continuación se elabora el procedimiento para determinar h_e con la ecuación (4.39).

Se necesita conocer propiedades en el interior de tubería, a temperatura promedio de la solución.

La temperatura del agua de enfriamiento a la entrada es de 95°C y a la salida 87°C .

Entonces la temperatura media de la solución es:

$$T_{pro} = \frac{T_{en} + T_{sal}}{2} = \frac{95 + 87}{2} = 91^\circ\text{C}$$

El flujo a través del generador es:

$$Q_{GE} = 3.69\text{Kw}$$

El flujo de agua caliente que pasa por los tubos del generador es:

$$m_{GE} = \frac{Q_{GE}}{C_p \Delta T} \quad (4.4.2)$$

Las propiedades de la solución se estiman a temperatura promedio.

$$T_{sat} = 84^\circ\text{C}$$

$$T_{en} = 95^\circ\text{C}$$

$$T_{sal} = 87^\circ\text{C}$$

$$T_{pro} = 91^\circ\text{C}$$

De tablas se tiene:

$$\rho = 962.26 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0.675 \text{ W m}^\circ\text{C}$$

$$\mu = 0.300 \times 10^{-3} \text{ kg m}^\cdot\text{seg}$$

$$P_r = 1.87$$

$$C_p = 4.207 \frac{kJ}{kg}$$

Entonces sustituyendo en la ecuación (4.40):

$$m_{GE} = \frac{Q_{GE}}{C_p \Delta T} = \frac{3.69 \times 10^3}{4.207 \times 10^3 * (95 - 87)} = 0.109 \text{ kg seg.}$$

Asumiendo un numero de Reynolds, $Re = 6000$ se estima una velocidad de flujo de agua.

$$v = \frac{Re \mu}{d_i \rho} = \frac{6000 * 0.300 \times 10^{-3}}{0.00683 * 962.26}$$

$$v = 0.27 \text{ m/s}$$

Estimación de área por tubo

$$A_t = \frac{m_{GE}}{\rho_{sol} v} = \frac{0.109}{962.26 * 0.27} = 4.20 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Determinación del número de tubos

$$A_t = n_t \frac{\pi d_i^2}{4}$$

$$4.2 \times 10^{-4} = n_t \frac{\pi * 6.83 \times 10^{-3}^2}{4}$$

$$n_t \cong 12 \text{ tubos}$$

Y puesto que el flujo es turbulento, se puede utilizar la ecuación de Dittus-Boelter:

$$N_u = 0.023 R_e^{0.8} P_r^{0.3} \quad (4.4.3)$$

Sustituyendo datos se tiene:

$$N_u = 0.023(6000)^{0.8}(1.87)^{0.3} = 29.22$$

Entonces el coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos del generador es:

$$h_i = N_u \frac{k}{d_i} = 29.22 * \frac{0.675}{6.83 \times 10^{-3}} = 2888 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

La resistencia térmica en el interior del tubo es:

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i} = \frac{1}{2888 * \pi * 6.83 \times 10^{-3}} = 0.016 \text{ °C/W}$$

Para la resistencia térmica en la pared del tubo se necesita evaluar su conductividad térmica a temperatura de saturación. $T_{sat} = 84 \text{ °C}$

De tablas para acero al 0.5% de carbono, se tiene: $k_{ac} = 52.48 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$

La resistencia térmica del acero, por unidad de longitud de tubería, es:

$$R_{ac} = \frac{\ln(r_e/r_i)}{2\pi k_{ac}}$$

Sustituyendo datos se tiene:

$$R_{ac} = \frac{\ln \frac{10.287 \times 10^{-3}}{6.83 \times 10^{-3}}}{2\pi * 52.48}$$

$$R_{ac} = 1.24 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

Para calcular la resistencia en el exterior del tubo se necesita determinar el coeficiente de transferencia de calor en el exterior del mismo, para eso se necesita referir al concepto de ebullición nucleada en el generador.

En el régimen de ebullición nucleada la velocidad de transferencia de calor depende fuertemente de la naturaleza de la nucleación (el número de sitios activos de nucleación sobre la superficie, la rapidez de formación de burbujas en cada sitio, etc.), lo cual es difícil de predecir. El tipo y la condición de la superficie calentada también afectan la transferencia de calor. Estas complicaciones dificultan desarrollar relaciones teóricas para la transferencia de calor en el régimen de ebullición nucleada y se necesita apoyar en relaciones basadas en datos experimentales. La ecuación (4.4.1) se adecua de manera que determine el coeficiente de convección en el exterior.

$$h_e = \frac{q}{A\Delta T} = \frac{C_p^3 \mu_{sol} \Delta T^2}{C_{sf}^3 h_{sf}^2 Pr^{5.1}} \frac{g(\rho_{sol} - \rho_v)}{g \sigma_{sol}} \quad (4.4.4)$$

Para determinar todas las propiedades que se involucran en la expresión anterior se tiene que usar otras correlaciones poco convencionales, ya que la sustancia de trabajo es amoníaco-agua y ésta es muy poco experimentada como para encontrar diagramas o correlaciones propias.

Determinación de C_p .

Prausnitz propone una correlación para encontrar la capacidad calorífica de una mezcla a temperatura de saturación.

$$\frac{C_p - C_p^o}{R} = 1.586 + \frac{0.49}{1 - T_r} + \omega \left(4.2775 + \frac{6.3}{T_r} \frac{1 - T_r}{T_r} \right) + \frac{0.4355}{T_r} \quad (4.4.5)$$

Donde C_p° es la capacidad calorífica a baja presión y esta es igual a

$$\frac{C_p^\circ}{R} = a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3 + a_4 T^4 \quad (4.4.6)$$

Donde a_0, a_1, a_2, a_3 y a_4 son constantes determinadas experimentalmente².

$$T = 357.15 \text{ K}$$

$$a_0 = 4.238, a_1 = -4.215 \times 10^{-3}, a_2 = 2.041 \times 10^{-5}, a_3 = -2.126 \times 10^{-8}$$

$$a_4 = 0.761 \times 10^{-11}$$

$$R = 0.4882 \frac{\text{Kj}}{\text{kgK}}$$

Sustituyendo en la ecuación (4.45).

$$\begin{aligned} \frac{C_p^\circ}{R} &= 4.238 + (-4.215 \times 10^{-3} * 357.15) + 2.041 \times 10^{-5} * 357.15^2 \\ &\quad + (-2.126 \times 10^{-8} * 357.15^3) + 0.761 \times 10^{-11} * 357.15^4 \end{aligned}$$

$$C_p^\circ = 4.49 * 0.4882 = 2.192 \frac{\text{Kj}}{\text{kgK}}$$

La temperatura reducida es

$$T_r = \frac{T}{T_c} = \frac{357.15}{405.40} = 0.88$$

$$\omega = 0.1745 - 0.0838 T_r = 0.1745 - 0.0838 * 0.88 = 0.100$$

Sustituyendo en la ecuación (4.4.5).

$$\frac{C_p - C_p^\circ}{R} = 1.586 + \frac{0.49}{1 - 0.88} + 0.100 \cdot 4.2775 + \frac{6.3 \cdot 1 - 0.88^3}{0.88} + \frac{0.4355}{1 - 0.88}$$

$$C_p = 6.813 \cdot 0.4882 + 2.19 = 5.516 \frac{\text{Kj}}{\text{kgK}}$$

Para la densidad.

$$\rho_{H_2O} = 971.06 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Obtenida a temperatura de saturación.

$$\rho_{sol} = \rho_{h_2o} \rho_r \quad (4.4.7)$$

Donde ρ_r es la densidad reducida y es igual a

² Constantes tomadas del apéndice A sección C de Properties of Gases and Líquidos de Prausnitz, para amoníaco.

$$\rho_r = 1 + \frac{3}{4} (1 - T_r) + \frac{7}{4} (1 - T_r)^3 \quad (4.4.8)$$

$$\rho_r = 1 + \frac{3}{4} (1 - 0.88) + \frac{7}{4} (1 - 0.88)^3 = 1.95$$

Entonces, según ecuación (4.4.7) la densidad de la solución será:

$$\rho_{sol} = 971.06 * 1.95 = 1893.56 \frac{Kg}{m^3}$$

La viscosidad es obtenida de la relación de Mori-Ototake.

$$\frac{\mu_{sol}}{\mu_{h_2o}} = 1 + \frac{1.56\phi_s}{0.52 - \phi_s} \quad (4.3.1)$$

Donde ϕ_s es la fracción de volumen de la fase y está determinada por la siguiente expresión (4.3.2):

$$\phi_s = 1 + \frac{\rho_{sol}}{\rho_{h_2o}} x_{sat} - 1 = 1 + \frac{1893.56}{971.06} (0.42 - 1) = -0.131$$

Sustituyendo datos en ecuación (4.48) se tiene.

$$\frac{\mu_{sol}}{\mu_{h_2o}} = 1 + \frac{1.56(-0.131)}{0.52 - (-0.131)}$$

$$\mu_{sol} = 2.058 \times 10^{-4} \frac{Kg}{m \cdot seg}$$

La entalpía de vaporización.

$$h_{fg} = \frac{h_5 m_5 + h_7 m_7}{m_4} - h_4 = \frac{273.55 * 0.06854 + 1756.61 * 1.46 \times 10^{-3}}{0.07} - 251.83$$

$$h_{fg} = 52.65 \frac{Kj}{Kg}$$

Conductividad térmica.

$$k_{sol} = k_a \frac{2k_a + k_b - 2\phi_s(k_a - k_b)}{2k_a + k_b + \phi_s(k_a - k_b)} \quad (4.4.9)$$

Con temperatura de saturación a 84°C:

$$k_a = 0.6724 \frac{W}{m \cdot ^\circ C} \quad y \quad k_b = 0.3514 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

$$\begin{aligned} k_{sol} &= 0.6724 \frac{2 * 0.6724 + 0.3514 - 2 * (-0.131)(0.6724 - 0.3514)}{2 * 0.6724 + 0.3514 + (-0.131)(0.6724 - 0.3514)} \\ &= 0.7235 \frac{W}{m \cdot ^\circ C} \end{aligned}$$

Numero de Prant.

$$\text{La ecuación es: } Pr = \frac{C_p \mu_{sol}}{K_{sol}} = \frac{5.516 \times 10^3 * 2.058 \times 10^{-4}}{0.7235} = 1.57$$

Tensión superficial.

Como una mejor aproximación se toma la relación que corresponde al amoniaco a temperatura de saturación (Cengel).

$$\sigma_{sol} = 0.0264 + 0.000223T = 0.0264 + 0.000223 * 357.15$$

$$\sigma_{sol} = 0.0451 \text{ N/m}$$

La constante experimental $C_{sf} = 0.0130$

Ahora sustituyendo estos valores en la ecuación (4.4.4) para encontrar el coeficiente de convección externo en el generador se tiene:

$$h_e = \frac{q}{A\Delta T} = \frac{C_p^3 \mu_{sol} \Delta T^2}{C_{sf}^3 h_{sf}^2 Pr^{5.1}} \frac{g \rho_{sol} - \rho_v}{g \sigma_{sol}}$$

$$h_e = \frac{q}{A\Delta T} = \frac{(5.516 \times 10^3)^3 * 2.058 \times 10^{-4} (T_e - 84)^2}{0.0130^3 * 52.65 \times 10^3^2 * 1.84^{5.1}} \frac{9.8 \ 1893.56}{9.8 \ 0.0451}$$

$$h_e = 51839.69(T_e - 84)^2$$

Entonces la resistencia térmica en el exterior tendrá la siguiente forma

$$R_e = \frac{1}{h_e A_e} = \frac{1}{51839.69 T_{sat} - T_e} \frac{1}{\pi * 10.287 \times 10^{-3}}$$

$$R_e = \frac{1}{h_e A_e} = \frac{1}{51839.69(T_e - 84)^2 (\pi * 10.287 \times 10^{-3})} = 5.97 \times 10^{-4} (T_e - 84)^{-2}$$

El balance térmico en tubería del generador es

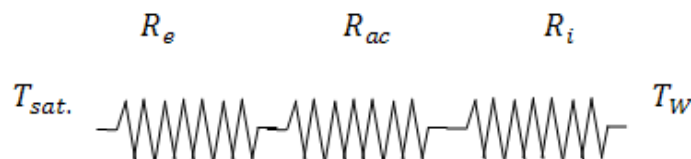


Figura. 4.16 Perfil de resistencias térmicas en el generador.

De acuerdo a figura 4.16 tenemos:

$$\frac{(T_e - 84)}{R_e} = \frac{T_e - T_i}{R_{ac}} = \frac{91 - T_i}{R_i}$$

$$\frac{(T_e - 84)}{5.97 \times 10^{-4}(T_e - 84)^{-2}} = \frac{T_i - T_e}{1.24 \times 10^{-3}} = \frac{91 - T_i}{0.2724}$$

Haciendo las iteraciones correspondientes:

$$T_e = 84.60^\circ\text{C}$$

$$T_i = 85.0^\circ\text{C}$$

Conocida T_e , se determina h_e

$$h_e = 51839.69(84.60 - 84)^2 = 18662.28 \text{ W m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

La resistencia térmica en el tubo es

$$R_e = 5.97 \times 10^{-4}(84.60 - 84)^{-2} = 1.66 \times 10^{-3} \text{ }^\circ\text{C w}$$

El coeficiente global de transferencia de calor, por unidad de longitud de tubería se obtiene sustituyendo datos en ecuación (4.1.8).

$$U_e = \frac{1}{\pi * 10.287 \times 10^3(0.016 + 1.24 \times 10^{-3} + 1.66 \times 10^{-3})}$$

$$U_e = 1638.3 \text{ W } ^\circ\text{C. m}^2$$

Considerando un factor de incrustación de 0.0002 para tubos de acero con refrigerante amoníaco.

$$\frac{1}{U_{op}} = \frac{1}{U_e} + R_f$$

$$\frac{1}{U_{op}} = \frac{1}{1638.3} + 0.0002$$

$$U_{op} = 1234 \text{ W } ^\circ\text{C. m}^2$$

Despejando el área total de transferencia en el generador de la ecuación (4.1.1) se tiene:

$$A_{total} = \frac{Q_{GE}}{U\Delta T_m} = \frac{3.69 \times 10^3}{1234 * 14.92} = 0.20 \text{ m}^2$$

Tomando 12 tubos y un paso:

$$L_t = \frac{A_{total}}{N_p * n_t * \pi * d_i} = \frac{0.20}{1 * 12 * \pi * 10.287 \times 10^{-3}} = 0.51 \text{ m}$$

4.4.7 Cálculo de diámetro del haz de tubos

Estimación empírica de D_b

Sustituyendo datos en la ecuación (4.1.9) se tiene:

$$D_b = 10.28 \frac{12}{0.215}^{1.2207} = 63.60 \text{ mm} \cong 64 \text{ mm}$$

4.4.8 Pérdidas de presión en carcasa y tubos.

4.4.8.1 Cálculos del lado de la carcasa

$$d_c = 61.2 \text{ mm}$$

Calculo área transversal de flujo (a_s)

$$a_s = (\text{Área de coraza}) - (\text{Área de tubos})$$

$$a_s = \frac{\pi}{4} d_c^2 - \frac{\pi}{4} n_t d_e^2 = \frac{\pi}{4} (d_c^2 - n_t d_e^2)$$

$$a_s = \frac{\pi}{4} 0.0612^2 - 12 \cdot 10.28 \times 10^{-3}^2$$

$$a_s = 1.94 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Calculo de la velocidad másica

$$G_s = \frac{m_s}{a_s} = \frac{0.070}{1.94 \times 10^{-3}}$$

$$G_s = 35.97 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{seg}}$$

Diámetro equivalente

$$D_e = \frac{4a_s}{\text{perimetro humedo}} = \frac{4a_s}{\pi d_e n_t} = \frac{4 * 1.94 \times 10^{-3}}{\pi * 10.28 \times 10^{-3} * 12}$$

$$D_e = 0.020 \text{ m}$$

Perdida de carga en el lado de la carcasa

Calculo del diámetro equivalente corregido ($D_{e'}$)

$$D_{e'} = \frac{4a_s}{\text{perimetro humedo friccional}}$$

$$D_{e'} = \frac{4a_s}{\pi d_c + \pi d_e n_t} = \frac{4 * 1.94 \times 10^{-3}}{\pi * 0.0612 + \pi * 10.28 \times 10^{-3} * 12}$$

$$D_e' = 0.013m$$

Calculo de Reynolds corregido

$$R_{e'} = \frac{D_e' G_s}{\mu} = \frac{0.016 * 28.92}{0.0002058}$$

$$R_{e'} = 1826.82$$

De la figura del anexo 4, $f = 0.00029$

Se considerara una relación de viscosidades = 1

Entonces sustituyendo datos en ecuación (4.1.10) se tiene:

$$\Delta P_s = \frac{0.00029 * 144(35.97)^2 * 0.51 * 1}{2 * 9.81 * 1893.56 * 0.013 * 1}$$

$$\Delta P_s = 0.057 \text{ kgf/m}^2 = 0.55 \text{ pa}$$

4.4.8.2 Lado de los tubos

Área transversal de flujo en tubería (a_t)

$$a_t = \frac{n_t A_t}{N_p} = \frac{12 * 4.156 \times 10^{-4}}{1}$$

$$a_t = 4.98 \times 10^{-3} m^2$$

Flujo másico de velocidad (G_t)

$$G_t = \frac{m_{h2o}}{a_t} = \frac{0.1095}{4.98 \times 10^{-3}}$$

$$G_t = 21.95 \frac{kg}{m^2 * seg.}$$

De cálculos anteriores para tubería de agua de calentamiento en el generador se tiene un

$R_e = 6000$. Luego con R_e , y de la tabla (anexo 4) factores de fricción para el lado del tubo se obtiene un factor de: $f = 0.00033$ (Multiplicar por 144 para que sea adimensional).

Ahora se procede a calcular la perdida de carga en el lado de los tubos

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L N_p}{2 g \rho d_i \phi_t}$$

Considerando ϕ_t (relación de viscosidades) igual a 1 y Sustituyendo datos se tiene:

$$\Delta P_t = \frac{0.00033 * 144(21.95)^2 * 0.51 * 1}{2 * 9.81 * 962.26 * 6.83 \times 10^{-3} * 1}$$

$$\Delta P_t = 0.091 \frac{kgf}{m^2} = 0.89 \text{ pa}$$

Calculo de perdida por retorno

$$\Delta P_r = \frac{4n v^2}{s \ 2g}$$

De tablas se obtiene una gravedad específica de 1.0 para el agua de enfriamiento.

Luego sustituyendo datos se tiene:

$$\Delta P_r = \frac{4 \cdot 1}{1} * \frac{(0.273)^2}{(2 \cdot 9.81)} = 0.015m = 147.1 \text{ pa}$$

Finalmente la caída de presión total para la tubería del generador será:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r, \text{ sustituyendo datos:}$$

$$\Delta P_T = 0.89 + 147.4$$

$$\Delta P_T = 148.3 \text{ pa}$$

Variable	Valor
Propiedades térmicas	
T_{sat}	84 °C
P_{sat}	1176.8 Kpa
Q_{GE}	3.69 Kw
m_{h2o}	0.109 Kg/s
m_s	0.001460 Kg/s
ΔP_T (lado de los tubos)	148.3 pa
ΔP_s	0.55 pa
Propiedades mecánicas	
d_n de tubos	1/8 in
L_t	510 mm
n_t	12
Configuración	Cuadrada
d_c	61.2 mm
Material de los tubos	Acero ASTM A-106 cedula 40

Tabla 4.3 Resumen principales propiedades del generador

4.5 Diseño del Intercambiador de Calor.

4.5.1 Definición

Un Intercambiador de Calor es un equipo utilizado para enfriar un fluido que está más caliente de lo deseado, transfiriendo este calor a otro fluido que está frío y necesita ser calentado. La transferencia de calor se realiza a través de una pared metálica o de un tubo que separa ambos fluidos.

Las aplicaciones de los intercambiadores de calor son muy variadas y reciben diferentes nombres:

- Intercambiador de Calor: Realiza la función doble de calentar y enfriar dos fluidos.
- Condensador: Condensa un vapor o mezcla de vapores.
- Enfriador: Enfriar un fluido por medio de agua.
- Calentador: Aplica calor sensible a un fluido.
- Rehervidor: Conectado a la base de una torre fraccionadora proporciona el calor de reebulición que se necesita para la destilación. (Los hay de termosifón, de circulación forzada, de caldera,...)
- Vaporizador: Un calentador que vaporiza parte del líquido

4.5.2 Tipos de intercambiadores de calor.

A continuación se mencionan algunos de los principales tipos de intercambiadores de calor:

- Intercambiadores de tubería doble
- Intercambiadores enfriados por aire
- Intercambiadores de tipo placa
- Intercambiadores de casco y tubo

El intercambiador de calor para el sistema de refrigeración será del tipo carcasa y tubos

4.5.3 Intercambiadores de carcasa y tubos.

Son los intercambiadores más ampliamente utilizados en la industria química y con las consideraciones de diseño mejor definidas. Consisten en una estructura de tubos pequeños colocados en el interior de un casco de mayor diámetro (ver figura 4.18).

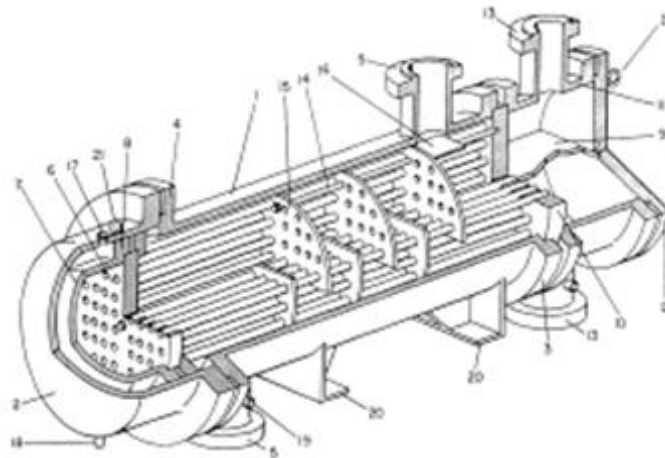


Figura. 4.17 Intercambiador de carcasa y tubos seccionado

A continuación se procede al diseño del intercambiador, utilizando el mismo procedimiento que en las secciones anteriores.

4.5.4 Diagrama térmico.

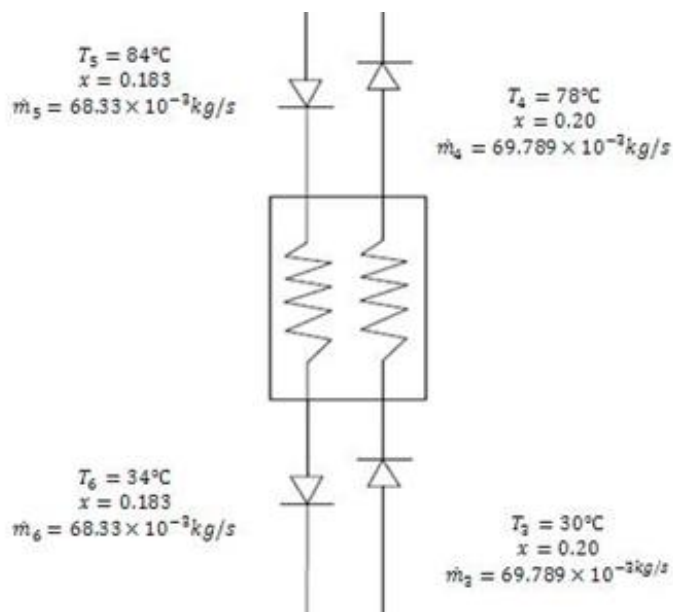


Figura. 4.18 Condiciones de operación para el diseño del intercambiador

4.5.5 Selección de diámetro, espesor, material y configuración de los tubos.

Para el diseño del intercambiador de calor se utilizara una tubería de acero al 0.5% de carbono, con las siguientes características:

$$d_n = 1/8 \text{ in}, \text{ acero ASTM A-106 cedula numero 40}$$

$$d_e = 0.405 \text{ in} = 10.287 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d_i = 0.269 \text{ in} = 6.83 \times 10^{-3} \text{ m}$$

4.5.6 Arreglo de los tubos. Intercambiador de calor

El arreglo o la disposición de los tubos para el intercambiador de calor es de forma triangular (ver figura 4.19), definiéndose el paso de tubo mediante la fórmula sugerida por TEMA.

$$P_t = 1.5d_e$$

$$P_t = 1.5 * 10.28 \times 10^{-3}$$

$$P_t = 12.86 \text{ mm}$$

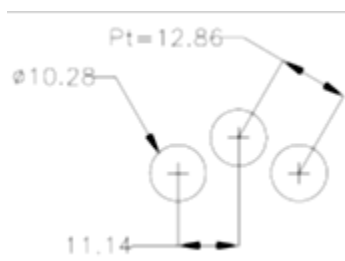


Figura. 4.19 Arreglo de tubos para el intercambiador de calor

4.5.7 Cálculo de la temperatura media logarítmica (ΔT_m).

La figura 4.20 presenta el perfil de temperaturas para las corrientes que circulan en el intercambiador de calor, en dichas corrientes se denotan sus incrementos (ΔT) los cuales se utilizan para el cálculo de la temperatura media logarítmica.

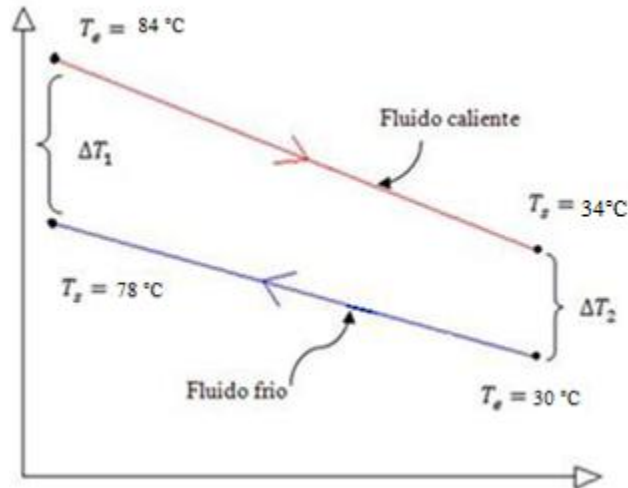


Figura. 4.20 Perfil de temperatura para el intercambiador de calor

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = \frac{84 - 78 - (34 - 30)}{\ln \frac{84 - 78}{34 - 30}}$$

$$\Delta T_m = 4.93^\circ\text{C}$$

4.5.8 Cálculo del coeficiente global de intercambio de calor

Siguiendo el método de la temperatura media logarítmica al igual que el diseño de los elementos anteriores, el calor transmitido en el intercambiador está determinado por la ecuación (4.1.1).

Se asignan los tubos para la solución concentrada y la carcasa para la solución diluida. Las propiedades en el interior de tubería se determinan a temperatura promedio de la solución concentrada.

La temperatura de la solución concentrada a la entrada es de 30°C y a la salida 78°C.

La transferencia de calor total necesaria es

$$Q_{in} = U_o A_T \Delta T_m \quad (4.5.1)$$

Calculando

$$Q_{in} = m_3 h_4 - h_3 = 0.07 \ 251.83 - 52.33$$

$$Q_{in} = 13.96 \text{ Kw}$$

Para iniciar la determinación de las propiedades físicas es necesario definir por donde pasa cada uno de los fluidos que intercambia calor. Debido a que la solución concentrada entra

al intercambiador (punto 3, ver fig. 3.0) con una presión mayor suministrada por la bomba, ésta pasará por el interior de los tubos; la solución diluida o débil pasará a través del tubo de la coraza.

Habiendo definido lo anterior se puede comenzar determinando el coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos del intercambiador. Para esto, se evalúan las propiedades a temperatura promedio de la solución.

$$T_{pro} = \frac{T_4 + T_3}{2} = \frac{78 + 30}{2} = 54^\circ\text{C}$$

Tomando $T_{sat} = T_{pro} = 54^\circ\text{C}$ tenemos:

$$\rho_{h_2O} = 987.53 \text{ kg/m}^3$$

$$k_{h_2O} = 0.648 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}$$

$$k_{NH_3} = 0.4208 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}$$

$$\mu_{h_2O} = 0.538 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{m}\cdot\text{seg}$$

La densidad de la solución se determina utilizando las ecuaciones (4.4.6) y (4.4.7), en condiciones de saturación.

$$\rho_{sol} = \rho_{h_2O} \rho_r$$

Donde ρ_r es la densidad reducida y es igual a

$$\rho_r = 1 + \frac{3}{4} (1 - T_r) + \frac{7}{4} (1 - T_r)^3$$

La temperatura reducida es

$$T_r = \frac{T}{T_c} = \frac{(54 + 273.15)}{405.40} = 0.81$$

$$\rho_r = 1 + \frac{3}{4} (1 - 0.81) + \frac{7}{4} (1 - 0.81)^3 = 2.15$$

Entonces la densidad de la solución es:

$$\rho_{sol} = 987.53 * 2.15 = 2123.18 \text{ Kg/m}^3$$

Calculo de la viscosidad.

La viscosidad de la solución es obtenida por medio de la ecuación (4.3.1)

Con una fracción de 0.20 en la entrada de la solución fuerte y sustituyendo datos en ecuación (4.3.2) se tiene:

$$\phi_s = 1 + \frac{\rho_{sol}}{\rho_{H_2O}} x_{sat} - 1 = 1 + \frac{2123.18}{987.53} 0.20 - 1 = -0.72$$

Luego se sustituye datos en ecuación (4.3.1) y se tiene:

$$\frac{\mu_{sol}}{\mu_{H_2O}} = 1 + \frac{1.56 * (-0.72)}{0.52 - -0.72}$$

$$\mu_{sol} = 5.067 \times 10^{-5} \text{ Kg } m * seg$$

Para la determinación de la conductividad térmica se hace uso de la ecuación (4.4.9).

Con temperatura de saturación de 54°C se tiene que:

$$k_a = k_{H_2O} = 0.648 \text{ W } m * ^\circ C \quad y \quad k_b = k_{NH_3} = 0.4208 \text{ W } m * ^\circ C$$

Sustituyendo datos:

$$k_{sol} = 0.648 \frac{2 * 0.648 + 0.4208 - 2 * (-0.72)(0.648 - 0.4208)}{2 * 0.648 + 0.4208 + (-0.72)(0.648 - 0.4208)} = 0.853 \text{ W } m * ^\circ C$$

Calculo de la capacidad calorífica.

Utilizando de nuevo la correlación de Prausnitz ecuación (4.4.5) para la solución de trabajo.

$$\frac{C_p - C_p^o}{R} = 1.586 + \frac{0.49}{1 - T_r} + \omega 4.2775 + \frac{6.3}{T_r} \frac{1 - T_r}{T_r} + \frac{0.4355}{T_r}$$

Donde C_p^o es la capacidad calorífica a baja presión y esta es determinada según ecuación (4.4.6)

$$T = 327.15 \text{ K}$$

$$^3 a_0 = 4.238, a_1 = -4.215 \times 10^{-3}, a_2 = 2.041 \times 10^{-5}, a_3 = -2.126 \times 10^{-8}$$

$$a_4 = 0.761 \times 10^{-11}$$

$$R = 0.4882 \frac{Kj}{KgK}$$

Sustituyendo en ecuación (4.4.6).

³ Todas las constantes se determinan del apéndice A sección C de Properties of Gases and Liquids de Prausnitz.

$$\frac{C_p^o}{R} = 4.238 + -4.215 \times 10^{-3} * 327.15 + 2.041 \times 10^{-5} * 327.15^2$$

$$+ -2.126 \times 10^{-8} * 327.15^3 + 0.761 \times 10^{-11} * 327.15^4$$

$$C_p^o = 4.38 * 0.4882 = 2.14 \frac{Kj}{KgK}$$

$$\omega = 0.1745 - 0.0838T_r = 0.1745 - 0.0838 * 0.81 = 0.106$$

Ahora sustituyendo en ecuación (4.4.5)

$$\frac{C_p - C_p^o}{R} = 1.586 + \frac{0.49}{1 - 0.81} + 0.106 * 4.2775 + \frac{6.3 * 1 - 0.81^3}{0.81} + \frac{0.4355}{1 - 0.81}$$

$$C_p = 5.3352 * 0.4882 + 2.14 = 4.74 \frac{Kj}{KgK}$$

Numero de Prant.

$$P_r = \frac{C_p \mu_{sol}}{K_{sol}} = \frac{4.74 \times 10^3 * 5.067 \times 10^{-5}}{0.853} = 0.28$$

Ya conociendo las propiedades involucradas se inicia el cálculo del intercambiador de calor.

Asumiendo un valor de Reynolds

$$R_e = 15000$$

$$v = \frac{R_e \mu_{sol}}{d_i \rho_{sol}} = \frac{15000 * 5.067 \times 10^{-5}}{0.00683 * 2123.18} = 0.052 \text{ m seg}$$

Luego, se determina el área para cada tubo

$$A_t = \frac{m_g}{\rho_{sol} v} = \frac{0.07}{2123.18 * 0.052} = 6.29 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Determinación del número de tubos

$$A_t = n_t \frac{\pi d_i^2}{4}$$

$$6.29 \times 10^{-4} = n_t \frac{\pi * 6.83 \times 10^{-3}^2}{4}$$

$$n_t \cong 18 \text{ tubos}$$

El número de Nusselt está dado por la ecuación (4.4.3) sustituyendo datos se tiene:

$$N_u = 0.023(15000)^{0.8}(0.28)^{0.4} = 30.30$$

Entonces el coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos del generador es:

$$h_i = N_u \frac{k}{d_i} = 30.30 * \frac{0.853}{6.83 \times 10^{-3}} = 3784.17 \text{ W m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

La resistencia térmica en el interior del tubo es:

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i} = \frac{1}{3784.17 * \pi * 6.83 \times 10^{-3}} = 0.0123 \text{ } ^\circ\text{C W}$$

Para la resistencia térmica en la pared del tubo se necesita evaluar su conductividad térmica a temperatura de saturación.

$$T_{sat} = 84^\circ\text{C}$$

De tablas para acero al 0.5% de carbono, se tiene: $k_{ac} = 54.52 \text{ W m} \cdot ^\circ\text{C}$

La resistencia térmica del acero, por unidad de longitud de tubería, es:

$$R_{ac} = \frac{\ln(r_e/r_i)}{2\pi k_{ac}}; \text{ Sustituyendo datos se tiene:}$$

$$R_{ac} = \frac{\ln \frac{10.287 \times 10^{-3}}{6.83 \times 10^{-3}}}{2\pi * 54.52}$$

$$R_{ac} = 1.1955 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C W}$$

Para obtener el coeficiente de transferencia de calor externo se evalúan las propiedades a temperatura promedio de la solución diluida utilizando las mismas ecuaciones.

$$T_{prom2} = \frac{T_5 + T_6}{2} = \frac{93 + 34}{2} = 62.5^\circ\text{C}$$

Tomando $T_{sat} = T_{pro} = 62.5^\circ\text{C}$ de tablas tenemos:

$$\rho_{H_2O} = 981.85 \text{ kg/m}^3$$

$$k_{H_2O} = 0.6565 \text{ W m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$k_{NH_3} = 0.3943 \text{ W m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mu_{H_2O} = 0.450 \times 10^{-3} \text{ kg m} \cdot \text{seg}$$

Estimando la densidad de la solución. Ecuación (4.4.7)

$$\rho_{sol} = \rho_{H_2O} \rho_r$$

Donde ρ_r es la densidad reducida, y se determina por medio de ecuación (4.4.8).

$$\rho_r = 1 + \frac{3}{4} (1 - T_r) + \frac{7}{4} (1 - T_r)^2$$

La temperatura reducida es

$$T_r = \frac{T}{T_c} = \frac{(62.5 + 273.15)}{405.40} = 0.83$$

$$\rho_r = 1 + \frac{3}{4} (1 - 0.83) + \frac{7}{4} (1 - 0.83)^2 = 2.09$$

Entonces la densidad de la solución será:

$$\rho_{sol} = 981.85 * 2.09 = 2058.88 \frac{Kg}{m^3}$$

Calculo de la viscosidad.

La viscosidad es obtenida de la relación de Mori-Ototake ecuación (4.3.1) y (4.3.2).

$$\phi_s = 1 + \frac{\rho_{sol}}{\rho_{H_2O}} x_{sat} - 1 = 1 + \frac{2058.88}{981.85} 0.183 - 1 = -0.71$$

Sustituyendo para la viscosidad se tiene.

$$\frac{\mu_{sol}}{\mu_{H_2O}} = 1 + \frac{1.56 * (-0.71)}{0.52 - (-0.71)}$$

$$\mu_{sol} = 4.48 \times 10^{-5} \frac{Kg}{m * seg}$$

Calculo de la conductividad térmica. Se utiliza ecuación (4.4.9)

A temperatura de saturación de 62.5°C

$$k_a = k_{H_2O} = 0.6565 \frac{W}{m * ^\circ C} \quad y \quad k_b = k_{NH_3} = 0.3943 \frac{W}{m * ^\circ C}$$

$$k_{sol} = 0.656 \frac{2 * 0.656 + 0.3943 - 2 * (-0.71)(0.6565 - 0.3943)}{2 * 0.6565 + 0.3943 + (-0.71)(0.6565 - 0.3943)} = 0.897 \frac{W}{m * ^\circ C}$$

Calculo de la capacidad calorífica.

Utilizando de nuevo la correlación de Prausnitz para la solución de trabajo, ecuación (4.4.5).

$$T = 335.65 K$$

$$^4 a_0 = 4.238, a_1 = -4.215 \times 10^{-3}, a_2 = 2.041 \times 10^{-5}, a_3 = -2.126 \times 10^{-8}$$

$$a_4 = 0.761 \times 10^{-11}$$

⁴ Todas las constantes se determinan del apéndice A sección C de Properties of Gases and Liquids de Prausnitz.

$$R = 0.4882 \frac{Kj}{Kg K}$$

Sustituyendo en ecuación (4.4.6).

$$\frac{C_p^o}{R} = 4.238 + -4.215 \times 10^{-3} * 335.65 + 2.041 \times 10^{-5} * 335.65^2 \\ + -2.126 \times 10^{-8} * 335.65^3 + 0.761 \times 10^{-11} * 335.65^4$$

$$C_p^o = 4.416 * 0.4882 = 2.15 \frac{Kj}{kg.K}$$

$$\omega = 0.1745 - 0.0838T_r = 0.1745 - 0.0838 * 0.83 = 0.105$$

Sustituyendo en ecuación (4.4.5)

$$\frac{C_p - C_p^o}{R} = 1.586 + \frac{0.49}{1 - 0.83} + 0.105 * 4.2775 + \frac{6.3 * 1 - 0.83^1}{0.83} + \frac{0.4355}{1 - 0.83}$$

$$C_p = 4.90 \frac{Kj}{kg.K}$$

Numero de Prant.

$$P_r = \frac{C_p \mu_{sol}}{k_{sol}} = \frac{4.90 \times 10^3 * 4.48 \times 10^{-5}}{0.897} = 0.24$$

Con el objetivo de mejorar el diseño, reduciendo así la longitud de los tubos, lo cual hace más compacto el intercambiador de calor, se presenta un diseño donde no se considera el dimensionamiento y ubicación de deflectores. El procedimiento y ecuaciones son las mismas que se utilizaron en el diseño de los elementos anteriores.

De la primera propuesta de diseño se considera el mismo comportamiento, mismas ecuaciones y resultados para la determinación del coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos, para el coeficiente externo se sustituye los valores de las propiedades de la solución ya determinadas con ecuación (4.1.2) y haciendo las iteraciones necesarias se determina la temperatura en el exterior.

Encontrando la entalpía de evaporación.

$$Q_{in} = m_5 h_{fg} \tag{4.5.2}$$

$$h_{fg} = \frac{13.965 \times 10^3}{0.06854} = 203.87 \frac{Kj}{Kg}$$

Sustituyendo en la ecuación (4.1.2) para el coeficiente de convección externo se tiene:

$$h_e = 0.725 \frac{(2058.88)^2 * 9.81 * 203.87 \times 10^3 * (0.897)^3}{4.48 \times 10^{-5} * 10.287 \times 10^{-3} (T_e - 62.5)^{1/4}}$$

$$h_e = 43752.31 (T_e - 62.5)^{-1/4} \quad (4.5.3)$$

La resistencia térmica es

$$R_e = \frac{1}{h_e A_e} = \frac{1}{43752.31 T_e - 62.5^{-1/4} (\pi * 10.287 \times 10^{-3})}$$

$$R_e = \frac{(T_e - 62.5)^{1/4}}{1413.97} \quad (4.5.4)$$

El balance térmico en el intercambiador de calor es.

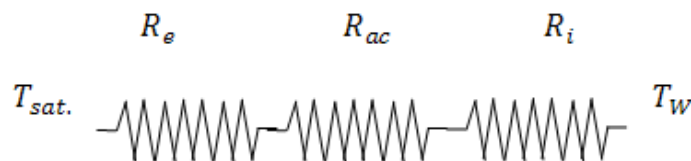


Figura. 4.21 Perfil de resistencias térmicas para tubería del intercambiador

Al hacer un balance en figura 4.21 se tiene:

$$\frac{(T_e - 62.5)}{R_e} = \frac{T_e - T_i}{R_{ac}} = \frac{T_i - 54}{R_i}$$

$$1413.97 (T_e - 84)^{3/4} = \frac{T_e - T_i}{1.1955 \times 10^{-3}} = \frac{T_i - 54}{0.0123}$$

Al realizar las iteraciones necesarias en ecuación anterior se obtiene:

$$T_e = 62.85^\circ C$$

Sustituyendo T_e en la ecuación (4.5.3) se tiene:

$$h_e = 43752.31 (62.85 - 62.5)^{-1/4} = 56883.2 \text{ W m}^2 * ^\circ C$$

La resistencia térmica en el tubo según ecuación (4.5.4) es:

$$R_e = \frac{(T_e - 62.5)^{1/4}}{1413.97} = 5.44 \times 10^{-4} \text{ } ^\circ C \text{ W}$$

El coeficiente global de transferencia de calor por unidad de longitud de tubería, se determina por medio de la ecuación (4.1.8).

$$U_e = \frac{1}{\pi * 10.287 \times 10^{-3} (0.0123 + 1.1955 \times 10^{-3} + 5.44 \times 10^{-4})}$$

$$U_e = 2204 \text{ W } ^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2$$

Considerando un factor de incrustación de 0.0002 para tubos de acero.

$$\frac{1}{U_{op}} = \frac{1}{U_e} + R_f$$

$$\frac{1}{U_{op}} = \frac{1}{2204} + 0.00009$$

$$U_{op} = 1839.17 \text{ W } ^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2$$

La temperatura media logarítmica es la misma $MLTD = 4.93^\circ\text{C}$

$$A_{total} = \frac{Q_{in}}{U_{op} \Delta T_m} = \frac{13.965 \times 10^3}{1839.17 * 4.93} = 1.54 \text{ m}^2$$

Tomando los 14 tubos y cuatro pasos.

$$L_t = \frac{A_{total}}{N_p * n_t * \pi * d_i} = \frac{1.54}{4 * 18 * \pi * 10.287 \times 10^{-3}} = 0.65 \text{ m}$$

4.5.9 Calculo de diámetro del haz de tubos

Estimación empírica de D_b

Haciendo uso de la ecuación (4.1.9) se tiene:

$$D_b = 10.28 \frac{18}{0.175}^{1.2285} = 78.09 \text{ mm} \cong 80 \text{ mm}$$

El diámetro propuesto por la fórmula empírica para el haz de tubos del intercambiador de calor a diferencia de los demás elementos no presenta una dimensión adecuada para el respectivo diseño. Es por eso que se asume un diámetro que se adecue al diseño; Es decir que considere, configuración y el espacio necesario de los mismos. De esta estimación se obtuvo un diámetro.

$$D_b = 270 \text{ mm}$$

Con este diámetro quedan bien distribuidos los 18 tubos (ver el plano en anexo 9).

4.5.9.1 Pérdidas de presión en la carcasa y tubos

4.5.9.2 Cálculos del lado de la carcasa

$$d_c = 0.2652 \text{ mm}$$

Calculo área de flujo(a_s)

$$a_s = (\text{Área de coraza}) - (\text{área de tubos})$$

$$a_s = \frac{\pi}{4} (d_c^2 - n_t d_e^2)$$

$$a_s = \frac{\pi}{4} 0.265^2 - 18 \cdot 10.28 \times 10^{-3}^2$$

$$a_s = 0.054 \text{ m}^2$$

Velocidad másica para la carcasa

$$G_s = \frac{m_s}{a_s} = \frac{68.33 \times 10^{-3}}{0.054}$$

$$G_s = 1.26 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{seg}}$$

Diámetro equivalente

$$D_e = \frac{4a_s}{\text{perimetro humedo}} = \frac{4a_s}{\pi d_e n_t} = \frac{4 * 0.054}{\pi * 10.28 \times 10^{-3} * 18}$$

$$D_e = 0.37 \text{ m}$$

Perdida de carga en el lado de la carcasa

Calculo de diámetro equivalente corregido ($D_{e'}$)

$$D_{e'} = \frac{4a_s}{\text{perimetro humedo friccional}}$$

$$D_{e'} = \frac{4a_s}{\pi d_c + \pi d_e n_t} = \frac{4 * 0.054}{\pi * 0.2652 + \pi * 10.28 \times 10^{-3} * 18}$$

$$D_{e'} = 0.15 \text{ m}$$

Calculo de Reynolds corregido

$$R_{e'} = \frac{D_{e'} G_s}{\mu} = \frac{0.15 * 1.26}{4.48 \times 10^{-5}}$$

$$R_{e'} = 4218.75$$

De anexo 4, $f = 0.00035$

Se considerara una relación de viscosidades = 1

Entonces sustituyendo datos se tiene:

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 L N_p}{2 g \rho D_e' \phi_s}$$

$$\Delta P_s = \frac{0.00035 * 144 (1.26)^2 * 0.664 * 1}{2 * 9.81 * 2058.88 * 0.15 * 1}$$

$$\Delta P_s = 8.77 \times 10^{-6} \text{ kgf/m}^2 = 8.49 \times 10^{-5} \text{ pa}$$

4.5.9.3 Cálculo del lado de los tubos.

Área transversal de flujo en tubería (a_t)

$$a_t = \frac{n_t A_t}{N_p} = \frac{18 * 6.29 \times 10^{-4}}{4}$$

$$a_t = 0.0028 \text{ m}^2$$

Flujo másico de velocidad (G_t)

$$G_t = \frac{m_{h2o}}{a_t} = \frac{0.07}{0.0028}$$

$$G_t = 25 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 * \text{seg.}}$$

De cálculos anteriores para tubería de agua de enfriamiento en el evaporador se tiene un $R_e = 15000$. Luego con R_e , y de la tabla (anexo 4) factores de fricción para el lado del tubo se obtiene un factor de:

$$f = 0.00024 \text{ (Multiplicar por 144 para que sea adimensional)}$$

Ahora se procede a calcular la perdida de carga en el lado de la carcasa

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L N_p}{2 g \rho d_i \phi_t}$$

Considerando ϕ_t (relación de viscosidades) igual a 1 y Sustituyendo datos se tiene:

$$\Delta P_t = \frac{0.00024 * 144 (25)^2 * 0.664 * 4}{2 * 9.81 * 2123.18 * 6.83 \times 10^{-3} * 1}$$

$$\Delta P_t = 0.20 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2} = 1.96 \text{ pa}$$

Calculo de perdida por retorno

$$\Delta P_r = \frac{4n v^2}{s 2g}$$

De tablas se obtiene una gravedad específica de 1.0 para el agua de enfriamiento.

Luego sustituyendo datos se tiene:

$$\Delta P_r = \frac{4 * 4}{0.89} * \frac{2123.18 * 0.052^2}{(2 * 9.81)} = 5.26 \text{ kgf} / \text{m}^2 = 51.58 \text{ pa}$$

Finalmente la caída de presión total para la tubería del intercambiador de calor será:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$$

$$\Delta P_T = 1.96 + 51.58$$

$$\Delta P_T = 53.54 \text{ pa}$$

Variable	Valor
Propiedades térmicas	
T_{sat}	54°C
P_{sat}	1176.8 Kpa
Q_{in}	13.96Kw
m_{h_2o}	0.07Kg/s
m_s	0.06831Kg/s
ΔP_s	$8.49 \times 10^{-5} \text{ pa}$
ΔP_T (lado de los tubos)	53.54pa
Propiedades mecánicas	
d_n de tubos	1/8 in
L_t	2600 mm
n_t	18
Configuración	Triangular
d_c	265.2 mm
Material de tubos	Acero ASTM A-106 cedula 40

Tabla 4.4 Resumen principales propiedades del intercambiador de calor

4.6 Selección de diámetro y cálculo de pérdidas en tuberías del circuito de refrigeración

4.6.1 Selección del diámetro de tubería

La determinación del diámetro de las tuberías es primordial para el buen rendimiento de la instalación. El cálculo se realiza mediante tablas. La figura del anexo 5 permite la determinación de diámetros para longitudes de tuberías de hasta 10m.

Para utilizar el ábaco se procede de la forma siguiente:

- Marcar sobre la parte superior del ábaco la capacidad frigorífica de la maquina 1.76kw o su equivalente 1.51kcal/h.
- Trazar por este punto una paralela al eje hasta que corte a la línea oblicua que corresponde a la temperatura de evaporación (5°C) para este caso.
- Descender sobre la parte inferior del ábaco una línea recta hasta que corte a la oblicua denominada conducción de líquido, conducción de descarga, conducción de aspiración.
- Comprobar que para las tuberías así calculadas las pérdidas de carga estén comprendidas entre 0.1 y 0.15bar por 10 metros de tubería.

Aplicando los pasos anteriormente detallados se obtiene de grafica del anexo 5 un diámetro de ¼".

Por lo tanto seleccionamos un acero ASTM A-106 de Ø ¼".

4.6.2 Cálculo de pérdidas en circuitería de refrigeración

4.6.2.1 Procedimiento a seguir para cálculo de pérdidas en circuitería de

Refrigeración

Para tuberías de vapor refrigerante se aplicara la formula de Un Win.

$$\Delta P = \frac{cvgLm^2}{d^5} \quad (4.6.1)$$

$$\text{Donde: } c = \frac{3625 \cdot 1 + \frac{3.6}{d}}{1 \times 10^{11}} \quad (4.6.2)$$

- Tuberías de refrigerante líquido, se utilizaran las siguientes relaciones

$$m = \rho Av$$

$$Q = Av$$

$$Q = mV$$

$$R_e = \frac{\rho v d_i}{\mu}$$

$$h_f = f \frac{L}{d_i} \frac{v^2}{2g} * \rho \quad (\text{Ecuación de Darcy}) \quad (4.6.3)$$

$$h_s = k \frac{\rho v^2}{2g} \quad (4.6.4)$$

$$\Delta P_T = h_f + h_s \quad (4.6.5)$$

- Tuberías de solución amoníaco-agua

El cálculo de pérdidas por fricción en este tipo de solución o mezcla se hará en función del amoníaco, luego haciendo uso de un factor multiplicador (F) se determinaran las del agua. Las ecuaciones a utilizar son las siguientes:

$$F = S \frac{f_{h_2o}}{f_{NH_3}} \quad (4.6.6)$$

Donde: S: gravedad específica

f_{NH_3} : Factor de fricción del amoníaco

f_{h_2o} : Factor de fricción del agua

$$V_{sol} = xV_{h_2o} + (1-x) V_{NH_3} \quad (4.6.7)$$

Todos los tramos de tubería son del mismo diámetro y material: acero al carbón ASTM A-106 cedula 40, $d_n: \frac{1}{4}$, $d_e = 13.71mm$, $d_i = 9.24mm$

Tramo condensador – evaporador

Tubería de refrigerante líquido.

Longitud total de tubería: 0.30m

1 Válvula de expansión con una longitud equivalente de 0.15m

Entonces: $L_{Te} = 0.30+0.15 = 0.45m$

Solución:

Cálculo de velocidad

$m = \rho Av$; despejando se tiene que:

$$v = \frac{m}{\rho A} = \frac{m_g}{\rho \frac{\pi}{4} * d_i^2} = \frac{1.462 \times 10^{-3}}{596.4 \frac{\pi}{4} * (9.24 \times 10^{-3})^2} = 0.036 \text{ m seg.}$$

Caudal de refrigerante

$$\text{De tablas } V_i = 0.00168 \text{ m}^3 \text{ kg}$$

$$Q = m_g * V_i = 1.462 \times 10^{-3} * 0.00168 = 2.45 \times 10^{-6} \text{ m}^3 \text{ seg}$$

Calculo número de Reynolds

$$R_e = \frac{\rho_{sol} v d_i}{\mu_{sol}} = \frac{596.4 * 0.036 * 9.24 \times 10^{-3}}{2.081 \times 10^{-6}} = 95332.3$$

Con rugosidad absoluta de 0.045 mm para acero comercial se tiene:

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon}{d_i} = \frac{0.045}{9.24} = 0.0048$$

De diagrama de Moody se tiene: $f = 0.0297$

Aplicando ecuación (4.6.3) se tiene que las pérdidas son:

$$h_f = f \frac{L}{d_i} \frac{v^2}{2g} * \rho = 0.0297 \frac{0.45}{9.24 \times 10^{-3}} \frac{0.036^2}{2 * 9.81} (596.4)$$

$$h_f = 0.06 \text{ Pa}$$

Las perdidas secundarias en este tramo son despreciables, por tal motivo no se determinan.

Tramo evaporador-absorbedor

Tubería de vapor refrigerante

Longitud total de tubería = 1.22m

1 válvula de servicio con una longitud equivalente de 0.15m

4 codos de radio grande con una longitud equivalente de 0.24m c/u.

$$L_{Te} = 1.22 + .15 + 4 * 0.24 = 2.33 \text{ m}$$

De tablas a temperatura de saturación en la carcasa del evaporador: $V_g = 0.243 \text{ m}^3 \text{ kg}$

$$Q = m_1 * V_g = 1.462 \times 10^{-3} * 0.243 = 3.55 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \text{ seg}$$

Utilizando ecuaciones (4.6.2) y (4.6.1) se tiene:

$$c = \frac{3625 \cdot 1 + 3.6 \cdot 9.24 \times 10^{-3}}{1 \times 10^{11}} = 1.41 \times 10^{-5}$$

Finalmente la caída de presión para el tramo evaporador-absorbedor será:

$$\Delta P = \frac{1.41 \times 10^{-5} * 0.243 * 2.33 * (1.462 \times 10^{-3})^2}{9.24 \times 10^{-3} \cdot 5} = 0.25 \text{ pa}$$

Tramo absorbedor – intercambiador de calor

Solución acuosa (fuerte)

Longitud total de tubería 1.32m

1 válvula de servicio con una longitud equivalente de 0.15m

3 codos radio grande con longitud equivalente de 0.24m c/u.

$$L_{T_e} = 1.32 + 0.15 + 3 * 0.24 = 2.19 \text{ m}$$

El cálculo de pérdidas se hará primeramente para la solución de amoníaco luego haciendo uso de un factor multiplicador se determinan las pérdidas para el agua.

Velocidad para la solución

$$m = \rho A v$$

$$v = \frac{m}{\rho A} = \frac{m_2}{\rho \frac{\pi}{4} * d_i^2} = \frac{69.789 \times 10^{-3}}{895.73 \frac{\pi}{4} * (9.24 \times 10^{-3})^2} = 1.16 \text{ m seg.}$$

Determinación de volumen específico líquido para la solución

$$\text{De tablas: } V_{NH_3} = 0.00168 \text{ m}^3 \text{ kg}$$

$$V_{H_2O} = 0.001004 \text{ m}^3 \text{ kg}$$

Sustituyendo datos en la ecuación (4.6.7) se tiene:

$$V_{sol} = 0.20 \cdot 0.001004 + 1 - 0.20 \cdot 0.00168 = 0.00154 \text{ m}^3 \text{ kg}$$

$$Q = m_2 * v_{sol} = 69.789 \times 10^{-3} * 0.00154 = 1.074 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \text{ seg}$$

Número de Reynolds para solución de amoníaco

$$R_{sol} = \frac{\rho_{sol} v d_i}{\mu_{sol}} = \frac{895.73 * 1.16 * 9.24 \times 10^{-3}}{2.26 \times 10^{-3}} = 4248.1$$

$$\varepsilon_r = 0.0048$$

De diagrama de Moody: $f_{NH_3} = 0.044$

Número de Reynolds para el agua

$$R_{h_2o} = \frac{\rho_{H_2o} v d_i}{\mu_{H_2o}} = \frac{995.2 * 1.16 * 9.24 \times 10^{-3}}{8.03 \times 10^{-4}} = 13283.9$$

Con rugosidad relativa y número de Reynolds se tiene de diagrama de Moody:

$$f_{h_2o} = 0.035$$

Calculo factor multiplicador, aplicando ecuación (4.6.4)

$$F = 0.93 \frac{0.035}{0.044} = 0.74$$

Perdidas para la solución de amoníaco

$$h_{f_{NH_3}} = f_{NH_3} \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} \rho = 0.044 \frac{2.19}{9.24 \times 10^{-3}} \frac{(1.16)^2}{2 * 9.81} 895.73 = 640.6 \text{ pa}$$
$$\cong 0.72 \text{ m NH}_3$$

Perdidas para el agua

$$h_{f_{h_2o}} = h_{f_{NH_3}} F = 0.72 * 0.74 = 0.53 \text{ m h}_2\text{o} \cong 530.24 \text{ pa}$$

Perdidas secundarias h_s se calculan solo para la solución, aplicando ecuación (4.6.4) se tiene:

Donde:

$k = 1.0$, para conducto de proyección hacia dentro

$k = 0.5$, para entradas de borde cuadrado

Entonces $k_T = 1.0 + 0.5 = 1.5$

Sustituyendo datos se tiene:

$$h_s = 1.5 * \frac{895.73 * 1.16^2}{2 * 9.81} = 92.15 \text{ pa} \cong 0.10 \text{ m NH}_3$$

Las pérdidas totales son:

$$\Delta P_T = h_f + h_s$$

$$\Delta P_T = 640.6 + 530.24 + 92.15 = 1.26 \text{ kpa}$$

Selección de bomba

Aplicando Bernoulli en puntos 1 y 2 (entrada y salida de la bomba)

$$\frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 = \frac{P_3}{\rho g} + \frac{v_3^2}{2g} + Z_3 + h_{2-3} - H_B$$

$$H_B = \frac{(P_3 - P_2)}{\rho g} + Z_3 - Z_2 + h_{2-3}$$

$$H_B = \frac{(1176.8 - 49.066) \times 10^3}{895.73 * 9.81} + 0.65 + 0.72 + 0.53 + 0.10 = 130.3 \text{ m}$$

Luego considerando una eficiencia de 75% para la bomba se tiene:

$$P_{ot} = \frac{\gamma Q H_B}{\eta_B} = \frac{895.73 * 9.81 * 1.074 \times 10^{-4} * 130.3}{0.75}$$

$$P_{ot} = 163.96 \text{ w} = 0.22 \text{ HP}, \text{ aproximadamente } \frac{1}{4} \text{ de HP}$$

Tramo intercambiador- generador (solución fuerte)

Longitud total de tubería: 1.35m

3 codos de 90° radio grande con una longitud equivalente de 0.24 c/u.

$$L_{T_e} = 1.35 + 3 * 0.24 = 2.07 \text{ m}$$

Para este caso se aplicara el mismo procedimiento que en punto anterior

$$T = 78 \text{ °C}$$

De tablas:

$$V_{NH_3} = 0.1371 \text{ m}^3 \text{ kg}, V_{h_2o} = 0.001028 \text{ m}^3 \text{ kg}$$

$$\mu_{h_2o} = 3.66 \times 10^{-4} \text{ kg m. seg}$$

$$\rho_{h_2o} = 972.9 \text{ kg/m}^3$$

$$S_{NH_3} = 0.91$$

Velocidad y caudal para la solución

$$v = \frac{m}{\rho A} = \frac{m_4}{\rho \frac{\pi}{4} * d_i^2} = \frac{69.789 \times 10^{-3}}{1937.34 \frac{\pi}{4} * (9.24 \times 10^{-3})^2} = 0.54 \text{ m seg.}$$

Aplicando ecuación (4.6.7) se determina volumen específico para la solución:

$$V_{sol} = 0.20 * 0.001028 + 1 - 0.20 * 0.1371$$

Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico

$$V_{sol} = 0.11 \text{ m}^3 \text{ kg}$$

$$Q = m_4 * V_{sol} = 69.789 \times 10^{-3} \cdot 0.11 = 7.67 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ seg}$$

Luego, Aplicando ecuaciones (4.30) y (4.31) se tiene:

$$\phi_s = 1 + \frac{1937.34 \cdot 0.20 - 1}{972.9} = -0.59$$

$$\frac{\mu_{sol}}{3.66 \times 10^{-4}} = 1 + \frac{1.56(-0.59)}{0.52 - (-0.59)}$$

$$\mu_{sol} = 6.25 \times 10^{-5} \text{ kg m. seg}$$

Número de Reynolds para solución de amoníaco

$$R_{sol} = \frac{\rho_{sol} v d_i}{\mu_{sol}} = \frac{1937.34 * 0.54 * 9.24 \times 10^{-3}}{6.25 \times 10^{-5}} = 154664.8$$

$$\varepsilon_r = 0.0049$$

De diagrama de Moody: $f_{NH_3} = 0.0297$

Calculo número de Reynolds para el agua

$$R_{H_2O} = \frac{\rho_{H_2O} v d_i}{\mu_{H_2O}} = \frac{972.9 * 0.54 * 9.24 \times 10^{-3}}{3.66 \times 10^{-4}} = 13263.3$$

Con rugosidad relativa y número de Reynolds se tiene de diagrama de Moody:

$$f_{h_2o} = 0.0352$$

Sustituyendo datos en ecuación (4.6.6) se determina un factor multiplicador

$$F = 0.91 \frac{0.0352}{0.0297} = 1.08$$

$$h_{f_{NH_3}} = f_{NH_3} \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} \rho = 0.0297 \frac{2.07}{9.24 \times 10^{-3}} \frac{(0.54)^2}{2 * 9.81} 1937.34 = 191.6 \text{ pa}$$

$$h_{f_{h_2o}} = h_{f_{NH_3}} F = 191.6 * 1.08 = 0.108 \text{ mh}_2\text{o} \cong 206.9 \text{ pa}$$

Para determinar pérdidas secundarias aplicamos ecuación (4.6.4)

$k = 0.5$, para entradas de borde cuadrado

$k = 1.0$, para conducto de proyección hacia dentro

Entonces $k_T = 1.0 + 0.5 = 1.5$

Sustituyendo datos:

$$h_s = 1.5 * \frac{1937.34 * 0.54^2}{2 * 9.81} = 43.19 \text{ pa}$$

Las pérdidas totales son:

$$\Delta P_T = h_f + h_s$$

$$\Delta P_T = 191.6 + 206.9 + 43.19 = 441.7 \text{ pa}$$

Tramo generador – intercambiador (solución débil)

Longitud total de tubería: 0.19m

No hay accesorios

$$L_{T_e} = 0.19m$$

$$T = 84 \text{ °C}$$

De tablas:

$$V_{NH_3} = 0.1426 \text{ m}^3 \text{ kg}, V_{H_2O} = 0.001031 \text{ m}^3 \text{ kg}$$

$$\mu_{H_2O} = 3.4 \times 10^{-4} \text{ kg m.seg}; \rho_{H_2O} = 969.08 \text{ kg/m}^3$$

$$S_{NH_3} = 0.91$$

$$\text{Otros datos: } \rho_{sol} = 2058.88 \text{ kg/m}^3$$

Velocidad y caudal para la solución

$$m = \rho A v$$

$$v = \frac{m}{\rho_{sol} A} = \frac{m_5}{\rho \frac{\pi}{4} * d_i^2} = \frac{68.33 \times 10^{-3}}{2058.88 \frac{\pi}{4} * (9.24 \times 10^{-3})^2} = 0.49 \text{ m seg.}$$

Aplicando ecuación (4.6.7)

$$V_{sol} = 0.183 * 0.001031 + 1 - 0.183 * 0.1426$$

$$V_{sol} = 0.1167 \text{ m}^3 \text{ kg}$$

$$Q = m_5 * V_{sol} = 68.33 \times 10^{-3} * 0.1167 = 7.97 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ seg}$$

Luego, Aplicando ecuaciones (4.30) y (4.31) se tiene:

$$\phi_s = 1 + \frac{2058.88 \cdot 0.183 - 1}{969.08} = -0.74$$

$$\frac{\mu_{sol}}{3.4 \times 10^{-4}} = 1 + \frac{1.56(-0.74)}{0.52 - (-0.74)}$$

$$\mu_{sol} = 2.85 \times 10^{-5} \text{ kg m.seg}$$

Número de Reynolds para solución de amoníaco

$$R_{sol} = \frac{\rho_{sol} v d_i}{\mu_{sol}} = \frac{2058.88 * 0.49 * 9.24 \times 10^{-3}}{2.85 \times 10^{-5}} = 327080.18$$

$$\varepsilon_r = 0.0049$$

De diagrama de Moody: $f_{NH_3} = 0.029$

Calculo número de Reynolds para el agua

$$R_{h_2o} = \frac{\rho_{H_2O} v d_i}{\mu_{H_2O}} = \frac{968.08 * 0.49 * 9.24 \times 10^{-3}}{3.4 \times 10^{-4}} = 12891.4$$

Con rugosidad relativa y número de Reynolds tenemos de diagrama de Moody:

$$f_{h_2o} = 0.0354$$

Sustituyendo datos en ecuación (4.6.6) se tiene:

$$F = 0.91 \frac{0.0354}{0.029} = 1.11$$

$$h_{f_{NH_3}} = f_{NH_3} \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} \rho = 0.029 \frac{0.19}{9.24 \times 10^{-3}} \frac{(0.49)^2}{2 * 9.81} 2058.88 = 15 \text{ pa}$$

$$h_{f_{h_2o}} = h_{f_{NH_3}} F = 15 * 1.11 = 16.65 \text{ pa}$$

Perdidas secundarias, se determinan según ecuación (4.6.4)

Estimación de constantes

$k = 0.5$, para entradas de borde cuadrado

$k = 1.0$, para conducto de proyección hacia dentro

Entonces $k_T = 1.0 + 0.5 = 1.5$

$$h_s = 1.5 * \frac{2058.88 * 0.49^2}{2 * 9.81} = 37.8 \text{ pa}$$

Las pérdidas totales son:

$$\Delta P_T = h_f + h_s$$

$$\Delta P_T = 15 + 16.65 + 37.8 = 69.45 \text{ pa}$$

Tramo intercambiador - absorbedor (solución débil)

Longitud total de tubería: 1.25m

3 codos de 90° radio grande con una longitud equivalente de 0.24 c/u.

1 válvula de expansión con longitud equivalente de 0.15m

$$L_{T_e} = 1.25 + 3 \cdot 0.24 + 0.15 = 2.12m$$

$$T = 34^{\circ}\text{C}$$

De tablas:

$$V_{NH_3} = 0.0017 m^3 \text{ kg} ; V_{h_2o} = 0.001006 m^3 \text{ kg}$$

$$\mu_{h_2o} = 7.38 \times 10^{-4} \text{ kg m. seg}$$

$$\rho_{h_2o} = 994 \text{ kg} / m^3$$

$$S_{NH_3} = 0.98$$

$$\text{Otros datos: } \rho_{sol} = 2261.8 \frac{\text{kg}}{m^3}$$

Velocidad y caudal para la solución

$$v = \frac{m}{\rho A} = \frac{m_6}{\rho \frac{\pi}{4} * d_i^2} = \frac{68.33 \times 10^{-3}}{2261.8 \frac{\pi}{4} * (9.24 \times 10^{-3})^2} = 0.45 m \text{ seg.}$$

Para determinar volumen específico de la solución se aplica ecuación (4.6.7)

$$V_{sol} = 0.183 * 0.001006 + 1 - 0.183 * 0.0017 = 0.0016 m^3 \text{ kg}$$

$$Q = m_4 * v_{sol} = 68.33 \times 10^{-3} * 0.0016 = 1.093 \times 10^{-4} m^3 \text{ seg}$$

Viscosidad para la solución, aplicando ecuaciones (4.30) y (4.31) se tiene:

$$\phi_s = 1 + \frac{2261.80 * 0.183 - 1}{994} = -0.86$$

$$\frac{\mu_{sol}}{7.38 \times 10^{-4}} = 1 + \frac{1.56(-0.86)}{0.52 - (-0.86)}$$

$$\mu_{sol} = 2.05 \times 10^{-5} \text{ kg m. seg}$$

Reynolds para solución de amoniaco

$$R_{sol} = \frac{\rho_{sol} v d_i}{\mu_{sol}} = \frac{2261.80 * 0.45 * 9.24 \times 10^{-3}}{2.05 \times 10^{-5}} = 458759$$

$$\varepsilon_r = 0.0049$$

De diagrama de Moody: $f_{NH_3} = 0.029$

Reynolds para el agua

$$R_{H_2O} = \frac{\rho_{H_2O} v d_i}{\mu_{H_2O}} = \frac{994 * 0.45 * 9.24 \times 10^{-3}}{7.38 \times 10^{-4}} = 5600.3$$

Con rugosidad relativa y número de Reynolds se tiene de diagrama de Moody:

$$f_{NH_3} = 0.041$$

Sustituyendo datos en ecuación (4.6.4)

$$F = 0.98 \frac{0.029}{0.041} = 0.69$$

$$h_{f_{NH_3}} = f_{NH_3} \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} \rho = 0.029 \frac{2.12}{9.24 \times 10^{-3}} \frac{(0.45)^2}{2 * 9.81} 2261.8 = 155.3 \text{ pa}$$

$$h_{f_{H_2O}} = h_{f_{NH_3}} F = 155.3 * 0.69 = 107.16 \text{ pa}$$

Perdidas secundarias h_s , aplicando ecuación (4.6.4).

$k = 0.5$, para entradas de borde cuadrado

$k = 1.0$, para conducto de proyección hacia dentro

Entonces $k_T = 1.0 + 0.5 = 1.5$

Sustituyendo datos:

$$h_s = 1.5 * \frac{2261.80 * 0.45^2}{2 * 9.81} = 35 \text{ pa}$$

Las pérdidas totales son:

$$\Delta P_T = h_f + h_s$$

$$\Delta P_T = 155.3 + 107.16 + 35 = 297.46 \text{ pa}$$

Tramo generador - condensador (flujo de vapor)

Longitud de tubería 1.11m

Tubería de vapor refrigerante

$$c = 1.41 \times 10^{-5}$$

Luego de tablas a temperatura de 72°C, se obtiene un volumen específico de vapor

$$v_g = 0.133 \text{ m}^3 \text{ seg}$$

Finalmente la caída de presión para el tramo generador-condensador será:

$$\Delta P = \frac{1.41 \times 10^{-5} * 0.133 * 1.11(1.462 \times 10^{-3})^2}{9.24 \times 10^{-3} \text{ }^5} = 0.066 \text{ pa}$$

4.7 Aislamiento

La máquina de absorción requiere aislamiento, principalmente para evitar la humedad y la consiguiente acción corrosiva sobre las superficies frías.

También se puede emplear para reducir las temperaturas existentes en la sala de maquinas y cubrir las tuberías calientes expuestas.

Algunos de los componentes y tramos de tuberías que requieren aislamiento son:

1. Tuberías de refrigerante enfriado
2. Carcasa del generador
3. Intercambiador de calor de la solución
4. Tubería de solución caliente

Las superficies calientes se pueden aislar con fibras de vidrio flexible, plástico con celdillas de espuma, poliestirenos expandidos, o cinta enyesada, y además se debe incluir un sello de vapor. Las cajas de agua que tengan que ser desmontadas deben estar aisladas con piezas desmontables tales como tapas de chapa metálica con relleno granulado.

Las superficies calientes tales como la carcasa o casco del generador pueden estar aisladas con material acolchonado o aislamiento de caldera de baja presión. Las toberas del generador deben tener aislamiento amovible tal como relleno granulado en una tapa de chapa metálica. Las tuberías de solución caliente requieren aislamiento flexible análogo al de los tipos empleados en las tuberías frías.

Par un posible aislamiento de las tuberías externas del sistema es necesario evaluar el radio crítico de aislamiento en cada uno de los tramos, ya que cada uno de estos presenta condiciones diferentes.

$$r_{cr} = \frac{k}{h}$$

Se denota que el radio crítico de aislamiento depende de la conductividad térmica del aislamiento k , y del coeficiente externo de transferencia de calor h por convección. La condición **para no aislar** el tramo de tubería es $r_2 < r_{cr}$. Donde $r_2 = 6.855 \times 10^{-3} m$, que es el radio de la tubería. Se tomo como material de aislamiento para todos los tramos de tubería el elastómero Rubatex, por su baja conductividad ($k_{aisl} = 0.038 \frac{w}{m^{\circ}C}$), practicidad, fácil obtención e instalación.

A continuación se presentan los cálculos para brindar aislamiento a:

- Tramo generador-condensador
- Tramo evaporador-absorbedor
- Tramo intercambiador de calor-generador
- Elemento generador
- Elemento intercambiador

4.7.1 Cálculo de espesor del aislante, tramo de tubería generador-condensador.

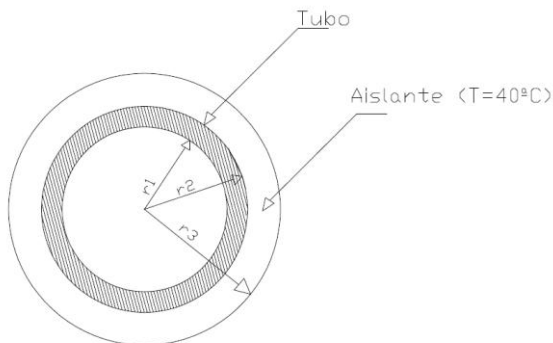


Figura 4.22 Esquema de la tubería a aislar

Datos:

Tubo de acero $\frac{1}{4}$ ", ($d_i=9.24$ mm), $L = 1.11 m$

$$T_7 = 72^{\circ}C$$

$$T_{amb} = 30^{\circ}C$$

$$T_{aisl} = 40^{\circ}C$$

$$k_{ac} = 54.16 \frac{w}{m^{\circ}C}$$

$$A_t = \frac{\pi}{4} d_i^2 = \frac{\pi}{4} 9.24 \times 10^{-3}{}^2$$

$$A_t = 6.75 \times 10^{-3} m^2$$

Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico

Propiedades del Vapor de amoníaco a $T_7 = 72^\circ\text{C}$:

$$\rho_{\text{NH}_3} = 27.80 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu_{\text{NH}_3} = 1.2484 \times 10^{-5} \frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{seg}}$$

$$k_{\text{NH}_3} = 0.03764 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$$

$$m_7 = 0.0014609 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}}$$

$$m_7 = \rho_{\text{NH}_3} v_m A_t$$

$$v_m = \frac{m_7}{\rho_{\text{NH}_3} A_t} = \frac{0.0014609}{27.80 * 6.75 \times 10^{-5}}$$

$$v_m = 0.78 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

Calculando número de Reynolds

$$R_e = \frac{\rho v_m d_i}{\mu} = \frac{27.80 * 0.78 * 9.24 \times 10^{-3}}{1.2484 \times 10^{-5}}$$

$$R_e = 1649$$

Utilizando la relación para el número de Nusselt (Cengel)

$$N_u = 0.023 R_e^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (4.7.1)$$

$$N_u = 0.023 * 16049^{0.8} * 1.5754^{\frac{1}{3}}$$

$$N_u = 61.92$$

Coefficiente de transferencia de calor interno es:

$$h_i = \frac{N_u k}{d_i} = \frac{61.92 * 0.03764}{9.24 \times 10^{-3}}$$

$$h_i = 252.23 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$$

Calculando coeficiente de convección externo.

Las propiedades del aire en el exterior del tubo se estiman a temperatura de película promedio.

$$T_p = \frac{T_7 + T_{amb}}{2} = \frac{72 + 30}{2} = 51^\circ\text{C}$$

Propiedades del aire:

$$\rho_{aire} = 1.0623 \frac{Kg}{m^3}$$

$$\mu_{aire} = 1.9675 \times 10^{-5} \frac{Kg}{m \cdot seg}$$

$$k_{aire} = 0.02704 \frac{W}{m \cdot C}$$

$$Pr = 0.7204$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{1.978 \times 10^{-5}}{1.0623} = 1.85 \times 10^{-5} \frac{m^2}{seg}$$

A continuación se utiliza la relación del número de Rayleigh y Nusselt en la convección natural.

$$R_{ad} = \frac{g\beta(T_i - T_{amb})d_e^3 Pr}{\nu^2} \quad (4.7.2)$$

$$R_{ad} = \frac{9.81 * 3.06 \times 10^{-3} * 72 - 30 * (13.71 \times 10^{-3})^2 * 0.7211}{(1.85 \times 10^{-5})^2} = 6868.67$$

$$N_u = 0.6 + \frac{0.387 R_{ad}^{\frac{1}{6}}}{1 + 0.559 \frac{Pr^{\frac{9}{16}}}{R_{ad}^{\frac{8}{27}}}} \quad (4.7.3)$$

$$N_u = 0.6 + \frac{0.387(6868.67)^{\frac{1}{6}}}{1 + (0.559 \frac{0.7211^{\frac{9}{16}}}{6868.67^{\frac{8}{27}}})}$$

$$N_u = 4.00$$

Coefficiente de convección externo:

$$h_e = \frac{k N_u}{d_i} = \frac{0.02760 * 4.00}{13.71 \times 10^{-3}}$$

$$h_e = 8.00 \frac{W}{m^2 \cdot C}$$

Radio crítico de aislamiento.

$$r_{cr} = \frac{k_{aisl}}{h_e} = \frac{0.038}{8.00} = 4.75 \times 10^{-3} m$$

Para este caso $r_2 > 4.75 \times 10^{-3} m$, por lo tanto el tramo se aísla.

Definiendo las resistencias.

Donde:

$$r_1 = 4.62 \times 10^{-3} m$$

$$r_2 = 6.855 \times 10^{-3} m$$

Resistencia interna.

$$R_i = \frac{1}{h_i A_1} = \frac{1}{252.23 * 2\pi * 4.62 \times 10^{-3} * 1.11}$$

$$R_i = 0.1230 \text{ } ^\circ\text{C}_w$$

Resistencia del tubo.

$$R_t = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi k_{ac} L} = \frac{\ln \frac{6.855 \times 10^{-3}}{4.62 \times 10^{-3}}}{2\pi * 54.16 * 1.11}$$

$$R_t = 1.044 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}_w$$

Resistencia del material aislante., Elastómero Rubatex

$$R_{aisl} = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2\pi K_{aisl} L} = \frac{\ln \frac{r_3}{6.855 \times 10^{-3}}}{2\pi * 0.038 * 1.11}$$

$$R_{aisl} = 3.77 \ln 145.88 r_3$$

Resistencia exterior.

$$R_e = \frac{1}{h_e A_e} = \frac{1}{7.82 * 2\pi r_3 * 1.11}$$

$$R_e = \frac{1}{54.54 r_3}$$

Resistencia total.

$$R_{total} = R_i + R_t + R_{aisl} + R_e \tag{4.7.4}$$

$$R_{total} = 0.1230 + 1.044 \times 10^{-3} + 3.88 \ln 145.88 r_3 + \frac{1}{54.54 r_3}$$

Entonces se plantea la fórmula del Calor.

$$Q = \frac{T_i - T_e}{R_{total}} = \frac{72 - 30}{0.1230 + 1.044 \times 10^{-3} + 3.88 \ln 145.88 r_3 + \frac{1}{54.54 r_3}} \quad (4.7.5)$$

También se puede plantear el calor del aislante hacia el ambiente.

$$Q = \frac{T_3 - T_e}{\frac{1}{54.06 r_3}} = \frac{40 - 30}{\frac{0.018}{r_3}} = 545.40 r_3 \quad (4.7.6)$$

Igualando ecuaciones (4.54) y (4.55):

$$\frac{42}{0.1230 + 1.044 \times 10^{-3} + 3.88 \ln 145.88 r_3 + \frac{1}{54.54 r_3}} = 545.40 r_3$$

Resolviendo para r_3

$$r_3 = 0.0167 m$$

Entonces el espesor del aislante es:

$$t_{aisl} = r_3 - r_2 \quad (4.7.7)$$

$$t_{aisl} = 0.0167 - 6.855 \times 10^{-3}$$

$$t_{aisl} = 9.85 \times 10^{-3} m$$

ó

$$t_{aisl} \cong 10 mm \text{ de espesor}$$

4.7.2 Cálculo de espesor del aislante, tramo de tubería evaporador-absorbedor.

Datos:

Tubo de acero $\frac{1}{4}$ ", $d_i=9.24mm$), $L = 1.22m$

$$T_7 = 5^\circ C$$

$$T_{amb} = 30^\circ C$$

$$T_{aisl} = 40^\circ C$$

$$k = 54.25 \frac{W}{m^\circ C}$$

$$A_t = \frac{\pi d_i^2}{4} = \frac{\pi}{4} 9.24 \times 10^{-3}{}^2$$

$$A_t = 6.75 \times 10^{-3} m^2$$

Propiedades de Vapor de amoníaco a $T_7 = 5^\circ C$:

Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico

$$\rho_{NH_3} = 4.116 \frac{Kg}{m^3}$$

$$\mu_{NH_3} = 9.593 \times 10^{-6} \frac{Kg}{m \cdot seg}$$

$$k_{NH_3} = 0.02341 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

$$m_7 = 0.001462 \frac{Kg}{seg}$$

$$m_7 = \rho_{NH_3} v_m A_t$$

$$v_m = \frac{m_7}{\rho_{NH_3} A_t} = \frac{0.001462}{4.116 * 6.75 \times 10^{-5}}$$

$$v_m = 5.26 \frac{m}{seg}$$

Calculando número de Reynolds

$$R_e = \frac{\rho v d_i}{\mu} = \frac{4.116 * 5.26 * 9.24 \times 10^{-3}}{9.593 \times 10^{-6}}$$

$$R_e = 20853.48 \text{ (flujo turbulento)}$$

Utilizando ecuación (4.7.1) para el numero de Nusselt (Cengel)

$$N_u = 0.023 * 20853.48^{0.8} * 1.126^{\frac{1}{4}}$$

$$N_u = 68.27$$

El coeficiente de transferencia de calor interno es:

$$h_i = \frac{N_u k}{d_i} = \frac{68.27 * 0.02341}{9.24 \times 10^{-3}}$$

$$h_i = 172.97 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Calculando el coeficiente de convección externo

Las propiedades del aire en el exterior del tubo se estiman a temperatura de película promedio.

$$T_p = \frac{T_7 + T_{amb}}{2} = \frac{5 + 30}{2} = 17.5^\circ C$$

Propiedades del aire:

$$\rho_{aire} = 1.214 \frac{Kg}{m^3}$$

$$\mu_{aire} = 1.8135 \times 10^{-5} \frac{Kg}{m \cdot seg}$$

$$k_{aire} = 0.02495 \text{ W m}^{\circ}\text{C}$$

$$Pr = 0.7316$$

$$v = \frac{\mu}{\rho} = \frac{1.8135 \times 10^{-5}}{1.214} = 1.493 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ seg}$$

$$\beta = \frac{1}{17.5 + 273.15} = 3.44 \times 10^{-3} \text{ 1 K}$$

A continuación se utiliza la ecuación (4.7.2) para determinar el número de Rayleigh en convección natural.

$$R_{ad} = \frac{g\beta(T_i - T_{amb})d_i^3 Pr}{v^2}$$

$$R_{ad} = \frac{9.81 * 3.44 \times 10^{-3} * 30 - 5 * (13.71 \times 10^{-3})^2 * 0.7316}{(1.493 \times 10^{-5})^2} = 7135.65$$

Utilizando la ecuación (4.7.3)

$$N_u = 0.6 + \frac{0.387(7235.65)^{\frac{1}{4}}}{1 + (0.559 \frac{0.7316}{7235.65})^{\frac{9}{16}}}$$

$$N_u = 4.05$$

Coeficiente de convección externo:

$$h_e = \frac{kN_u}{d_i} = \frac{0.02495 * 4.05}{13.71 \times 10^{-3}}$$

$$h_e = 7.37 \text{ W m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Radio crítico de aislamiento.

$$r_{er} = \frac{k_{aisl}}{h_e} = \frac{0.038}{7.37} = 5.156 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Ya que $r_2 > 5.156 \times 10^{-3} \text{ m}$, el tramo se aísla.

Definiendo las resistencias.

Donde:

$$r_1 = 4.62 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$r_2 = 6.855 \times 10^{-3} m$$

Resistencia interna.

$$R_i = \frac{1}{h_i A_1} = \frac{1}{172.97 * 2\pi * 4.62 \times 10^{-3} * 1.22}$$

$$R_i = 0.1632 \text{ } ^\circ\text{C}_w$$

Resistencia del tubo.

$$R_t = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi k_{ac} L} = \frac{\ln \frac{6.855 \times 10^{-3}}{4.62 \times 10^{-3}}}{2\pi * 54.25 * 1.22}$$

$$R_t = 9.4885 \times 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C}_w$$

Resistencia del material aislante. $k_{aisl} = 0.038 \frac{w}{m^\circ C}$, Elastómero Rubatex

$$R_{aisl} = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2\pi k_{aisl} L} = \frac{\ln \frac{r_3}{6.855 \times 10^{-3}}}{2\pi * 0.038 * 1.22}$$

$$R_{aisl} = 3.43 \ln 145.88 r_3$$

Resistencia en exterior de tubería

$$R_e = \frac{1}{h_e A_e} = \frac{1}{7.37 * 2\pi r_3 * 1.22}$$

$$R_e = \frac{1}{56.50 r_3}$$

La resistencia total se obtiene utilizando la ecuación (4.7.4), sustituyendo datos se tiene:

$$R_{total} = 0.1632 + 9.4885 \times 10^{-4} + 3.43 \ln 145.88 r_3 + \frac{1}{56.50 r_3}$$

Ahora, se plantea la fórmula (4.7.5) del Calor.

$$Q = \frac{T_i - T_e}{R_{total}} = \frac{30 - 5}{0.1632 + 9.4885 \times 10^{-4} + 3.43 \ln 145.88 r_3 + \frac{1}{56.50 r_3}}$$

También se puede plantear el calor del aislante hacia el ambiente. Ecuación (4.7.6).

$$Q = \frac{T_3 - T_e}{\frac{1}{56.50 r_3}} = \frac{40 - 30}{\frac{0.01769}{r_3}} = 565 r_3$$

Igualando las dos expresiones de calor:

$$\frac{25}{0.1632 + 9.4885 \times 10^{-4} + 3.43 \ln 145.88 r_3 + \frac{1}{56.50 r_3}} = 565 r_3$$

Resolviendo para r_3

$$r_3 = 0.01227 m$$

Entonces el espesor del material aislante es:

$$t_{aisl} = r_3 - r_2 = 0.01227 - 6.855 \times 10^{-3}$$

$$t_{aisl} = 5.415 \times 10^{-3} m$$

ó

$$t_{aisl} \cong 6 \text{ mm de espesor}$$

4.7.3 Cálculo de espesor del aislante, tramo de tubería Intercambiador de Calor – generador (solución fuerte).

Datos:

Tubo de acero 1/4'', ($d_i=9.24\text{mm}$), $L = 1.35 m$

$$T_{\dot{4}} = 78^\circ C$$

$$T_{amb} = 30^\circ C$$

$$T_{aisl} = 40^\circ C$$

$$k_{ac} = 53.45 \frac{W}{m^\circ C}$$

$$A_t = \frac{\pi d_i^2}{4} = \frac{\pi}{4} 9.24 \times 10^{-3}{}^2$$

$$A_t = 6.75 \times 10^{-3} m^2$$

Las propiedades de la solución fuerte que pasa a través del tramo en estudio ($T_{\dot{4}} = 78^\circ C$), son resultado de interpolaciones a temperaturas de $62.5^\circ C$ y $84^\circ C$ cuyas propiedades ya han sido definidas.

A: $T_{\dot{4}} = 78^\circ C$ se tiene:

$$\rho_{solf} = 2058.88 \frac{Kg}{m^3}$$

$$\mu_{solf} = 4.48 \times 10^{-5} \frac{Kg}{m \cdot seg}$$

$$k_{sol} = 0.897 \frac{W}{m^\circ C}$$

$$m_{\dot{4}} = 0.06977 \text{ Kg } \textit{seg}$$

$$m_{\dot{4}} = \rho_{\textit{sol}} v_m A_t$$

$$v_m = \frac{m_{\dot{4}}}{\rho_{\textit{sol}} A_t} = \frac{0.06977}{2058.88 * 6.75 \times 10^{-5}}$$

$$v_m = 0.516 \textit{ m } \textit{seg}$$

Calculando número de Reynolds.

$$R_e = \frac{\rho v_m d_i}{\mu} = \frac{2058.88 * 0.516 * 9.24 \times 10^{-3}}{4.48 \times 10^{-5}}$$

$$R_e = 59346.05 \text{ (flujo turbulento)}$$

Se utiliza la relación (4.7.1) para el número de Nusselt (Cengel)

$$N_u = 0.023 * 59346.05^{0.8} * 1.20^1 \text{ 3}$$

$$N_u = 160.76$$

El coeficiente de transferencia de calor interno es:

$$h_i = \frac{N_u k}{d_i} = \frac{160.76 * 0.848}{9.24 \times 10^{-3}}$$

$$h_i = 14754.38 \textit{ W } \textit{ m}^2 \textit{ } ^\circ\textit{C}$$

Calculando coeficiente de convección externo.

Las propiedades del aire en el exterior del tubo se estiman a temperatura de película promedio.

$$T_p = \frac{T_{\dot{4}} + T_{\textit{amb}}}{2} = \frac{78 + 30}{2} = 54^\circ\textit{C}$$

Propiedades del aire:

$$\rho_{\textit{aire}} = 1.072 \textit{ Kg } \textit{ m}^3$$

$$\mu_{\textit{aire}} = 1.981 \times 10^{-5} \textit{ Kg } \textit{ m } * \textit{seg}$$

$$k_{\textit{aire}} = 0.02764 \textit{ W } \textit{ m}^\circ\textit{C}$$

$$Pr = 0.7212$$

$$v = \frac{\mu}{\rho} = \frac{1.981 \times 10^{-5}}{1.072} = 1.847 \times 10^{-5} \textit{ m}^2 \textit{seg}$$

Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico

$$\beta = \frac{1}{54 + 273.15} = 2.85 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{K}^{-1}$$

A continuación se utilizara la relación (4.7.2) del número de Rayleigh.

$$R_{ad} = \frac{9.81 * 2.85 \times 10^{-3} * 78 - 30 * (13.71 \times 10^{-3})^2 * 0.7212}{(1.847 \times 10^{-5})^2} = 7311.21$$

Utilizando la ecuación (4.7.3) se tiene:

$$N_u = 0.6 + \frac{0.387(7311.21)^{\frac{1}{8}}}{1 + (0.559 \frac{0.7212}{16})^{\frac{9}{16}} \frac{8}{27}}$$

$$N_u = 4.05$$

Coefficiente de convección externo:

$$h_e = \frac{k N_u}{d_i} = \frac{0.02764 * 4.05}{13.71 \times 10^{-3}}$$

$$h_e = 8.17 \text{ } \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Radio crítico de aislamiento.

$$r_{cr} = \frac{k_{aisl}}{h_e} = \frac{0.038}{8.17} = 4.651 \times 10^{-3} \text{ } m$$

$r_2 > 4.651 \times 10^{-3} m$, por lo tanto el tramo se aísla.

Definiendo las resistencias.

Donde:

$$r_1 = 4.62 \times 10^{-3} \text{ } m$$

$$r_2 = 6.855 \times 10^{-3} \text{ } m$$

Resistencia interna.

$$R_i = \frac{1}{h_i A_1} = \frac{1}{14754.38 * 2\pi * 4.62 \times 10^{-3} * 1.35}$$

$$R_i = 1.73 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C } \frac{\text{W}}{\text{W}}$$

Resistencia del tubo.

$$R_t = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi K_{ac} L} = \frac{\ln \frac{6.855 \times 10^{-3}}{4.62 \times 10^{-3}}}{2\pi * 53.45 * 1.35}$$

$$R_t = 1.53 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}_w$$

Resistencia del material aislante. $k_{aisl} = 0.038 \frac{w}{m^{\circ}C}$, Elastómero Rubatex

$$R_{aisl} = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2\pi K_{aisl} L} = \frac{\ln \frac{r_3}{6.855 \times 10^{-3}}}{2\pi * 0.038 * 1.35}$$

$$R_{aisl} = 3.10 \ln 145.88 r_3$$

Resistencia exterior.

$$R_e = \frac{1}{h_e A_e} = \frac{1}{8.17 * 2\pi r_3 * 1.35}$$

$$R_e = \frac{1}{69.3 r_3}$$

Resistencia total. Se obtiene sustituyendo datos en ecuación (4.7.4):

$$R_{total} = 1.73 \times 10^{-3} + 1.53 \times 10^{-3} + 3.10 \ln 145.88 r_3 + \frac{1}{69.3 r_3}$$

Entonces se plantea la fórmula (4.7.5) del Calor.

$$Q = \frac{T_i - T_e}{R_{total}} = \frac{78 - 30}{1.73 \times 10^{-3} + 1.53 \times 10^{-3} + 3.10 \ln 145.88 r_3 + \frac{1}{69.3 r_3}}$$

También se puede plantear el calor del aislante hacia el ambiente. Ecuación (4.7.6)

$$Q = \frac{T_3 - T_e}{\frac{1}{69.3 r_3}} = \frac{40 - 30}{\frac{0.01443}{r_3}} = 693 r_3$$

Igualando las dos expresiones de calor:

$$\frac{48}{1.73 \times 10^{-3} + 1.53 \times 10^{-3} + 3.10 \ln 145.88 r_3 + \frac{1}{69.3 r_3}} = 693 r_3$$

Resolviendo para r_3

$$r_3 = 0.0181 m$$

Entonces, el espesor del aislante es:

$$t_{aisl} = r_3 - r_2 = 0.0181 - 6.855 \times 10^{-3}$$

$$t_{aisl} = 0.01124 m \text{ ó}$$

$$t_{\text{aisl}} \cong 12 \text{ mm de espesor}$$

4.7.4 Cálculo de espesor del aislante, elemento Generador.

Datos:

Carcasa, lámina de acero 3/16'', $L = 0.420 \text{ m}$

$$T_{\text{sat}} = 84^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{amb}} = 30^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{aisl}} = 40^\circ\text{C}$$

$$k_{\text{ac}} = 53.60 \text{ W m}^\circ\text{C}$$

$$A_t = \frac{\pi}{4} d_i^2 = \frac{\pi}{4} 56.4 \times 10^{-3}{}^2$$

$$A_t = 25 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Las propiedades de la solución en el interior del generador son las que ya se estimaron para la temperatura de saturación de 84°C en el diseño mecánico del componente.

A $T_{\text{sat}} = 84^\circ\text{C}$ tenemos:

$$\rho_{\text{sol}} = 1893.56 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu_{\text{sol}} = 2.058 \times 10^{-4} \frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{seg}}$$

$$k_{\text{sol}} = 0.7235 \text{ W m}^\circ\text{C}$$

$$m_{\dot{}} = 0.06977 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}}$$

$$m_{\dot{}} = \rho_{\text{sol}} v_m A_t$$

$$v_m = \frac{m_{\dot{}}}{\rho_{\text{sol}} A_t} = \frac{0.06977}{1893.56 * 25 \times 10^{-4}}$$

$$v_m = 0.0147 \text{ m seg}$$

Calculando número de Reynolds

$$R_e = \frac{\rho v_m d_i}{\mu} = \frac{1893.56 * 0.0147 * 56.4 \times 10^{-3}}{2.058 \times 10^{-4}}$$

$$R_e = 7653.4 \text{ (flujo turbulento)}$$

Utilizando la relación (4.7.1) para el número de Nusselt (Cengel)

$$N_u = 34.20$$

El coeficiente de transferencia de calor interno es:

$$h_i = \frac{N_u k}{d_i} = \frac{34.20 * 0.7235}{56.4 \times 10^{-3}}$$

$$h_i = 438.80 \text{ W m}^2\text{°C}$$

Calculando coeficiente de convección externo.

Las propiedades del aire en el exterior del tubo se estiman a temperatura de película promedio.

$$T_p = \frac{T_{sat} + T_{amb}}{2} = \frac{84 + 30}{2} = 57\text{°C}$$

Propiedades del aire:

$$\rho_{aire} = 1.0821 \text{ Kg m}^3$$

$$\mu_{aire} = 1.994 \times 10^{-5} \text{ Kg m * seg}$$

$$k_{aire} = 0.02786 \text{ W m}^{\circ}\text{C}$$

$$Pr = 0.7220$$

$$v = \frac{\mu}{\rho} = \frac{1.994 \times 10^{-5}}{1.0821} = 1.842 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ seg}$$

$$\beta = \frac{1}{57 + 273.15} = 3.028 \times 10^{-3} \text{ 1 K}$$

A continuación se utiliza la relación (4.7.2) para determinar el número de Rayleigh

$$R_{rad} = \frac{9.81 * 3.028 \times 10^{-3} * 84 - 30 * (66 \times 10^{-3})^2 * 0.7220}{(1.842 \times 10^{-5})^2} = 981314.89$$

Utilizando la ecuación (4.7.3).

$$N_u = 0.6 + \frac{0.387(981314.89)^{\frac{1}{4}}}{1 + (0.559 \frac{0.7220}{981314.89})^{\frac{9}{16}}}$$

$$N_u = 14.48$$

Coefficiente de convección externo:

$$h_e = \frac{kN_u}{d_i} = \frac{0.02786 * 14.48}{66 \times 10^{-3}}$$

$$h_e = 6.11 \text{ w } m^2 \text{ } ^\circ C$$

Definiendo las resistencias.

Donde:

$$r_1 = 28.2 \times 10^{-3} m$$

$$r_2 = 33 \times 10^{-3} m$$

Resistencia interna.

$$R_i = \frac{1}{h_i A_1} = \frac{1}{438.80 * 2\pi * 28.2 \times 10^{-3} * 0.420}$$

$$R_i = 0.0306 \text{ } ^\circ C \text{ w}$$

Resistencia del tubo.

$$R_t = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi k_{ac} L} = \frac{\ln \frac{33 \times 10^{-3}}{28.2 \times 10^{-3}}}{2\pi * 53.60 * 0.420}$$

$$R_t = 1.11 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ C \text{ w}$$

Resistencia del material aislante. $k_{aisl} = 0.038 \frac{w}{m \text{ } ^\circ C}$, Elastómero Rubatex

$$R_{aisl} = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2\pi k_{aisl} L} = \frac{\ln \frac{r_3}{33 \times 10^{-3}}}{2\pi * 0.038 * 0.420}$$

$$R_{aisl} = 9.97 \ln 30.30 r_3$$

Resistencia en el exterior de tubería

$$R_e = \frac{1}{h_e A_e} = \frac{1}{6.11 * 2\pi r_3 * 0.420}$$

$$R_e = \frac{1}{16r_3}$$

Resistencia total. Ecuación (4.7.4).

$$R_{total} = R_i + R_t + R_{aisl} + R_e$$

$$R_{total} = 0.0306 + 1.11 \times 10^{-3} + 9.97 \ln 30.30 r_3 + \frac{1}{16r_3}$$

Entonces se plantea la fórmula (4.7.5) del Calor.

$$Q = \frac{T_i - T_e}{R_{total}} = \frac{84 - 30}{0.0306 + 1.11 \times 10^{-3} + 9.97 \ln 30.30 r_3 + \frac{1}{16 r_3}}$$

También se puede plantear el calor del aislante hacia el ambiente. Ecuación (4.7.6).

$$Q = \frac{T_3 - T_e}{\frac{1}{16 r_3}} = \frac{40 - 30}{\frac{0.0625}{r_3}} = 160 r_3$$

Igualando las dos expresiones de calor:

$$\frac{54}{0.0306 + 1.11 \times 10^{-3} + 9.97 \ln 30.30 r_3 + \frac{1}{16 r_3}} = 160 r_3$$

Resolviendo para r_3

$$r_3 = 0.0545 m$$

Entonces el espesor según ecuación (4.7.7) es:

$$t_{aisl} = r_3 - r_2 = 0.0545 - 33 \times 10^{-3}$$

$$t_{aisl} = 0.0215 m$$

ó

$$t_{aisl} \cong 22 \text{ mm de espesor}$$

4.7.5 Cálculo de espesor del aislante, elemento Intercambiador de calor.

Datos:

Carcasa, lámina de acero 3/16'', $L = 0.740 m$

$$T_{sat} = 62.5^\circ C$$

$$T_{amb} = 30^\circ C$$

$$T_{aisl} = 40^\circ C$$

$$k_{ac} = 53.60 \text{ W m}^\circ C$$

$$A_t = \frac{\pi}{4} d_i^2 = \frac{\pi}{4} 260.4 \times 10^{-3}{}^2$$

$$A_t = 53 \times 10^{-3} m^2$$

Las propiedades de la solución en el interior del Intercambiador de Calor son las ya estimadas para la temperatura de saturación de $62.5^\circ C$ en el diseño mecánico del componente.

A $T_{sat} = 62.5^\circ C$ se tiene:

Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico

$$\rho_{sol} = 2058.88 \frac{Kg}{m^3}$$

$$\mu_{sol,f} = 4.48 \times 10^{-5} \frac{Kg}{m \cdot seg}$$

$$k_{sol} = 0.897 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

$$m_5 = 0.0683 \frac{Kg}{seg}$$

$$m_5 = \rho_{sol} v_m A_t$$

$$v_m = \frac{m_5}{\rho_{sol} A_t} = \frac{0.0683}{2058.88 * 53 \times 10^{-3}}$$

$$v_m = 0.000626 \frac{m}{seg}$$

Calculando número de Reynolds

$$R_e = \frac{\rho v_m d_i}{\mu} = \frac{2058.88 * 0.000626 * 260.2 \times 10^{-3}}{4.48 \times 10^{-5}}$$

$$R_e = 7490.44 \text{ (flujo turbulento)}$$

Utilizando la relación (4.7.1) para el número de Nusselt (Cengel)

$$N_u = 0.023 * 7490.44^{0.8} * 1.57^1$$

$$N_u = 17.97$$

El coeficiente de transferencia de calor interno es:

$$h_i = \frac{N_u k}{d_i} = \frac{17.97 * 0.897}{260.2 \times 10^{-3}}$$

$$h_i = 61.93 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Calculando coeficiente de convección externo.

Las propiedades del aire en el exterior del tubo se estiman a temperatura de película promedio.

$$T_p = \frac{T_{sat} + T_{amb}}{2} = \frac{62.5 + 30}{2} = 46.25^\circ C$$

Propiedades del aire:

$$\rho_{aire} = 1.096 \frac{Kg}{m^3}$$

$$\mu_{aire} = 1.9465 \times 10^{-5} \text{ Kg } m * seg$$

$$k_{aire} = 0.02708 \text{ W } m^{\circ}C$$

$$Pr = 0.7231$$

$$v = \frac{\mu}{\rho} = \frac{1.9465 \times 10^{-5}}{1.096} = 1.776 \times 10^{-5} m^2 seg$$

$$\beta = \frac{1}{46.25 + 273.15} = 3.13 \times 10^{-3} 1 K$$

A continuación se utiliza la relación (4.7.2) del número de Rayleigh para convección natural.

$$R_{ad} = \frac{9.81 * 3.13 \times 10^{-3} * 62.5 - 30 * (270 \times 10^{-3})^2 * 0.7231}{(1.776 \times 10^{-5})^2} = 45029843.44$$

Utilizando la ecuación (4.7.3) se tiene:

$$N_u = 0.6 + \frac{0.387(45029843.44)^{\frac{1}{4}}}{1 + (0.559 \frac{0.7231}{0.7231})^{\frac{9}{16}} \frac{8}{27}}$$

$$N_u = 44.47$$

Calculo del Coeficiente de convección externo:

$$h_e = \frac{k N_u}{d_i} = \frac{0.02708 * 44.47}{270 \times 10^{-3}}$$

$$h_e = 4.46 \text{ W } m^2^{\circ}C$$

Definiendo las resistencias.

Donde:

$$r_1 = 130.2 \times 10^{-3} m$$

$$r_2 = 135 \times 10^{-3} m$$

Resistencia interna.

$$R_i = \frac{1}{h_i A_1} = \frac{1}{61.93 * 2\pi * 130.2 \times 10^{-3} * 0.740}$$

$$R_i = 0.0266 \text{ }^{\circ}C w$$

Resistencia del tubo.

$$R_t = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi K_{ac} L} = \frac{\ln \frac{135 \times 10^{-3}}{130.2 \times 10^{-3}}}{2\pi * 53.06 * 0.740}$$

$$R_t = 1.53 \times 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C} \text{ } w$$

Resistencia del material aislante. $k_{aisl} = 0.038 \frac{w}{m^\circ C}$, Elastómero Rubatex

$$R_{aisl} = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2\pi K_{aisl} L} = \frac{\ln \frac{r_3}{135 \times 10^{-3}}}{2\pi * 0.038 * 0.740}$$

$$R_{aisl} = 5.66 \ln 7.41 r_3$$

Resistencia exterior.

$$R_e = \frac{1}{h_e A_e} = \frac{1}{4.46 * 2\pi r_3 * 0.740}$$

$$R_e = \frac{1}{20.74 r_3}$$

Resistencia total. Ecuación (4.7.4).

$$R_{total} = R_i + R_t + R_{aisl} + R_e$$

$$R_{total} = 0.0266 + 1.53 \times 10^{-4} + 5.66 \ln 7.41 r_3 + \frac{1}{20.74 r_3}$$

Luego, se plantea la fórmula (4.7.5) del Calor.

$$Q = \frac{T_i - T_e}{R_{total}} = \frac{62.5 - 30}{0.0266 + 1.53 \times 10^{-4} + 5.66 \ln 7.41 r_3 + \frac{1}{20.74 r_3}}$$

También se puede plantear el calor del aislante hacia el ambiente. Ecuación (4.7.6).

$$Q = \frac{T_3 - T_e}{\frac{1}{20.74 r_3}} = \frac{40 - 30}{\frac{0.04821}{r_3}} = 207.4 r_3$$

Igualando las dos expresiones de calor:

$$\frac{32.5}{0.0266 + 1.53 \times 10^{-4} + 5.66 \ln 7.41 r_3 + \frac{1}{20.74 r_3}} = 207.4 r_3$$

Resolviendo para r_3

$$r_3 = 0.152 m$$

Entonces, el espesor según ecuación (4.7.7) es:

$$t_{aisl} = r_3 - r_2 = 0.152 - 6.855 \times 10^{-3}$$

$$t_{aisl} = 0.017m$$

ó

$$t_{aisl} \cong 17 \text{ mm de espesor}$$

Tramo de tubería intercambiador de Calor-Absorbedor (solución débil).

Datos:

$$T_i = 34^\circ C$$

$$T_{amb} = 30^\circ C$$

$$T_{aisl} = 40^\circ C$$

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor externo se estiman las propiedades del aire a temperatura de película promedio.

$$T_p = \frac{T_i + T_{amb}}{2} = \frac{34 + 30}{2} = 32^\circ C$$

Propiedades del aire:

$$\rho_{aire} = 1.016 \frac{Kg}{m^3}$$

$$\mu_{aire} = 1.992 \times 10^{-5} \frac{Kg}{m \cdot seg}$$

$$k_{aire} = 0.02654 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

$$Pr = 0.698$$

$$v = \frac{\mu}{\rho} = \frac{1.992 \times 10^{-5}}{1.016} = 1.96 \times 10^{-5} \frac{m^2}{seg}$$

$$\beta = \frac{1}{32 + 273.15} = 3.2770 \times 10^{-3} \frac{1}{K}$$

A continuación se utiliza las ecuaciones (4.7.2) y (4.7.3) del número de Rayleigh y Nusselt para convección natural.

$$R_{ad} = \frac{9.81 * 3.2770 \times 10^{-3} * 34 - 30 * (13.71 \times 10^{-3})^3 * 0.698}{(1.96 \times 10^{-5})^2} = 602.10$$

Utilizando la ecuación (4.7.3).

2

$$N_u = 0.6 + \frac{0.387(602.10)^{\frac{1}{6}}}{1 + \left(\frac{0.559}{0.698}\right)^{\frac{9}{16}} \frac{8}{27}}$$

$$N_u = 2.34$$

Calculo del coeficiente de convección externo:

$$h_e = \frac{kN_u}{d_i} = \frac{0.02654 * 2.34}{13.71 \times 10^{-3}}$$

$$h_e = 4.54 \text{ W m}^2\text{°C}$$

Radio crítico de aislamiento.

$$r_{cr} = \frac{k_{aisl}}{h_e} = \frac{0.038}{4.54} = 8.37 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Para este caso $r_2 < 4.651 \times 10^{-3} \text{ m}$, por lo tanto **se cumple la condición para no aislar** el tramo que va del intercambiador de calor al absorbedor.

Luego de evaluar todos los tramos de tubería por medio del radio crítico de aislamiento, los que necesitan ser cubiertos con material aislante son:

- Generador-condensador
- Evaporador-absorbedor
- Intercambiador de calor-generador (solución fuerte)
- Generador-intercambiador de calor (solución débil)

Los tramos que no se aíslan son:

- Condensador-evaporador
- Absorbedor-intercambiador de calor(solución fuerte)
- Intercambiador de calor-absorbedor(solución débil)

4.8 Controles

Las condiciones que requieren ser controladas son:

1. Temperatura del agua del condensador
2. Temperatura del agua enfriada
3. Fuente de energía

4.8.1 Control de temperatura del agua del condensador

Normalmente, en la selección de un sistema de absorción se puede emplear un amplio margen de temperatura del agua del condensador, pero una vez que se establece una determinada temperatura de entrada, esta debe ser mantenida dentro del límite definido.

Para mantener la temperatura de entrada puede ser necesario un control del tipo de bypass según la velocidad y magnitud del cambio de temperatura del agua desde la torre de enfriamiento u otra fuente de agua del condensador.

El bypass debe ser capaz de limitar la variación de la temperatura del agua del condensador a 5.5 °C y hacer que la temperatura recupere rápidamente su nivel de funcionamiento de modo que desvíe el caudal total del agua del condensador.

4.8.2 Control de temperatura del agua enfriada

Para que un sistema de absorción funcione satisfactoriamente con carga parcial, se requiere algún medio de reducir la capacidad proporcionalmente a la carga instantánea. La reducción de capacidad se puede conseguir mediante estrangulación del vapor, control del caudal de agua del condensador, o control de la solución reconcentrada.

Se emplean estos diversos procedimientos como medio de controlar la aptitud de la máquina para reconcentrar la solución que es retornada al absorbedor. Cuando mas diluida sea la concentración en el absorbedor, menor capacidad tiene el equipo para enfriar el agua.

4.8.3 Control de la fuente de energía

Cuando la fuente de energía es agua caliente a alta temperatura, ordinariamente se necesita una válvula para controlar el caudal de agua caliente en el equipo. Se controla una válvula de estrangulación de dos o tres pasos ya sea por un termostato colocado en la salida del

agua caliente del equipo o por un termostato de agua enfriada incorporado en el límite superior, situado a la salida del agua caliente.

4.8.4 Control de seguridad

El sistema de absorción debe estar provisto de controles de seguridad para evitar su deterioro. Estos controles se describen como sigue:

1. Control de baja temperatura para el sistema, para evitar la formación de hielo y el deterioro del tubo cuando la temperatura de agua enfriada disminuye por debajo de la temperatura mínima admisible.
2. contactos auxiliares en la bomba de solución para la maquina cuando estas bombas son inoperantes.
3. Interruptores de flujo de agua enfriada o del agua del condensador o contactos auxiliares de sus bombas para la maquina cuando se interrumpe el flujo de agua en cada uno de los circuitos.
4. Unidad de purga. Para eliminar todos los vapores no condensables y mantener una baja presión en la máquina de absorción.

De acuerdo a lo anteriormente expuesto se han establecido los siguientes elementos para el control del sistema en sus principales puntos y así mantener un adecuado funcionamiento del mismo.

La simbología para los elementos de control a utilizar es:







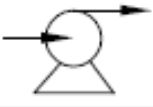

SIMBOLOGIA	
	TUB DE VAPOR ACERO AL CARBON Ø1/4
	TUB. DE LIQUIDO ACERO AL CARBON Ø1/4
	VALVULA DE EXPANSION 150 psi.
	MANOMETRO
	VALVULA DE SERVICIO
	TERMOMETRO
	BOMBA CENTRIFUGA
	VISOR DE LIQUIDO

Tabla 4.5 Simbología para controles del circuito de refrigeración

4.9 Propuesta de acople a un sistema solar.

4.9.1 Características y cualidades de un colector solar para uso en sistemas de absorción.

Una vez definido las necesidades energéticas de la máquina de absorción, se tratara de describir características que deberían poseer los colectores solares a usarse.

4.9.1.1 Temperatura de operación.

El colector solar debe ser capaz de trabajar en un rango de temperaturas comprendido entre los 50 y 90°C. Se ha seleccionado este intervalo de acuerdo a las temperaturas que deben alcanzarse en el generador de la máquina, dejando las temperaturas más altas, para la operación al 100% de la carga y las temperaturas bajas para la operación en carga parcial.

La temperatura de operación es decisiva para la determinación del tipo de colector a utilizar. Existen dos tipos básicos de colectores: los colectores de placa plana y los concentradores parabólicos. Los colectores de placa plana se usan principalmente para calentamiento de agua a temperaturas menores de 100°C los concentradores parabólicos pueden alcanzar temperaturas mucho mayores que los 100°C a medida que aumenta la temperatura de trabajo del colector, la instalación se vuelve más compleja, pues la eficiencia se vuelve un factor muy crítico; pasando así de instalaciones de colectores de placa plana fijos a los mecanismos de seguimiento del sol de los concentradores parabólicos.

4.9.1.2 Fluidos de trabajo y flujo másico.

El fluido de trabajo es la sustancia que se encarga de transportar el calor radiante capturado por el colector hacia su utilización final. Generalmente se usa el agua como fluido de trabajo, pues es seguro, barato, fácil de obtener y puede tratarse para controlar la corrosión sobre los materiales de construcción del colector.

Desde el punto de vista termodinámico, el agua presenta muchas ventajas sobre otras sustancias que la hacen apropiada como fluido de trabajo en colectores solares. Entre ellos podemos mencionar, el calor específico elevado, lo cual significa que puede transportar grandes cantidades de calor con un flujo másico reducido. Su punto de ebullición a presión atmosférico (100°C), lo hace idóneo para trabajar en colectores de placa plana sin necesidad de grandes presiones para mantenerlos en estado líquido. La viscosidad es relativamente baja y casi invariable lo que representa menor trabajo de la bomba para la

circulación. Seleccionando de manera adecuada el flujo másico y el diámetro de los conductos del colector, se pueden obtener números de Reynolds elevados, lo que resulta en coeficientes de convección grandes que garantizan una eficiente transmisión de calor entre la superficie absorbente del colector y el agua.

4.9.1.3 Área de apertura.

El área de apertura de un colector, es el área efectiva sobre la que incide directamente la energía radiante. Existe una relación muy estrecha entre la temperatura de operación, flujo másico y el área de apertura del colector. Para determinar el área de apertura del colector, hay que conocer primero la temperatura de operación del colector y el flujo másico circulante, si al hacer la evaluación resulta un área demasiado grande es mejor utilizar varios colectores que den un área equivalente, que utilizar uno solo, pues un colector de dimensiones moderadas es más fácil de construir, instalar y manejar que un colector demasiado grande.

4.9.1.4 Eficiencia.

La eficiencia de un colector solar generalmente se define, como la relación entre la energía incidente en el colector y la energía liberada hacia el fluido de trabajo. Por lo general la eficiencia de un colector especialmente los de placa plana disminuyen al aumentar la temperatura de operación del colector con respecto a la temperatura ambiente.

Esto se pone de manifiesto cuando se evalúan las pérdidas de calor del colector en sus diversas formas (conducción, convección y radiación) como un colector diseñado para operar un ciclo de absorción debe trabajar a temperaturas cercanos a los 100°C, debe ponerse especial interés en el diseño, a tal manera de mantener eficiencias de operación aceptables, lo cual se lograría manteniendo las pérdidas de calor en sus niveles mínimos.

4.9.1.5 Costo

El costo de un colector se puede analizar desde dos puntos de vista: la inversión inicial y los costos de operación. Un colector solar trabajando a temperaturas como las señaladas, requiere de una inversión inicial mayor, que si fueran para trabajar a temperaturas menores, puesto que los materiales y la tecnología involucrada para producir colectores solares eficientes trabajando a temperaturas más altas son más caros. Sin embargo, los costos de

operación son menores, puesto que las instalaciones convencionales para producir estas temperaturas requieren mayores costos de operación.

Todo lo anterior nos lleva a pensar que un colector empleado para manejar un ciclo de absorción debe ser, eficiente para trabajar a altas temperaturas, al menor costo posible, para lo cual los que utilizan agua como fluido de trabajo son los mejores.

4.9.2 Definición del tipo de colector y modelo de sistema a desarrollar.

Para operar el ciclo de absorción, de este proyecto se propone de entre los tipos básicos de colectores: el colector de placa plana.

Las condiciones impuestas al colector y sus características ayudaron a hacer la selección. Las principales características son las siguientes:

4.9.2.1 Colectores solares de placa plana.

1. Por lo general se instalan en posiciones fijas
2. Aprovechan los dos tipos de radiación, la directa y la difusa
3. La mayoría funciona con agua como fluido de trabajo
4. Se utilizan para el calentamiento de agua a temperaturas menores de los 100°C, para usos domésticos e industriales
5. La eficiencia es inversamente proporcional a la diferencia de temperaturas entre el colector y el ambiente
6. Las pérdidas de calor son considerables debido a su gran área
7. Son apropiados en lugares de mucha nubosidad

4.9.3 Acople al sistema de energía solar.

El sistema de refrigeración por absorción requiere de una fuente de energía externa que logre alcanzar temperaturas de generación adecuadas para la separación del absorbente y refrigerante. Dicha energía se puede obtener por medio de fuentes convencionales como vapor de agua, resistencia eléctrica, por flama entre otros. En el caso particular a este trabajo de investigación se propone adaptar al diseño del refrigerador por absorción un sistema de captación solar como fuente de energía.

Esta adaptación no incluye el diseño y ubicación de los paneles solares ni el diseño del circuito de tuberías ya que esta fuera de los alcances del proyecto, sin embargo se propone

una solución básica e independiente del diseño físico de todo el sistema de captación solar. La propuesta consiste básicamente en la transferencia de energía entre el colector solar y generador, ver figura (4.23), el agua precalentada entra al colector pasando por los tubos de éste aumentando su energía interna y saliendo a una mayor temperatura. De la salida del colector va directamente a la entrada del generador proporcionando así la energía necesaria para la separación de las sustancias. Al salir de los tubos del generador el agua es bombeada de nuevo al colector solar para reutilizarla y cerrar el pequeño ciclo.

4.9.3.1 Elementos de acople.

- ✓ Válvula de control de agua caliente
- ✓ Válvula de control de descarga
- ✓ Bomba de recirculación al colector solar

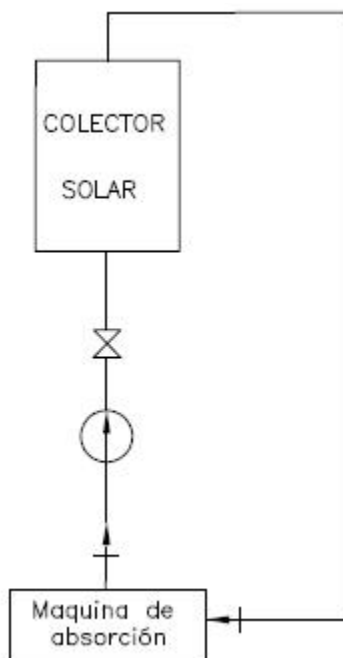


Figura. 4.23 Propuesta de la adaptación del sistema de refrigeración a un sistema solar

4.10 Diseño del gabinete

4.10.1 Dimensionamiento

La propuesta del banco o gabinete debe satisfacer las medidas resultantes (diseño mecánico) y al mismo tiempo estar disponible a adaptaciones futuras resultado de algún rediseño o a la instalación de equipo no contemplado en este proyecto.

Con respecto al espacio como parámetro de diseño, se establecen las medidas del gabinete.

Largo: 2.10m

Alto: 2.40m

Ancho: 0.60m

En la siguiente figura se puede ver esquematizadas las medidas anteriores.

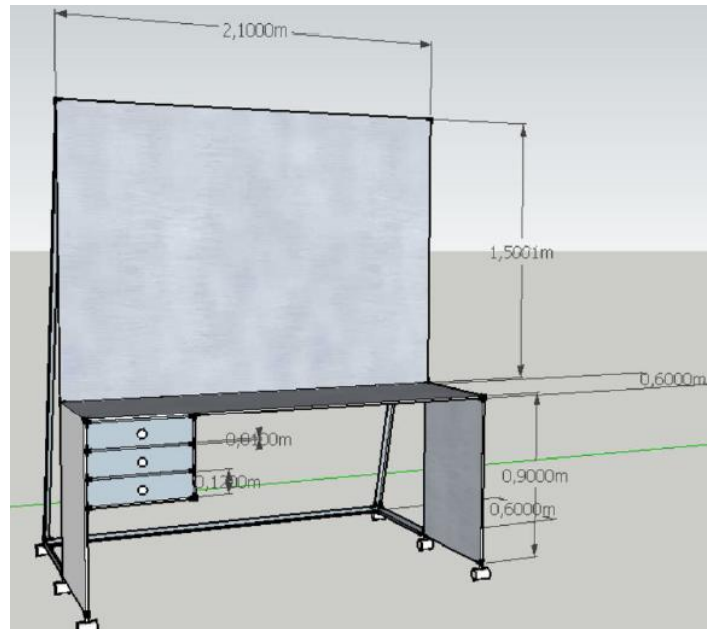


Figura. 4.24 Propuesta de gabinete

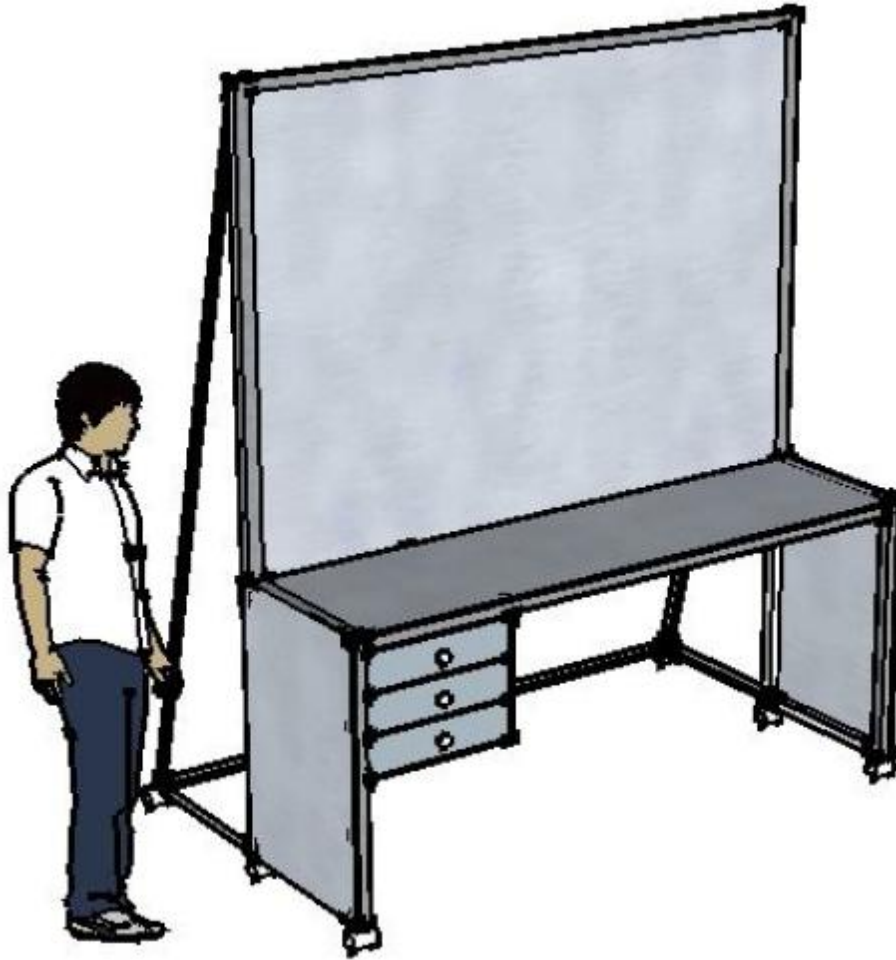


Figura. 4.25 Propuesta de gabinete

4.10.2 Materiales.

- Alas angulares 40x3mm
- Tubería cuadrada 1 ¼" CH21
- Lámina 1/8" LEG ASTM 3mm2x1

CAPITULO V

5.0 Proceso de Fabricación y determinación de costos para los componentes del Sistema de refrigeración.

5.1 Proceso de fabricación

El proceso de fabricación de piezas es una sucesión ordenada de operaciones que son necesarias para obtener una pieza determinada. Una sucesión incorrecta, o el uso de una secuencia incorrecta de operaciones, echan a perder el trabajo.

Es por eso que en el presente capítulo se detalla la secuencia de las operaciones necesarias para la fabricación de cada una de las piezas que conforman el sistema de refrigeración, la hoja de proceso incluye el nombre del elemento, número de pieza, número de plano, operaciones a realizar, así como el equipo y herramientas necesarias para la fabricación de estas.

A continuación se presentan las hojas de proceso para la fabricación de cada uno de los elementos (hojas de proceso numeradas de la 5.1 hasta la 5.25).

Los planos mecánicos se detallan en el anexo No. 9.

5.1.1 Hojas de proceso para cada uno de los elementos

HOJA DE PROCESO DE FABRICACION		HOJA No. 5.1	
Denominación: brida de alimentación del condensador y evaporador		Plano No. 1	Pieza No. 1
No. de piezas 4	Materiales: Lamina de acero ASTM A-36 de 2.44x1.22 (m) x 15.88mm (5/8") esp. 1 tubo de acero al carbono 1/4" de diámetro nominal (13.71mm Ø externo) Electrodo E70s-3		
Subfase	Operación	Equipo y herramientas	
1	Trazar y marcar un círculo de Ø156.6 mm	✓ Cinta métrica ✓ Compas ✓ Marcador	
2	Cortar círculo trazado en paso 1	✓ Oxicorte	
3	Desbaste de caras y contornos del material proporcionando la geometría deseada.	✓ Torno	
4	Maquinado a un Ø de 32mm con una profundidad de 10 mm, según indica figura.	✓ Torno	
5	Pulir bordes obtenidos en pasos 2 y 4	✓ Pulidora manual	
6	Trazar y perforar 1 agujero de Ø13.71mm en ubicación indicada.	✓ Marcador ✓ Taladro	
7	Trazar y marcar centros para barrenado de agujeros de pernos a un ángulo de 45° respecto a la horizontal	✓ Compas ✓ Marcador	
8	Barrenado de brida, 4 agujeros de Ø 18 mm, con una distancia entre centros de 116.6 mm.	✓ Taladro	
9	Cortar 1 tubo de 25.4 mm de longitud x 13.71mm de Ø exterior	✓ Cinta métrica ✓ Sierra	
10	Soldar tubo obtenido en paso 9, en posición que indica figura.	✓ Soldadura MIG ✓ Electrodo E70s-3	
11	Pulir bordes y soldadura.	✓ Pulidora manual	

HOJA DE PROCESO DE FABRICACION		HOJA No. 5.2	
Denominación: haz de tubos del condensador		Plano No. 1	Pieza No. 2
No. de piezas 2	Materiales: Lamina de acero ASTM A-36 de 2.44x1.22 (m) x15.88mm esp.		
Subfase	Operación	Equipo y herramientas	
1	Trazar y marcar un círculo de $\varnothing 40$ mm	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Compas ✓ Cinta métrica ✓ Marcador 	
2	Cortar círculo trazado en paso 1	✓ Oxicorte	
3	Desbaste de caras y contornos de pieza obtenida en paso 2 proporcionando la geometría del haz de tubos	✓ Torno	
4	Pulir bordes obtenidos en paso 2 y 3	✓ Pulidora manual	
5	Marcar centros para barrenado de agujeros de los tubos de transferencia calorífica según indica figura	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Compas ✓ Regla ✓ Marcador 	
6	Barrenado de haz de tubos, 4 agujeros de $\varnothing 10.28$ mm con una distancia entre centros de 12.86mm	✓ Taladro	
7	Limpieza total del haz de tubos	✓ Pulidora manual	

HOJA DE PROCESO DE FABRICACION		HOJA No. 5.3	
Denominación: brida de carcasa del condensador		Plano No. 1	Pieza No. 3
No. de piezas 2		Materiales: Lamina de acero ASTM A-36 de 2.44x1.22 (m) x15.88mm esp.	
Subfase	Operación	Equipo y herramientas	
1	Trazar y marcar un círculo de $\varnothing 156.6$ mm	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Compas ✓ Regla ✓ Marcador 	
2	Cortar círculo trazado en paso 1	✓ Oxicorte	
3	Desbaste de caras y contornos del material proporcionando la geometría deseada.	✓ Torno	
4	Pulir bordes obtenidos en pasos 2 y 3.	✓ Pulidora manual	
5	Trazar y marcar centros para barrenado de agujeros de pernos y tubos de transferencia calorífica.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Compas ✓ Regla ✓ Marcador 	
6	Barrenado de brida, 4 agujeros de $\varnothing 18$ mm, con una distancia entre centros de 116.6 mm	✓ Taladro	
7	Barrenado de brida, 4 agujeros de $\varnothing 10.28$ mm con una distancia entre centros de 12.86 mm	✓ Taladro	
8	Pulir bordes obtenidos en pasos 6 y 7	✓ Pulidora manual	

HOJA DE PROCESO DE FABRICACION		HOJA No. 5.4	
Denominación: brida entrada/salida de refrigerante		Plano No. 1	Pieza No. 4
No. de piezas 22		Materiales: 1 lamina de acero ASTM A-36 de 2.44x1.22 (m) x15.88mm esp.	
Subfase	Operación	Equipo y herramientas	
1	Trazar y marcar un círculo de \varnothing 63 mm	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Compas ✓ Regla ✓ Marcador 	
2	Cortar círculo trazado en paso 1	✓ Oxicorte	
3	Desbaste de caras y contornos a pieza obtenida en paso 2 proporcionando la geometría deseada.	✓ Torno	
4	Trazar y perforar 1 agujero de \varnothing 15mm en ubicación indicada.	✓ Taladro	
5	Pulir bordes obtenidos en pasos 2 al 4	✓ Pulidora manual	
6	Trazar y marcar centros para barrenado de agujeros de pernos	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Compas ✓ Regla ✓ Marcador 	
7	Barrenado de brida, 4 agujeros de \varnothing 10mm, con una distancia entre centros de 42 mm	✓ Taladro	
8	Pulir bordes obtenidos en paso 7	✓ Pulidora manual	

HOJA DE PROCESO DE FABRICACION		HOJA No. 5.5	
Denominación: carcasa del condensador		Plano No. 1	Pieza No. 5
No. de piezas 1	Materiales: 1 lamina de acero ASTM A-36 de 2x1(m) x4.8mm (3/16'') esp.		
Subfase	Operación	Equipo y herramientas	
1	Trazar y marcar un tramo de lamina de 496 × 188.5 mm	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Cinta métrica ✓ Marcador 	
2	Cortar trazo obtenido en paso 1	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Guillotina 	
3	A la pieza obtenida en el paso 2, marcar y cortar 2 orificios de Ø15mm en la posición que indica la figura.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Cinta métrica ✓ Marcador ✓ Compas ✓ Cortador por llama de oxiacetileno 	
4	Pulir bordes obtenidos en pasos 2 y 3.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Pulidora manual 	
5	Rolado de lamina obtenida en paso 2 a Ø de 60 mm	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Roladora 	
6	Soldar pieza obtenida en paso 5, formando un cilindro.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Soldadura MIG ✓ Electrodo E70s-3 	
7	Soldar tubos de entrada y salida de refrigerante en orificios indicados en paso 3.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Soldadura MIG ✓ Electrodo E70s-3 	
8	Marcar centro del elemento de purga y soldar	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Cinta métrica ✓ Marcador ✓ Electrodo E70s-3 ✓ Soldadura MIG 	
9	Pulir soldaduras	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Pulidora manual 	
10	Desinfectado con fosfato	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Solución de acido 	
11	Ubicar y corregir fugas en puntos de soldadura	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Localizador de fugas 	

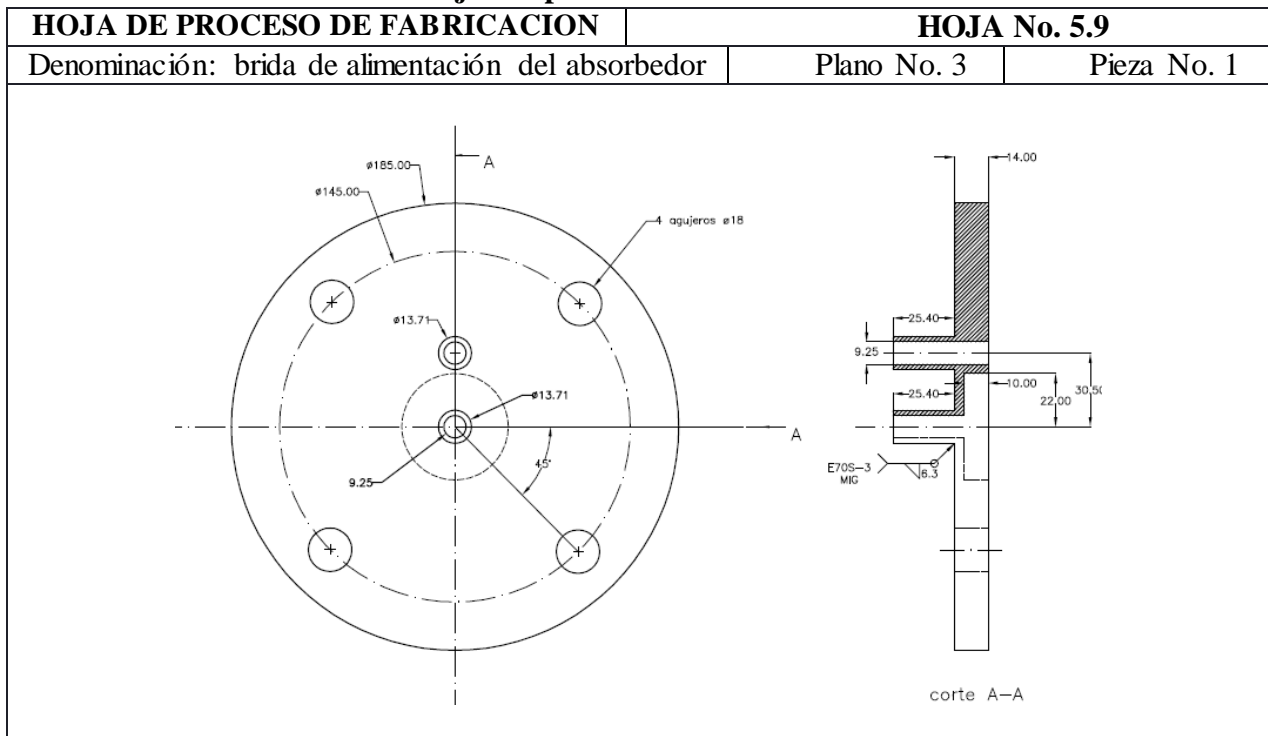
Hojas de proceso del evaporador

HOJA DE PROCESO DE FABRICACION		HOJA No. 5.6	
Denominación: haz de tubos del evaporador		Plano No. 2	Pieza No. 2
No. de piezas 1	Materiales: 1 lamina de acero ASTM A-36 de 2.44x1.22 (m) x15.88mm esp.		
Subfase	Operación	Equipo y herramientas	
1	Trazar un círculo de $\varnothing 60$ mm	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Compas ✓ Regla ✓ Marcador 	
2	Cortar círculo trazado en paso 1	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Oxicorte 	
3	Desbaste de caras y contornos del material proporcionando la geometría del haz de tubos	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Torno 	
4	Pulir bordes obtenidos en paso 2	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Pulidora manual 	
5	Marcar centros para barrenado de agujeros de los tubos de transferencia calorífica según indica figura	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Compas ✓ Regla ✓ Marcador 	
6	Barrenado de haz de tubos, 8 agujeros de $\varnothing 10.28$ mm con una distancia entre centros de 12.86mm	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Taladro 	
7	Limpieza total del haz de tubos	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Pulidora manual 	

HOJA DE PROCESO DE FABRICACION		HOJA No. 5.7	
Denominación: brida de carcasa del evaporador		Plano No. 2	Pieza No. 3
No. de piezas 2		Materiales: 1 lamina de acero ASTM A-36 de 2.44x1.22 (m) x15.88mm esp.	
Subfase	Operación	Equipo y herramientas	
1	Trazar y marcar un círculo de $\varnothing 156.6$ mm	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Compas ✓ Cinta métrica ✓ Marcador 	
2	Cortar círculo trazado en paso 1	✓ Oxicorte	
3	Desbaste de caras y contornos del material proporcionando la geometría deseada.	✓ Torno	
4	Pulir bordes obtenidos en pasos 2 y 3	✓ Pulidora manual	
5	Trazar y marcar centros para barrenado de agujeros de pernos y tubos de transferencia calorífica.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Compas ✓ Cinta métrica ✓ Marcador 	
6	Barrenado de brida, 4 agujeros de $\varnothing 18$ mm, con una distancia entre centros de 116.6 mm	✓ Taladro	
7	Barrenado de brida, 8 agujeros de $\varnothing 10.28$ mm con una distancia entre centros de 12.86 mm	✓ Taladro	
8	Pulir bordes obtenidos en pasos 6 y 7.	✓ Pulidora manual	

HOJA DE PROCESO DE FABRICACION		HOJA No. 5.8	
Denominación: carcasa del evaporador		Plano No. 2	Pieza No. 5
No. de piezas 1	Materiales: 1 lamina de acero ASTM A-36 de 2x1(m) x4.8mm (3/16´´) esp.		
Subfase	Operación	Equipo y herramientas	
1	Trazar y marcar un tramo de lamina de 586 × 188.5 mm	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Cinta métrica ✓ Marcador 	
2	Cortar trazo obtenido en paso 1	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Guillotina 	
3	A la pieza obtenida en el paso 2, marcar y cortar 2 orificios de Ø15mm en la posición que indica la figura.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Cinta métrica ✓ Marcador ✓ Compas ✓ Cortador por llama de oxiacetileno 	
4	Pulir bordes obtenidos en pasos 2 y 3	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Pulidora manual 	
5	Rolado de lamina obtenida en paso 2 a Ø de 60 mm	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Roladora 	
6	Soldar pieza obtenida en paso 5, formando un cilindro	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Soldadura MIG ✓ Electrodo E70s-3 	
7	Soldar tubos de entrada y salida de refrigerante en orificios indicados en paso 3.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Soldadura MIG ✓ Electrodo E70s-3 	
8	Marcar centro de elemento de purga y soldar	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Cinta métrica ✓ Marcador ✓ Electrodo E70s-3 ✓ Soldadura MIG 	
9	Pulir soldaduras	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Pulidora manual 	
10	Desinfectado con fosfato	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Solución de acido 	
11	Ubicar y corregir fugas en puntos de soldadura	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Localizador de fugas 	

Hojas de proceso absorbedor



No. de piezas 2	Materiales: Lamina de acero ASTM A-36 de 2.44x1.22 (m) x15.88mm (5/8'') esp. Tubo de acero al carbono 1/4'' de diámetro nominal(13.71mm Ø externo) Electrodo E70s-3
--------------------	--

Subfase	Operación	Equipo y herramientas
1	Trazar y marcar un círculo de Ø185 mm	✓ Compas ✓ Cinta métrica ✓ Marcador
2	Cortar círculo trazado en paso 1	✓ Oxicorte
3	Desbaste de caras y contornos del material proporcionando la geometría deseada	✓ Torno
4	Maquinado a un Ø de 44mm con una profundidad de 10mm, según indica figura.	✓ Torno
5	Pulir bordes obtenidos en pasos 2 al 4	✓ Pulidora manual
6	Trazar y perforar 2 agujeros de Ø13.71mm en ubicación indicada.	✓ Marcador ✓ Taladro
7	Trazar y marcar centros para barrenado de agujeros de pernos a un ángulo de 45° respecto a la horizontal	✓ Compas ✓ Marcador
8	Barrenado de brida, 4 agujeros de Ø 18 mm, con una distancia entre centros de 145 mm.	✓ Taladro
9	Cortar 2 tubos de 25.4 mm de longitud x 13.71mm de Ø exterior	✓ Cinta métrica ✓ Sierra
10	Soldar tubo obtenido en paso 9, en posición que indica figura.	✓ Soldadura MIG ✓ Electrodo E70s-3
11	Pulir soldadura	✓ Pulidora manual

HOJA DE PROCESO DE FABRICACION		HOJA No. 5.10	
Denominación: haz de tubos del absorbedor		Plano No. 3	Pieza No. 2
No. de piezas 2	Materiales: Lamina de acero ASTM A-36 de 2.44x1.22(m)x15.88mm(5/8´) esp.		
Subfase	Operación	Equipo y herramientas	
1	Trazar un círculo de $\varnothing 90$ mm	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Compas ✓ Cinta métrica ✓ Marcador 	
2	Cortar círculo trazado en paso 1	✓ Oxicorte	
3	Desbaste de caras y contornos del material proporcionando la geometría del haz de tubos	✓ Torno	
4	Pulir bordes obtenidos en paso	✓ Pulidora manual	
5	Marcar centros para barrenado de agujeros de los tubos de transferencia calorífica según indica figura	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Compas ✓ Cinta métrica ✓ Marcador 	
6	Barrenado de haz de tubos, 10 agujeros de $\varnothing 10.28$ mm con una distancia entre centros de 12.86mm	✓ Taladro	
7	Trazar y marcar centro de agujero $\varnothing 13.71$ según indica vista frontal.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Compas ✓ Cinta métrica ✓ Marcador 	
8	Barrenado de agujeros trazados en paso 7	✓ Taladro	
9	Limpieza total del haz de tubos	✓ Pulidora manual	

HOJA DE PROCESO DE FABRICACION		HOJA No. 5.11	
Denominación: brida de carcasa del absorbedor		Plano No. 3	Pieza No. 3
No. de piezas 2		Materiales: Lamina de acero ASTM A-36 de 2.44x1.22(m)x15.88mm(5/8´´) esp.	
Subfase	Operación	Equipo y herramientas	
1	Trazar y marcar un círculo de $\varnothing 185$ mm	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Compas ✓ Cinta métrica ✓ Marcador 	
2	Cortar círculo trazado en paso 1	✓ Oxicorte	
3	Desbaste de caras y contornos del material proporcionando la geometría deseada.	✓ Torno	
4	Pulir bordes obtenidos en pasos 2	✓ Pulidora manual	
5	Trazar y marcar centros para barrenado de agujeros de pernos y tubos de transferencia calorífica.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Compas ✓ Cinta métrica ✓ Marcador 	
6	Barrenado de brida, 4 agujeros de $\varnothing 18$ mm, con una distancia entre centros de 145 mm	✓ Taladro	
7	Barrenado de brida, 10 agujeros de $\varnothing 10.28$ mm con una distancia entre centros de 12.86 mm	✓ Taladro	
8	Pulir bordes obtenidos en pasos 6 y 7.	✓ Pulidora manual	

HOJA DE PROCESO DE FABRICACION		HOJA No. 5.12	
Denominación: carcasa del absorbedor		Plano No. 3	Pieza No. 5
No. de piezas 1	Materiales: 1 lamina de acero ASTM A-36 de 2x1(m) x4.8mm (3/16'') esp. Electrodo E70s-3		
Subfase	Operación	Equipo y herramientas	
1	Trazar y marcar un tramo de lamina de 1186×282.7 mm	✓ Cinta métrica ✓ Marcador	
2	Cortar trazo obtenido en paso 1	✓ Guillotina	
3	Desbaste de caras y contornos del material proporcionando la geometría especificada.	✓ Pulidora	
4	A la pieza obtenida en el paso 2, marcar y cortar 2 orificios de Ø15mm en la posición que indica la figura.	✓ Cinta métrica ✓ Marcador ✓ Compas ✓ Cortador por llama de oxiacetileno	
5	Pulir bordes obtenidos en pasos 2 y 4	✓ Pulidora manual	
6	Rolado de lamina obtenida en paso 2 a Ø de 90 mm	✓ Roladora	
7	Soldar pieza obtenida en paso 6, formando un cilindro	✓ Soldadura MIG ✓ Electrodo E70s-3	
8	Soldar tubos de entrada y salida de refrigerante en orificios indicados en paso 4.	✓ Soldadura MIG ✓ Electrodo E70s-3	
9	Marcar centro del elemento de purga y soldar	✓ Cinta métrica ✓ Marcador ✓ Electrodo E70s-3 ✓ Soldadura MIG	
10	Pulir soldaduras	✓ Pulidora manual	
11	Desinfectado con fosfato	✓ Solución de acido	
12	Ubicar y corregir fugas en puntos de soldadura	✓ Localizador de fugas	

Hojas de proceso del generador

HOJA DE PROCESO DE FABRICACION		HOJA No. 5.13	
Denominación: brida de alimentación del generador		Plano No. 4	Pieza No. 1
No. de piezas 2	Materiales: 1 lamina de acero ASTM A-36 de 2.44x1.22(m)x15.88mm(5/8'') esp. 1 tubo de acero al carbono 1/4'' de diámetro nominal(13.71 mm Ø externo) Electrodo E70s-3		
Subfase	Operación	Equipo y herramientas	
1	Trazar y marcar un círculo de Ø165 mm	✓ Compas ✓ Cinta métrica ✓ Marcador	
2	Cortar círculo trazado en paso 1	✓ Oxicorte	
3	Desbaste de caras y contornos del material proporcionando la geometría deseada.	✓ Torno	
4	Maquinado a un Ø de 40mm con una profundidad de 10mm, según indica figura.	✓ Torno	
5	Pulir bordes obtenidos en pasos 2 y 4	✓ Pulidora manual	
6	Trazar y perforar 2 agujeros de Ø13.71mm en ubicación indicada.	✓ Marcador ✓ Taladro	
7	Trazar y marcar centros para barrenado de agujeros de pernos a un ángulo de 45° respecto a la horizontal	✓ Compas ✓ Cinta métrica ✓ Marcador	
8	Barrenado de brida, 4 agujeros de Ø 18 mm, con una distancia entre centros de 125 mm.	✓ Taladro	
9	Cortar 2 tubos de 25.4 mm de longitud x 13.71mm de Ø exterior	✓ Cinta métrica ✓ Sierra	
10	Soldar tubos obtenidos en paso 9, en posición que indica figura.	✓ Soldadura MIG ✓ Electrodo E70s-3	
11	Pulir soldadura	✓ Pulidora manual	

HOJA DE PROCESO DE FABRICACION		HOJA No. 5.14	
Denominación: haz de tubos del generador		Plano No. 4	Pieza No. 2
No. de piezas 2	Materiales: Lamina de acero ASTM A-36 de 2.44x1.22(m)x15.88mm(5/8´´) esp.		
Subfase	Operación	Equipo y herramientas	
1	Trazar un círculo de $\varnothing 64$ mm	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Compas ✓ Cinta métrica ✓ Marcador 	
2	Cortar círculo trazado en paso 1	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Oxicorte 	
3	Desbaste de caras y contornos del material proporcionando la geometría del haz de tubos	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Torno 	
4	Pulir bordes obtenidos en paso 2 y 3	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Pulidora manual 	
5	Marcar centros para barrenado de agujeros de los tubos de transferencia calorífica según indica figura	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Compas ✓ Cinta métrica ✓ Marcador 	
6	Barrenado de haz de tubos, 12 agujeros de $\varnothing 10.28$ mm con una distancia entre centros de 12.86mm	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Taladro 	
7	Limpieza total del haz de tubos	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Pulidora manual 	

HOJA DE PROCESO DE FABRICACION		HOJA No. 5.15	
Denominación: brida de carcasa del generador		Plano No. 4	Pieza No. 3
No. de piezas 2		Materiales: 1 Lamina de acero ASTM A-36 de 2.44x1.22(m)x15.88mm(5/8´´) esp.	
Subfase	Operación	Equipo y herramientas	
1	Trazar y marcar un círculo de $\varnothing 165$ mm	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Compas ✓ Cinta métrica ✓ Marcador 	
2	Cortar círculo trazado en paso 1	✓ Oxicorte	
3	Desbaste de caras y contornos del material proporcionando la geometría deseada.	✓ Torno	
4	Pulir bordes obtenidos en pasos 2 y 3.	✓ Pulidora manual	
5	Trazar y marcar centros para barrenado de agujeros de pernos y tubos de transferencia calorífica.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Compas ✓ Cinta métrica ✓ Marcador 	
6	Barrenado de brida, 4 agujeros de $\varnothing 18$ mm, con una distancia entre centros de 125 mm	✓ Taladro	
7	Barrenado de brida, 12 agujeros de $\varnothing 10.28$ mm con una distancia entre centros de 12.86 mm	✓ Taladro	
8	Pulir bordes obtenidos en pasos 6 y 7.	✓ Pulidora manual	

HOJA DE PROCESO DE FABRICACION		HOJA No. 5.16	
Denominación: carcasa del generador		Plano No. 4	Pieza No. 5
No. de piezas 1	Materiales: 1 lamina de acero ASTM A-36 de 2x1(m) x4.8mm (3/16'') esp. Electrodo E70s-3		
Subfase	Operación	Equipo y herramientas	
1	Trazar y marcar un tramo de lamina de 496×207.3 mm	✓ Cinta métrica ✓ Marcador	
2	Cortar trazo obtenido en paso 2	✓ Guillotina	
3	A la pieza obtenida en el paso 2, marcar y cortar 3 orificios de Ø15mm en la posición que indica la figura.	✓ Cinta métrica ✓ Marcador ✓ Compas ✓ Cortador por llama de oxiacetileno	
4	Pulir bordes obtenidos en pasos 2 y 3.	✓ Pulidora manual	
5	Rolado de lamina obtenida en paso 2 a Ø de 66 mm	✓ Roladora	
6	Soldar pieza obtenida en paso 5, formando un cilindro	✓ Soldadura MIG ✓ Electrodo E70s-3	
7	Soldar tubos de entrada y salida de refrigerante en orificios indicados en paso 3.	✓ Soldadura MIG ✓ Electrodo E70s-3	
8	Marcar centro del elemento de purga y soldar	✓ Cinta métrica ✓ Marcador ✓ Electrodo E70s-3 ✓ Soldadura MIG	
9	Pulir soldaduras	✓ Pulidora manual	
10	Desinfectado con fosfato	✓ Solución de acido	
11	Ubicar y corregir fugas en puntos de soldadura	✓ Localizador de fugas	

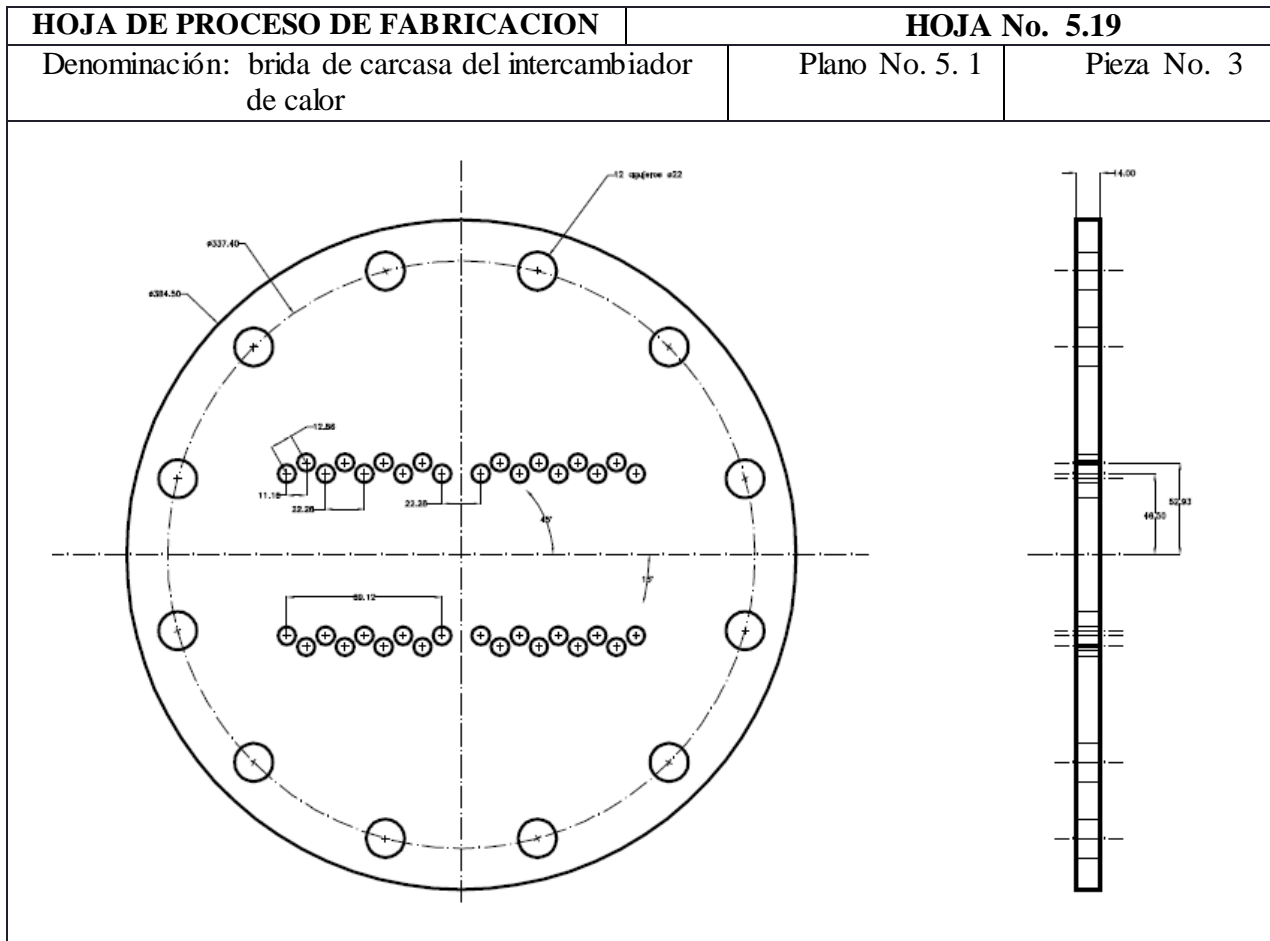
Hojas de proceso del intercambiador de calor

HOJA DE PROCESO DE FABRICACION		HOJA No. 5.17	
Denominación: brida de alimentación del intercambiador de calor		Plano No. 5	Pieza No. 1
No. de piezas 1	Materiales: Lamina de acero ASTM A-36 de 2.44x1.22mx15.88mm(5/8´´) esp. Tubo de acero al carbono ¼ de diámetro nominal(13.71 Ø externo) Electrodo E70s-3		
Subfase	Operación	Equipo y herramientas	
1	Trazar y marcar un círculo de Ø384.5 mm	✓ Compas ✓ Cinta métrica ✓ Marcador	
2	Cortar círculo trazado en paso 2	✓ Oxicorte	
3	Desbaste de caras y contornos del material proporcionando la geometría deseada.	✓ Torno	
4	Maquinado a un Ø de 240 mm con una profundidad de 10mm, según indica figura.	✓ Torno	
5	Pulir bordes obtenidos en pasos 2 al 4	✓ Pulidora manual	
6	Trazar y perforar 2 agujeros de Ø13.71mm en ubicación indicada.	✓ Marcador ✓ Taladro	

7	Trazar y marcar centros para barrenado de agujeros de pernos a un ángulo de 15 y 30° respecto a la horizontal	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Compas ✓ Cinta métrica ✓ Marcador
8	Barrenado de brida, 12 agujeros de \varnothing 22 mm, con una distancia entre centros de 337.4 mm.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Taladro
9	Cortar 2 tubos de 25.4 mm de longitud \times 13.71mm de \varnothing exterior	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Cinta métrica ✓ Sierra
10	Soldar tubo obtenido en paso 9, en posición que indica figura.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Soldadura MIG ✓ Electrodo E70s-3
11	Soldar platina de acero de 5mm de esp. en posición que indicada figura	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Electrodo E70s-3 ✓ Soldadura MIG
12	Pulir soldadura	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Pulidora manual

HOJA DE PROCESO DE FABRICACION		HOJA No. 5.18	
Denominación: haz de tubos del intercambiador de calor		Plano No. 5	Pieza No. 2
No. de piezas 1	Materiales: Lamina de acero ASTM A-36 de 2.44x1.22(m)x15.88mm(5/8´´) esp.		
Subfase	Operación	Equipo y herramientas	
1	Trazar un círculo de \varnothing 64 mm	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Compas ✓ Cinta métrica ✓ Marcador 	
2	Cortar círculo trazado en paso 1	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Oxicorte 	
3	Desbaste de caras y contornos del material proporcionando la geometría del haz de tubos	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Torno 	

4	Pulir bordes obtenidos en paso 2	✓ Pulidora manual
5	Marcar centros para barrenado de agujeros de los tubos de transferencia calorífica según indica figura	✓ Compas ✓ Cinta métrica ✓ Marcador
6	Barrenado del haz de tubos, 18 agujeros de $\varnothing 10.28\text{mm}$ con una distancia entre centros de 12.86mm, como se aprecia en figura.	✓ Taladro
7	Limpieza total del haz de tubos	✓ Pulidora manual



No. de piezas 2	Materiales: 1 lamina de acero ASTM A-36 de 2.44x1.22(m)x15.88mm(5/8") esp.
--------------------	---

Subfase	Operación	Equipo y herramientas
1	Trazar y marcar un círculo de $\varnothing 384.5$ mm	✓ Compas ✓ Cinta métrica ✓ Marcador
2	Cortar círculo trazado en paso 1	✓ Oxicorte
3	Desbaste de caras y contornos del material proporcionando la geometría deseada.	✓ Torno
4	Pulir bordes obtenidos en pasos 2	✓ Pulidora manual

5	Trazar y marcar centros para barrenado de agujeros de pernos y tubos de transferencia calorífica.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Compas ✓ Cinta métrica ✓ Marcador
6	Barrenado de brida, 12 agujeros de \varnothing 22mm, con una distancia entre centros de 337.4mm	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Taladro
7	Barrenado de brida, 36 agujeros de \varnothing 10.28mm con una distancia entre centros de 12.86 mm	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Taladro
8	Pulir bordes obtenidos en pasos 6 y 7.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Pulidora manual

HOJA DE PROCESO DE FABRICACION		HOJA No. 5. 20	
Denominación: carcasa del intercambiador de calor		Plano No. 5.2	Pieza No. 5
No. de piezas 1	Materiales: Lamina de acero ASTM A-36 de 2x1(m) x4.8mm (3/16'') esp. Electrodo E70s-3		
Subfase	Operación	Equipo y herramientas	
1	Trazar y marcar un tramo de lamina de 848.23x650mm	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Cinta métrica ✓ Marcador 	
2	Cortar trazo obtenido en paso 1	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Guillotina 	
3	A la pieza obtenida en el paso 1, marcar y cortar 3 orificios de \varnothing 15mm en la posición que indica la figura.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Cinta métrica ✓ Marcador ✓ Compas ✓ Cortador por llama de oxiacetileno 	
4	Pulir bordes obtenidos en pasos 2 y 3	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Pulidora manual 	
5	Rolado de lamina obtenida en paso 3 a \varnothing de 270 mm	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Roladora 	
6	Soldar pieza obtenida en paso 5, formando un cilindro	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Soldadura MIG ✓ Electrodo E70s-3 	

7	Soldar tubos de entrada y salida de refrigerante en orificios indicados en paso 3.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Soldadura MIG ✓ Electrodo E70s-3
8	Marcar centro del elemento de purga y soldar	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Cinta métrica ✓ Marcador ✓ Electrodo E70s-3 ✓ Soldadura MIG
9	Pulir soldaduras	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Pulidora manual
10	Desinfectado con fosfato	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Solución de ácido
11	Ubicar y corregir fugas en puntos de soldadura	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Localizador de fugas

HOJA DE PROCESO DE FABRICACION		HOJA No. 5. 21	
Denominación: Domo del intercambiador de calor		Plano No. 5.2	Pieza No. 6
No. de piezas 1	Materiales: Lamina de acero ASTM A-36 de 2x1(m) x4.8mm (3/16'') esp.		
Subfase	Operación	Equipo y herramientas	
1	Medir y cortar la lámina especificada según las dimensiones del plano.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Cinta métrica ✓ Marcador ✓ Compás 	
2	Retirar rebabas y filo de los extremos de la pieza	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Pulidora 	
3	Colocar la pieza del paso anterior de manera adecuada en una prensa hidráulica	<ul style="list-style-type: none"> ✓ 	
4	Aplicar la presión correcta para darle la forma de domo a la pieza.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Prensa hidráulica 	
5	Verificar la forma y dimensiones finales de la pieza	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Cinta métrica ✓ Regla 	
6	Desinfectado con fosfato	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Solución de ácido 	

HOJA DE PROCESO DE FABRICACION		HOJA No. 5. 22	
Denominación: Dobles de tubos del intercambiador de calor		Plano No. 5.3	Pieza No. 7
No. de piezas 1	Materiales: 18 tubos de acero al carbono 1/8" de diámetro nominal (10.287mm Ø externo) norma ASTM A-106, de 3m c/u		
Subfase	Operación	Equipo y herramientas	
1	Medir y cortar 18 tubos de longitud de ensamble 2712mm, para el arreglo especificado	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Cinta métrica ✓ Sierra 	
2	Existen varios métodos para doblar tubos, uno de ellos es introducir arena especial en el interior de los tubos.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Arena especial fina 	
3	Sellar ambos lados de los tubos para impedir la salida de arena.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Platinas ✓ Equipo de soldadura 	
4	Utilizar máquinas y/o herramientas mecánicas o hidráulicas para hacer el doblado con los radios deseados.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Dobladora manual ✓ Dobladora hidráulica 	

HOJA DE PROCESO DE FABRICACION		HOJA No. 5. 23	
Denominación: Desarrollo del tubo de entrada/salida de refrigerante del condensador		Plano No. 6	Pieza No. 1
No. de piezas 1	Materiales: Lamina de acero ASTM A-36 de 2x1(m) x4.8mm (3/16´´) esp. Electrodos E70S-3 (para acero de bajo carbono)		
Subfase	Operación	Equipo y herramientas	
1	Medir y trazar en la lámina, el desarrollo correspondiente para el cilindro.	✓ Compás ✓ marcador ✓ cinta métrica	
2	Cortar el desarrollo resultante.	✓ Tijera o guillotina	
3	Remover las asperezas y rebabas en los bordes cortados	✓ Pulidora manual	
4	Darle la forma cilíndrica a la pieza obtenida en paso 3 a diámetro especificado en figura.	✓ Trefiladora	
5	Soldar pieza obtenida en paso 4, para consolidar la forma del cilindro.	✓ Electrodo E70s-3 ✓ Soldadura MIG	
6	Pulir soldadura	✓ Pulidora	
7	Desinfectado con fosfato	✓ Solución de acido	

Nota: el desarrollo de los tubos entrada/salida de refrigerante de los demás elementos es de la misma forma con la única diferencia el diámetro de carcasa, por tal motivo se omiten dichos desarrollos y se recomienda ver planos 6 a 9 en anexos.

HOJA DE PROCESO DE FABRICACION		HOJA No. 5.24	
Denominación: Ensamblé del condensador		Plano No. 10	Pieza No.
No. de piezas 1	Materiales: Electrodo E70S-3 (para acero de bajo carbono) Tubería de 1/8" acero ASTM A-106 cedula 40		
Subfase	Operación	Equipo y herramientas	
1	Cortar 4 tubos de 544 mm de longitud del material detallado en apartado anterior.	✓ Cinta métrica ✓ Sierra	
2	Insertar tubos de transferencia calorífica (pieza 8) en agujeros de brida de carcasa (pieza 4, en el lado de entrada (izquierda)) y soldar.	✓ Electrodo E70s-3 ✓ Soldadura MIG ✓ Martillo	
3	El conjunto brida y tubos se coloca en forma vertical poniendo como base la brida.		
4	Colocar carcasa sobre el conjunto obtenido en paso 2, debe hacerse esto de forma que la brida y la carcasa (pieza 8) mantengan una posición concéntrica entre ellas.		
5	Soldar bloque obtenido en paso 4, aplicar la soldadura de 6.3mm esp para el cordón alrededor del extremo que une a carcasa con pieza 4 como indica la figura.	✓ Electrodo E70s-3 ✓ Soldadura MIG	
6	Insertar brida de carcasa (pieza 4, del lado de salida (extremo derecho)) en tubos de transferencia calorífica (pieza 8), uniendo así brida y carcasa en el extremo derecho.	✓ Electrodo E70s-3 ✓ Soldadura MIG ✓ Martillo	
7	Soldar bloque obtenido en paso 6, aplicar cordón de soldadura alrededor del extremo que une a carcasa con pieza 4 como indica la figura.	✓ Electrodo E70s-3 ✓ Soldadura MIG	

8	Insertar haz de tubos (pieza 3) a brida de carcasa (pieza 4) con sus respectivos sellos (empaques). Hacer esta operación en ambos extremos (entrada y salida) del componente.	✓ Sellos
9	Sobre el conjunto obtenido en paso 8 colocar y empernar de forma correcta la pieza 2 con la brida de carcasa (pieza 4). Realizar esta operación en ambos lados del elemento (entrada y salida).	✓ Llave ✓ Pernos M18x50
9	Soldar bridas entrada/salida de refrigerante (pieza 5) en pieza 6 como se especifica en el dibujo. Hacer esta operación en los 2 tubos.	✓ Electrodo E70s-3 ✓ Soldadura MIG
10	Inspección y localización de fugas en puntos de soldadura.	✓ Localizador de fugas

Nota: El ensamble del evaporador, absorbedor y generador es de la misma forma ya que estos son elementos con geometría similar con una pequeña diferencia en el absorbedor.

HOJA DE PROCESO DE FABRICACION		HOJA No. 5.25	
Denominación: Ensamblé del intercambiador de calor		Plano No. 14	Pieza No.
No. de piezas 1	Materiales: Electrodos E70S-3 (para acero de bajo carbono) Tubería de 1/8" acero ASTM A-106		

Subfase	Operación	Equipo y herramientas
1	Insertar tubos de transferencia calorífica (pieza 8) en agujeros de brida de carcasa (pieza 4) y soldar.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Electrodo E70s-3 ✓ Soldadura MIG ✓ Martillo
2	El conjunto brida y tubos se coloca en forma vertical poniendo como base la brida.	
3	Colocar carcasa sobre el conjunto obtenido en paso 2, debe hacerse esto de forma que la brida y la carcasa (pieza 8) mantengan una posición concéntrica entre ellas.	
4	Aplicar un cordón de soldadura de 6.3mm de esp. alrededor del extremo que une a carcasa con pieza 4 como indica la figura.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Electrodo E70s-3 ✓ Soldadura MIG
5	Colocar y soldar domo (pieza 9) a carcasa en la posición que indica plano. Aplicar un cordón de soldadura de 6.3mm de esp. Como se indica en figura.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Electrodo E70s-3 ✓ Soldadura MIG
6	Colocar el conjunto obtenido en paso 5 en posición horizontal.	✓
7	Insertar haz de tubos (pieza 3) a brida de carcasa (pieza 4) con sus respectivos sellos (empaques).	✓ Sellos
8	Sobre el conjunto obtenido en paso 7 colocar y empernar de forma correcta la pieza 2 con la brida de carcasa (pieza 4).	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Llave ✓ Pernos M22x50
9	Soldar bridas entrada/salida de refrigerante (pieza 5) en pieza 6 como se especifica en el dibujo.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Electrodo E70s-3 ✓ Soldadura MIG
10	Inspección y localización de fugas en puntos de soldadura.	✓ Localizador de fugas

5.2 Determinación de costos para los elementos del sistema de refrigeración

La determinación de costos del sistema de refrigeración está comprendida en una sola categoría.

Costos de materiales a utilizar para la fabricación de los diferentes elementos.

Ítem	Descripción	Cantidad	Precio Unitario (\$)	Total (\$)
A	Bridas de sujeción			
1	Lamina de acero ASTM A-36 de 2.44x1.22mx15.88mm esp.	1	382.35	382.35
B	Lamina para carcasas			
2	Lamina de acero ASTM A-36 de 2x1mx4.8mm esp.	1	89.56	89.56
C	Lamina para tubos entrada/salida de refrigerante			
3	Lamina de acero ASTM A-36 de 2x1mx0.6mm esp.	1	12.36	12.36
D	Tuberías de acero			
4	Metros de tubería de acero al carbono ASTM A-106 de Ø1/4"x 1m de longitud	7	9.71	67.97
5	Metros de tubería de acero al carbono ASTM A-106 de Ø1/8"x 1m de longitud.	1	8.00	8.00
6	Metros de tubería de acero al carbono ASTM A-106 de Ø1/8"x 2m de longitud	10	16.00	160.00
7	Metros de tubería de acero al carbono ASTM A-106 Ø1/8"x 3m de longitud.	19	24.00	456.00
8	Metros de tubería de acero al carbono ASTM A-106 Ø1/8"x 5m de longitud	1	40.00	40.00
E	Pernos de sujeción			
9	Pernos M10x35mm	44	0.73	32.18
10	Pernos M18x50mm	32	3.0	96
11	Pernos M22x50mm	12	6.0	72
F	Accesorios			
12	Codos a 90° de acero al carbono de 1/4"	15	11.49	172.35
13	Manómetros de acero inoxidable de 150psi	2	18	36
14	Termómetros	5	12	60
15	Bomba de 0.5 hp para amoníaco, Little Giant TE-6-MD-HC, 115V	1	695	695
16	Cabezal de manómetros	2	50	100
17	Válvulas de expansión tipo TEA 20-1, 3.5kw	2	225	450
18	Válvulas de servicio	2	375	750
19	Refrigerante amoníaco(gaseoso)	50 Kg	49.20	49.20
20	Electrodos E70s-3	8 lbs.	0.87	6.96
21	Empaque para bridas Fibra de aramid/aglutinante de neopreno (3300 1/16"X60"X60")	1 Lámina	178.64	178.64

Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico

22	Material aislante para tuberías(Rubatex)	3(0.93m)	0.97	2.91
23	Material aislante para carcasas(Fibra de vidrio)	1.82m ²	3.20	6.40
24	Visor de refrigerante	1	200.83	200.83
G	Gabinete			
25	Alas angulares (40x3mm)	3 (6m)	11.66	34.98
26	Tubería cuadrada 1 1/4''	2 (6m)	10.03	20.06
27	Lámina 1/8'' ASTM A-36 (2x1)m x3mm	2	57.37	114.74
Sub-Total				4294.49
Otros (5 % Imprevistos)			145.00	214.72
Total				\$ 4509.21

Tabla 5.0 Presupuesto del proyecto

CAPITULO VI

6.0 Mantenimiento y Seguridad.

6.1 Mantenimiento.

El mejor mantenimiento de una instalación se realiza cuando se conocen a fondo todos y cada uno de los elementos que la componen, y la función que realizan en ella. De ese modo se prestará mayor atención a los componentes esenciales y en caso de aparecer, las averías siempre serán de menor gravedad.

Es necesario también conocer los parámetros de diseño de la instalación y el ciclo frigorífico que atraviesa el refrigerante para proceder a una rápida localización y reparación de las averías.

El único modo de comprender los distintos elementos del sistema es conociendo los fundamentos teóricos del ciclo de refrigeración, conocer los aparatos de medida que permiten concretar el estado de las magnitudes físicas de los fluidos en distintos puntos del ciclo y aprender todos los elementos que componen una instalación frigorífica; en este caso de absorción.

Los programas de mantenimiento básicamente tienen como objetivo reducir la frecuencia y duración de reparaciones, así como la de obtener la máxima eficiencia y economía en el funcionamiento y conservación de equipos e instalaciones.

Mantenimiento. Es el conjunto de actividades que es necesario desarrollar para conservar edificios, equipos, instalaciones, etc., en condiciones óptimas de servicio y prolongar la vida útil y su operación al máximo nivel de eficiencia.

Las actividades de mantenimiento tienen dos aspectos:

El técnico y el económico. El objetivo inmediato del mantenimiento es conservar en condiciones de funcionamiento seguro, eficiente y confiable las instalaciones y equipos, para no demorar ni interrumpir sus servicios.

El objetivo básico del mantenimiento es contribuir por los medios disponibles a sostener lo más bajo posible el costo de operación de equipos e instalaciones.

El análisis de los múltiples problemas que se han presentado al personal de conservación en las instalaciones e industrias ha determinado la aplicación de los sistemas de mantenimiento.

6.1.1 Consideraciones de Mantenimiento en máquinas de absorción.

Una correcta instalación de las máquinas de absorción y de los componentes auxiliares del sistema, así como un adecuado mantenimiento, es la clave para garantizar su duración y fiabilidad de funcionamiento.

Las máquinas de absorción tienen muy pocas partes móviles, por lo tanto, precisan unas tareas mínimas de supervisión y mantenimiento. Así, una vez que los equipos de absorción y el resto de los componentes han sido correctamente instalados, ajustados y probados, su funcionamiento se puede considerar prácticamente desatendido. La presencia del operador se requiere, muy de vez en cuando, para efectuar la purga de incondensables.

En el caso de instalaciones con grandes equipos de absorción, aunque la atención a los equipos es inferior a la que se precisa en los equipos de compresión, es conveniente una cierta rutina de mantenimiento y de control periódico, con el equipo en funcionamiento. El objeto es asegurar la eficiencia de los equipos, alargar su vida útil y minimizar los riesgos de avería.

Estas supervisiones pueden ser realizadas por personal propio de mantenimiento que ha recibido la instrucción adecuada, o en este caso en particular, por el instructor o docente encargado del laboratorio de refrigeración.

Existen otras operaciones de mantenimiento que requieren la suspensión del servicio de manera temporal, algunas de las cuales pueden ser efectuadas por personal de mantenimiento propio y otras requieren la presencia de personal de asistencia técnica del fabricante.

6.1.2 Programa de mantenimiento preventivo.

El programa de mantenimiento preventivo en el sistema de refrigeración por absorción, consta de las siguientes operaciones con su respectiva frecuencia de ejecución.

Ítem	OPERACIÓN DE MANTENIMIENTO	FRECUENCIA				
		D	S	Q	M	T
1	Limpieza general		X			
2	Revisión de fugas		X			
3	Revisión de tuberías			X		
4	Revisión de presiones de trabajo y funcionamiento de manómetros			X		
5	Revisión de temperaturas y funcionamiento de termómetros			X		
6	Revisión de estado del material aislante				X	
7	Revisión de hermeticidad de los elementos					X
8	Revisión de válvulas de expansión			X		
9	Revisión de gabinete y estructura de soporte					X
10	Revisión de bridas y pernos(estado físico)				X	

Tabla 6.0 Operaciones de mantenimiento

D= Diario S=Semanal Q= Quincenal M= Mensual T= Trimestral

Descripción de ítem que se proponen en el programa de Mantenimiento.

1. Limpieza general

Comprende todas las actividades relacionadas con retirar del área o banco de laboratorio todo objeto extraño, líquidos y cualquier cuerpo que dificulte la movilidad dentro del área de manipulación por parte del personal instructor o estudiantes en sus prácticas.

2. Revisión de fugas

Los acoples, así como también las bridas, deben ser inspeccionadas para garantizar que no exista pérdida de agua o refrigerante. Las fugas se presentan con mayor frecuencia en aquellos puntos donde la presión en el sistema es más alta; por lo

tanto, la salida de la bomba, salida y entrada del generador debe de ser especialmente supervisadas. Pero no deben de dejarse a un lado las demás conexiones tales como entradas y salidas del agua de enfriamiento de cada uno de los elementos.

3. Revisión de tuberías.

Las uniones por medio de bridas y codos en entradas y salidas de los elementos deben ser revisadas periódicamente.

4. Revisión de presiones de trabajo y manómetros.

Para garantizar el buen funcionamiento del sistema, manteniendo así la temperatura de saturación, es necesario censar a periodos frecuentes la presión del evaporador y generador, para eso se instalen manómetros a la entrada y salida de dichos elementos por medio del cual su funcionamiento es verificado. Es decir, que los manómetros no se encuentren pegados ni tengan alguna avería por defecto de fábrica. Deben de indicar las presiones de 49.033 kpa (0.5 Kg/cm^2) en el evaporador y 1176.8 kpa (12 Kg/cm^2) en el generador.

5. Revisión de temperaturas y funcionamiento de termómetros.

Las temperaturas del sistema tendrán que ser censadas cada dos semanas y los termómetros deben de limpiarse en su base de instalación. Idealmente estos equipos son de acero inoxidable, lo que reduce la necesidad de un mantenimiento más estricto. Una medición importante es la temperatura del evaporador.

6. Revisión de estado del material aislante.

Se pretende en este equipo instalar material aislante para proteger la eficiencia del sistema ante pérdidas de calor por convección. Esta revisión se llevará a cabo mensualmente.

7. Revisión de la hermeticidad del sistema.

Significa revisar cuidadosamente todo el contorno de los componentes especialmente uniones por soldadura, para verificar que no haya fugas.

8. Revisión en válvulas de expansión.

La válvula de expansión es la que controlará la presión en el evaporador, es muy importante garantizar el buen funcionamiento en este elemento para mantener la presión indicada de saturación en el lado de baja.

9. Revisión de gabinete y estructura de soportes.

Verificar que el gabinete no sea expuesto a soportar peso que no sea el del sistema, que esté libre de sustancias que lo dañen o deterioren. Con respecto a la estructura del soporte, observar las uniones que fijan a los componentes.

10. Revisión de bridas y pernos.

Hay que estar pendientes del estado físico de ambas partes, sin embargo es bueno revisar el apriete de los pernos.

6.1.3 Diagramas de flujo

Para cumplir con el objetivo de optimizar los recursos destinados para el mantenimiento y operación, así como hacer más fácil la tarea del operario al momento de manipular el sistema y sus condiciones, se elaboran los diagramas de flujo. En el diagrama de flujo se muestran las diferentes actividades con su respectivo tiempo de ejecución que el encargado principal del equipo (instructor) debe de conocer. Las actividades detallan los pasos necesarios que hay que realizar en el cambio de un elemento del sistema, estos pueden ser manómetros, termómetros, válvulas, bomba, etc.

6.1.3.1 Diagrama de flujo para el cambio de una válvula de expansión

INFORMACION GENERAL		RESUMEN DE ACTIVIDADES					
SIMBOLO	ACTIVIDAD						
○	Operación	1. Quitar suministro del fluido					
⇒	Transporte	2. Desmante					
□	Inspección	3. Limpieza					
▽	Almacenaje	4. Montaje					
D	Demora o atraso	5. Prueba					
⊠	Actividad combinada						
○	⇒	□	▽	D	⊠	ACTIVIDAD	TIEMPO DE EJECUCION
					*	Cotización y compra de la válvula con sus accesorios	1 semana
	*					Traslado de la válvula al banco de refrigeracion	15 min
*						Cerrar el paso de refrigerante en el circuito	1 min
*						Recuperar refrigerante remanente	3 min
*						Desmontaje de la válvula a sustituir	3 min
					*	Limpieza a inspeccion del area de montaje	2 min
*						Montaje de la nueva válvula	3 min
*						Hacer vacío	5 min
*						Abrir el paso del refrigerante o solucion débil	1 min
		*				Inspeccionar la hermeticidad del montaje	1 min
		*				Verificar presiones	2 min
*						Prueba de funcionamiento	2 min

Tabla 6.1 Diagrama para cambio de una válvula de expansión

6.1.3.2 Diagrama de flujo para el cambio de una válvula de servicio en tubería de succión

INFORMACION GENERAL		RESUMEN DE ACTIVIDADES					
SIMBOLO	ACTIVIDAD						
○	Operación	1. Quitar suministro del fluido					
⇒	Transporte	2. Desmonte					
□	Inspección	3. Limpieza					
▽	Almacenaje	4. Montaje					
D	Demora o atraso	5. Prueba					
⊠	Actividad combinada						
○	⇒	□	▽	D	⊠	ACTIVIDAD	TIEMPO DE EJECUCION
					*	Cotización y compra de la válvula con sus accesorios	1 semana
	*					Traslado de la válvula al banco de refrigeracion	15 min
*						Cerrar el paso de refrigerante vapor en el circuito	1 min
*						Recuperar refrigerante remanente	3 min
*						Desmontaje de la válvula a sustituir	3 min
					*	Limpieza a inspeccion del area de montaje	2 min
*						Montaje de la nueva válvula	3 min
*						Hacer vacío	5 min
		*				Inspeccionar la hermeticidad del montaje	1 min
*						Abrir el paso del vapor	1 min
		*				Verificar presiones	1 min
		*				Prueba de funcionamiento	2 min

Tabla 6.2 Diagrama para cambio de una válvula de servicio

6.1.3.3 Diagrama de flujo para el cambio de una válvula de servicio en tubería de líquido.

INFORMACION GENERAL		RESUMEN DE ACTIVIDADES					
SIMBOLO	ACTIVIDAD						
○	Operación	1. Quitar suministro del fluido					
⇒	Transporte	2. Desmonte					
□	Inspección	3. Limpieza					
▽	Almacenaje	4. Montaje					
D	Demora o atraso	5. Prueba					
⊠	Actividad combinada						
○	⇒	□	▽	D	⊠	ACTIVIDAD	TIEMPO DE EJECUCION
					*	Cotización y compra de la válvula con sus accesorios	1 semana
	*					Traslado de la válvula al banco de refrigeracion	15 min
*						Cerrar el paso de refrigerante líquido en el circuito	1 min
*						Recuperar refrigerante remanente	3 min
*						Desmontaje de la válvula a sustituir	3 min
					*	Limpieza a inspeccion del area de montaje	2 min
*						Montaje de la nueva válvula	3 min
*						Hacer vacío	5 min
		*				Inspeccionar la hermeticidad del montaje	1 min
*						Abrir el paso del líquido	1 min
		*				Verificar presiones	1 min
		*				Prueba de funcionamiento	2 min

Tabla 6.3 Diagrama para cambio de una válvula de servicio

6.1.3.4 Equipo de medición

Un artículo que se usa mucho en el servicio y que tiene manómetros de alta y compuesto se llama cabezal de manómetros. Permite que el operador compruebe las presiones de funcionamiento del sistema, que agregue o quite refrigerante, purgue no condensables, analice las condiciones del sistema y lleve a cabo muchas otras operaciones sin reemplazar los manómetros ni tratar de manejar conexiones de servicio en lugares inaccesibles. El cabezal de pruebas como se ve en la figura consiste en un cabezal con dos válvulas de servicio. A la izquierda se encuentra colocado el manómetro compuesto (succión) y a la derecha el de alta presión (descarga). En la parte inferior del cabezal se encuentran mangueras que llevan la válvula de servicio de succión en el equipo, la del recipiente del refrigerante (parte media) y la de la válvula de descarga del equipo, o del tubo de líquido (derecha). Esta herramienta será útil para las tareas de mantenimiento en el refrigerador por absorción.

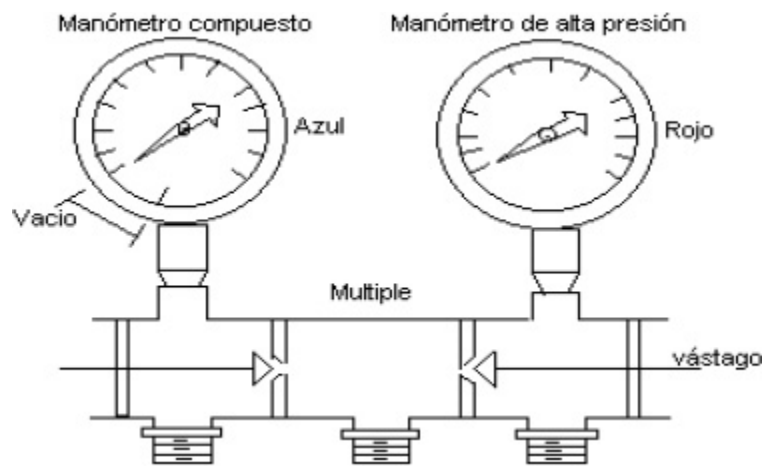


Figura. 6.0 Cabezal de manómetros

Entre esas tareas de mantenimiento está la carga del sistema.

6.1.3.5 Carga del sistema.

La cantidad de refrigerante que se debe poner en el sistema como carga inicial o como recarga depende del tamaño del equipo y de la cantidad de refrigerante que debe circular.

En los sistemas pequeños, la carga de refrigerante en el sistema, en onzas, es crítica, y no en libras. En este caso se recomienda un cilindro cargador.

6.1.3.5.1 Técnicas de carga.

El refrigerante se puede cargar en forma tanto líquida como de vapor. Se agrega en forma de vapor, cuando la unidad está trabajando, a través de la válvula de succión. El refrigerante puede agregarse en forma líquida, cuando la unidad está apagada y evacuada, sólo por la válvula de servicio del tubo del líquido.

A continuación se describe el procedimiento de carga de refrigerante en forma de vapor, cuando la unidad está trabajando.

1. Instalar el cabezal de manómetros
2. Conectar el cilindro de refrigerante a la manguera de la conexión central y abra la válvula del lado de baja del múltiple.
3. Coloque el cilindro en posición vertical.
4. Abra la válvula de servicio de succión a dos vueltas del asiento trasero.
5. Abra la válvula de cilindro del refrigerante y vea que salga el peso correcto de la carga.
6. Cuando haya agregado la carga correcta, cierre la válvula del cabezal de vacío del lado de baja y la del cilindro de refrigerante.
7. Regrese las válvulas de servicio en el tubo de succión y en el de líquido a su asiento trasero. Quite las mangueras y tape las conexiones.

El procedimiento de carga en forma líquida, cuando la unidad no trabaja y está evacuada, se detalla a continuación.

1. Instale el múltiple de manómetros.
2. Conecte el cilindro del refrigerante. Inviértalo hacia abajo, a menos que haya una válvula de líquido, que permita sacar líquido cuando su posición es boca arriba.
3. Abra las válvulas de servicio en la succión y en el tubo del líquido hasta una vuelta de distancia del asiento trasero
4. Abra la válvula del lado de alta del cabezal de manómetros.
5. Abra la válvula del cilindro de refrigerante y agregue refrigerante.

6. Después de haber introducido la carga correcta, cierre la válvula del lado de alta del cabezal de manómetros y cierre la del cilindro de refrigerante. Cierre las válvulas de servicio de succión y de líquido contra su asiento trasero.
7. Quite el múltiple de manómetros.

En las dos descripciones anteriores se recomienda el uso de un cilindro de carga, en los sistemas de menor tamaño, con carga crítica se que requiere equipo de mayor exactitud.

6.1.3.6 Diagrama de flujo para el cambio de un termómetro

INFORMACION GENERAL						RESUMEN DE ACTIVIDADES	
SIMBOLO	ACTIVIDAD						
○	Operación					1. Quitar suministro del fluido	
⇒	Transporte					2. Desmonte	
□	Inspección					3. Limpieza	
▽	Almacenaje					4. Montaje	
D	Demora o atraso					5. Prueba	
□○	Actividad combinada						
					*	Cotización y compra del termómetro	1 semana
	*					Traslado del termómetro al banco de refrigeracion	15 min
*						Cerrar el paso de refrigerante en el circuito	1 min
*						Recuperar refrigerante remanente	3 min
*						Desmontaje del termómetro a sustituir	3 min
					*	Limpieza a inspeccion del area de montaje	2 min
*						Montaje del nuevo termómetro	3 min
*						Hacer vacío	5 min
*						Abrir válvulas	1 min
		*				Verificar presiones	1 min

Tabla 6.4 Diagrama para cambio de un termómetro

6.1.3.7 Diagrama de flujo para el cambio de un manómetro

INFORMACION GENERAL		RESUMEN DE ACTIVIDADES					
SIMBOLO	ACTIVIDAD						
○	Operación	1. Quitar suministro del fluido					
⇒	Transporte	2. Desmonte					
□	Inspección	3. Limpieza					
▽	Almacenaje	4. Montaje					
D	Demora o atraso	5. Prueba					
□○	Actividad combinada						
○	⇒	□	▽	D	□○	ACTIVIDAD	TIEMPO DE EJECUCION
					*	Cotización y compra del manómetro	1 semana
	*					Traslado del manómetro al banco de refrigeracion	15 min
*						Cerrar el paso de refrigerante en el circuito	1 min
*						Recuperar el refrigerante remanente	3 min
					*	Desmontaje del manómetro a sustituir	2 min
*						Limpieza a inspeccion del area de montaje	3 min
*						Montaje del nuevo manómetro	1 min
		*				Suministrar vapor en la linea de flujo	1 min
*						Hacer vacío	5 min
*						Abrir válvulas	1 min
		*				Inspeccionar la hermeticidad del montaje	2 min
		*				Verificar presiones	1 min

Tabla 6.5 Diagrama para cambio de un manómetro

6.1.3.8 Diagrama de flujo para el cambio de la bomba

INFORMACION GENERAL		RESUMEN DE ACTIVIDADES					
SIMBOLO	ACTIVIDAD						
○	Operación	1. Quitar suministro del fluido					
⇒	Transporte	2. Desmonte					
□	Inspección	3. Limpieza					
▽	Almacenaje	4. Montaje					
D	Demora o atraso	5. Prueba					
□○	Actividad combinada						
○	⇒	□	▽	D	□○	ACTIVIDAD	TIEMPO DE EJECUCION
					*	Cotización y compra de la bomba con sus accesorios	1 semana
	*					Traslado de la bomba al banco de refrigeracion	15 min
*						Cerrar el paso de refrigerante en el circuito	1 min
*						Desconectar suministro de energía	2 min
*						Recuperar refrigerante remanente	3 min
*						Desmontaje de la bomba a sustituir	15 min
					*	Montar la bomba nueva	15 min
*						Conectar el sistema eléctrico	5 min
*						Abrir válvulas	1 min
		*				Verificar presiones	2 min
				*		Realizar pruebas	10 min

Tabla 6.6 Diagrama para cambio de bomba

6.1.4 Mantenimiento de los componentes del refrigerador por absorción.

Se necesita definir en términos generales una serie de pasos o actividades para el mantenimiento de cada uno de los componentes del sistema de refrigeración, así como también la frecuencia de ejecución de los mismos tomando en cuenta que se trata de equipo didáctico cuyo tiempo de trabajo será en las horas de laboratorio calendarizadas semanalmente en un ciclo de seis meses aproximadamente.

Dichos pasos se enlistan, definen y aplican a los cinco elementos principales ya que éstos tienen el mismo principio de funcionamiento y básicamente sus componentes y piezas son de similar configuración, tipo de materiales, fluidos de trabajo, etc.

6.1.4.1 Actividades de mantenimiento para los elementos de carcasa y tubos.

- Cerrar el paso del refrigerante y/o agua del circuito.
- Desalojar el fluido remanente dentro de los tubos y carcasa.
- Desmontaje del equipo.
- Quitar perno de sujeción de las bridas.
- Separación del haz de tubos.
- Método de limpieza del elemento.
- Localización y sellado de fugas.
- Ejecutar otras tareas de mantenimiento.
- Ensamblar el componente
- Instalar correctamente
- Hacer vacío
- Darle paso al fluido de trabajo.

6.1.5 Hoja de trabajo.

Orden de trabajo									
Orden de trabajo N°. Fecha Ubicación..... Equipo N°.....				Dpto. solicitante..... Costo núm. Departamento..... Unidad.....					
Prioridad		Emergencia		Urgente		Normal			
El trabajo debe completarse sin interrupción									
Descripción general del trabajo									
Habilidades (oficio o especialidad)		Tiempo		Descripción detallada del trabajo		Unidad		total	
		Est.	Real						

Tabla. 6.7 Hoja de trabajo

6.2 Seguridad.

Para garantizar la seguridad en la manipulación del equipo de refrigeración por absorción es necesario identificar los posibles riesgos, lo cual conlleva a definir medidas de prevención correspondientes.

Los peligros más comunes que pueden ocasionar accidentes en este tipo de equipos son:

1. Daños físicos
2. Daños por inhalación o contacto con amoníaco

6.2.1 Daños físicos.

Dos factores importantes a tomar en cuenta al momento de trabajar con el refrigerador por absorción y en tareas de mantenimiento para evitar daños físicos son, utilizar equipo de protección personal adecuado y necesario, respetar ciertas medidas de seguridad.

El equipo de seguridad mínimo para ejecutar tareas de mantenimiento en el refrigerador por absorción para uso didáctico es:

- Casco de protección: este es para proteger la cabeza de alguna tubería o un elemento mismo que este mal sujetado y tienda a caer, recordemos que el banco de pruebas está diseñado de tal manera que la ubicación de los elementos y circuito de tuberías están por arriba de los 2 metros de altura.
- Guantes: estos son especiales ya que se esta en presencia de amoníaco, comúnmente son de goma, látex natural, o materiales sintéticos como policloropreno, acrilonitrilo o PVC.
- Gafas herméticas: La protección de los ojos es importante, salpicaduras de amoníaco en los ojos pueden causar dolor, quemaduras y dañar la vista, pudiendo causar ceguera temporal o permanente.
- Mascarilla de protección: para evitar la inhalación e ingestión del refrigerante.
- Delantales de goma: pueden ser del mismo material que los guantes y ayuda en la protección del cuerpo ante cualquier derrame o fuga a presión.

El equipo de seguridad mínimo a utilizarse para las horas de laboratorio serian los mismos, aunque podríamos prescindir de algunos de ellos como el casco y el delantal de goma siempre y cuando previo a la práctica se haya realizado una minuciosa inspección del

equipo para comprobar el buen estado de los soportes de los elementos, bridas, pernos, libre de fugas, etc.

6.2.2 Daños por inhalación o contacto con amoníaco.

El motivo por el cual el amoníaco se considera un producto químico peligroso sucede debido a que este es corrosivo para la piel, ojos y pulmones. El amoníaco tiene un olor característico e irritante al ser emitido, por lo cual la nariz suele dar el primer aviso de exposición. Si se respira amoníaco en los pulmones, quizá experimente tos, resuellos, o cause falta de aire.

La ingestión de amoníaco puede causar quemaduras en boca, garganta y estómago, lo cual puede ser mortal. Se tiene que lavar siempre las manos tras usar productos a base de amoníaco y antes de fumar, comer o beber. No se guardan comidas ni bebidas cerca de los productos que contengan amoníaco.

El contacto de la piel con el amoníaco puede causar enrojecimiento, dolor, irritación y quemaduras. Para trabajar con productos que contengan esta sustancia, se deben usar guantes como se mencionó anteriormente.

Consecuencias médicas debidas a la exposición

Diferentes grados de exposición

Los elementos siguientes subrayan la necesidad de tratar el amoniaco con cuidado, de respetar todos los códigos de buena práctica y de tener a todo el personal al corriente del plan de prevención de accidentes de una instalación.

Los riesgos pueden relacionarse con dos tipos de exposición:

- Un chorro de amoníaco líquido o las gotas provenientes, por ejemplo, de una tubería rota.
- Una nube de amoniaco puramente gaseoso.

La naturaleza y amplitud del peligro serán función del tipo de exposición. En el primer caso, un chorro que alcance los ojos, por ejemplo, puede provocar rápidamente lesiones

catastróficas, pero localizadas, que afecten solamente algunas personas. En el segundo caso, por el contrario, se puede temer un gran número de víctimas, con daño al sistema respiratorio fundamentalmente.

Además el amoníaco líquido, al evaporarse y absorber la energía del entorno, congela y deseca los tejidos con los que entra en contacto, originando una destrucción de los mismos similar a lo que se produce por una helada.

Clasificación de los efectos fisiológicos

Se pueden clasificar, arbitrariamente, en tres grupos, las consecuencias que la exposición del amoníaco provoca en el hombre, a saber.

1. **Consecuencias leves:** exposición a menos de 5000 p.p.m. durante algunos minutos.
Síntomas: a nivel de los ojos y de las vías respiratorias superiores, sensación dolorosa a nivel de los ojos y de la boca; deglución penosa, enrojecimiento marcado, garganta oprimida y tos ligera.
Signos: conjuntivitis; labios, boca y lengua enrojecidos, acompañados por una hinchazón de los párpados, así como edema (inflamación) de la garganta; ningún signo clínico de daño en los pulmones.
2. **Consecuencias medias:** exposición a concentraciones de 5000 a 10000 p.p.m. durante algunos minutos. Impacto más profundo en las vías respiratorias afectando a los bronquios y bronquiolos.
Síntomas: análogos a los mencionados anteriormente, más grave todavía; sensación de opresión, deglución difícil, a veces pérdida completa de voz. Todo ello acompañado de esputos, a veces con trazas de sangre.
Signos: angustia, aumento de los ritmos del pulso y de la respiración; hinchazón considerable de los párpados acompañados de espasmos y lágrimas. Edema moderado de la boca y de la faringe acompañada de ardor en la mucosa con manchas brillantes de color rojo oscuro sobre el epitelio. El examen pulmonar revela la constricción de las vías respiratorias, con ruidos que sugieren la presencia de agua.

3. Consecuencias graves: exposición a concentraciones superiores a 10000 p.p.m. durante algunos minutos.

Síntomas: a nivel de la faringe y de los ojos, síntomas parecidos a los señalados en el segundo grupo.

Signos: estado de choque, estado febril, ansiedad evidente, edema, pulso rápido a pesar de una circulación sanguínea limitada, cianosis y gran dificultad respiratoria; ruido generalizado a nivel del pecho que sugiere la presencia de agua.

6.2.3 Combustibilidad y explosividad

Pruebas de Laboratorio, así como el estudio de varios reportes de accidentes e incidentes que involucran el amoníaco, han probado que su explosividad es relativamente baja.

Una fase muy peligrosa cuando se trabaja con plantas utilizando amoníaco, es la soldadura en tuberías y recipientes que han estado recientemente en uso. Aunque es casi imposible a las personas mantenerse mucho tiempo en una área con presencia de amoníaco, antes de que la concentración llegue a ser peligrosa, es importante recordar que a altas concentraciones de amoníaco pueden quedar remanentes en parte de la planta abierta muy recientemente.

Antes de cualquier trabajo de reparación o soldadura, debe asegurarse de que todo el amoníaco y aceite ha sido removido del sistema. Durante los trabajos de soldadura, se debe mantener un ligero flujo de nitrógeno o de aire seco a través del sistema para remover cualquier remanente de amoníaco y sacarlo hacia el medio ambiente. La combinación de amoníaco y mercurio pueden formar una mezcla explosiva. Es importante impedir que el mercurio este en contacto con el amoníaco.

Características de la inflamabilidad del amoníaco

El amoníaco se descompone térmicamente por encima de 450°C. A muy altas concentraciones en la atmósfera, el vapor de amoníaco es inflamable.

Los límites de inflamabilidad en el aire seco a 20°C y 1.013 bar (101.3 kpa) son los siguientes:

- Límite inferior de inflamabilidad: 15% en volumen, es decir, 150,000 p.p.m (partes por millón), lo que representa 105 gr/m^3 o 9.2% en peso.
- Límite superior de inflamabilidad: 30.2 % en volumen, es decir, 302,000 p.p.m., lo que representa 215 gr/m^3 o 20.1% en peso.

Se pueden producir explosiones en los locales cerrados, aunque la inflamación sea mas difícil que en el caso de los vapores de gasolina dado que se requiere una temperatura aproximada de 630°C . El calor producido por la combustión no es suficiente para mantener la llama, por lo tanto se extinguirá en cuanto se retire la fuente de ignición. La inflamación y la explosión no se producen al aire libre.

Las siguientes precauciones son recomendadas para prevenir el riesgo de incendio o explosión en plantas con amoniaco:

- Asegurarse una buena ventilación en todo el salón de laboratorio.
- Evitar la humedad en el circuito del refrigerante.
- Checar la presión de condensación constantemente, para que el aire en el sistema pueda ser descubierto inmediatamente. Esto es particularmente importante en plantas de congelación, donde la presión de succión es menor a la presión atmosférica. Los purgadores de aires serian muy útiles y necesarios en estas aplicaciones.
- Remover gases extraños (aire y otros) tan pronto como su presencia haya sido establecida. Remover cualquier aceite para equipo de refrigeración del evaporador y trampas.
- El propósito de seguir las precauciones anteriores es la de prevenir la formación de hidrogeno en la planta operando con amoniaco.

El amoníaco es un compuesto de nitrógeno e hidrógeno. Es un gas tóxico, corrosivo, incoloro y más ligero que el aire. Tiene un olor penetrante y sabor cáustico. Es soluble en disolventes orgánicos y sobre todo en agua. El amoníaco se envasa como gas licuado en cilindros de alta presión y también en estado líquido en tanques adecuados para ello. El amoníaco tiene su uso principalmente en la producción de abonos; se utiliza también

directamente en la producción de urea, ácido nítrico, sales amónicas, y como fluido refrigerante, el cual es nuestro caso. El amoníaco es una sustancia química utilizada comúnmente en los productos de limpieza comerciales y para el hogar. En la industria, el amoníaco se utiliza en la refinación de petróleo, fabricación de productos farmacéuticos, desinfección de aguas. En la agricultura, el amoníaco se puede utilizar para el procesamiento de cosechas, en fertilizantes, o como tratamiento fungicida para los cítricos. El amoníaco se puede producir también de forma natural al descomponerse productos almacenados como el estiércol, abono orgánico u otros materiales. Su fórmula química es NH_3 , formado por una molécula de nitrógeno y tres de hidrógeno. Clasificado ASHRAE con R-717, dentro del grupo de refrigerantes naturales.

Equipos de seguridad

Ventilación de locales

Durante el funcionamiento normal de la instalación, la renovación del aire de los locales debe asegurarse por ventilación natural o mecánica para evitar el estancamiento eventual del amoníaco.

Detector de amoníaco – alarma – riesgo de explosión o de incendio

Haya o no personal presente en la planta o áreas colindantes es preciso instalar detectores de amoníaco. Estos detectores, dispuestos en lugares estratégicos, pueden indicar la presencia de este gas a concentraciones diferentes y disparar niveles de alarma distintos.

- Nivel bajo de alarma para protección de personas (toxicidad).
Activa una alarma sonora y/o luminosa y acciona una ventilación mecánica adaptada.
Este nivel bajo debe ser, en las zonas donde existe presencia permanente de personal (taller de fabricación), como máximo de 600 p.p.m. a reserva de una evacuación de personal en menos de 2 minutos. Se recomienda extender la detección a un umbral de 2000 p.p.m. para las demás zonas. El proyecto de norma europea prevé este nivel bajo de alarma a 500 p.p.m. (380 mg/m^3).
- Nivel de alarma.

Este nivel debe activar los equipos de seguridad para el sistema frigorífico. Se prevé el doble del nivel bajo de alarma (es decir 1200 p.p.m. si hay personal permanentemente, 4000 p.p.m.).

Este nivel alto de alarma regula las medidas relativas a todo el personal del establecimiento. Se advierte que:

- En las cámaras donde se almacenan productos, sin presencia humana, puede ser interesante tener detectores susceptibles de señalar concentraciones reducidas, del orden de 50 a 100 p.p.m (concentraciones en las que el amoníaco puede deteriorar los productos almacenados).
- En los locales frecuentados por un personal de explotación cualificado, el olfato detecta muy eficazmente la presencia de amoníaco a niveles muy inferiores y no tóxicos.

Solubilidad del amoníaco en agua

El Amoníaco se disuelve fácilmente en agua. El punto de congelación del agua es considerablemente menor debido al amoníaco. Esta es la razón por la que no hay formación de hielo en el interior del sistema a las temperaturas de evaporación más comunes (hasta menos 50°C). Pero es importante mantener en lo mayor posible, al sistema de amoníaco libre de humedad. El punto de congelación del amoníaco es -77.9°C . Pero esta temperatura puede llegar a ser menor proporcionalmente a la cantidad de agua disuelta en el amoníaco.

Conclusiones

- Un ciclo de absorción operado por energía solar es técnicamente factible modificando convencionalmente el ciclo, en lo que se refiere a las temperaturas de operación especialmente en el generador, con el objetivo de utilizar colectores solares de placa plana como fuente de calor.
- El mejor método de cálculo para el diseño de todos los elementos es aquel que utilizando las ecuaciones de transferencia de calor logra determinar la cantidad de tubos necesaria así como también su longitud, las cuales son las principales propiedades en el diseño final de cada elemento.
- Por medio del método de la temperatura media logarítmica se calculó el área total de intercambio de calor, con la determinación de las propiedades físicas propias de cada uno de los elementos se establecieron las cantidades de calor y del coeficiente global de transferencia de calor.
- Al modificar el número de Reynolds se puede apreciar una notable incidencia en algunos parámetros del diseño en los diferentes componentes del sistema, ya que si éste aumenta se incrementa el número de tubos, pero a su vez disminuye su longitud. Por dicha razón es conveniente establecer un valor óptimo que permita un buen equilibrio entre economía y eficiencia.
- En el cálculo del coeficiente de convección en el exterior de los tubos al aumentar la T_e aumenta el área total de transferencia de calor, lo cual a su vez conlleva a un incremento en la longitud de los tubos.
- La diferencia de temperatura del agua de enfriamiento influye en el área de los tubos, ya que si la primera aumenta la segunda disminuye. Provocando una disminución en el número de tubos y un aumento en la longitud de los mismos.
- En el diseño del absorbedor, generador e intercambiador de calor se tuvieron que utilizar correlaciones para la determinación de algunas propiedades físicas ya que la sustancia de trabajo es una solución de amoníaco-agua. Dichas correlaciones no dejan de reflejar cierta incertidumbre en los resultados del diseño de los elementos mencionados.

Recomendaciones

- **Sistemas de absorción basados en mezclas NH₃-H₂O-hidróxidos.** La adición de hidróxidos a la mezcla NH₃-H₂O permite reducir la temperatura de activación de los sistemas de refrigeración por absorción posibilitando el empleo de fuentes de calor como la energía solar térmica a baja temperatura que difícilmente puede emplearse con dicha mezcla para temperaturas de evaporación relativamente bajas.
- **Inclusión de Dicromato de Potasio.** Según el diseño presentado, se utiliza acero al carbón para evitar la corrosión con el uso de amoníaco. Sin embargo es aconsejable adicionar inhibidor del tipo dicromato de potasio, el cual se disuelve en el agua que absorberá el amoníaco. De esa manera se evita aún más una posible corrosión en el material, alargando así la vida útil del sistema.
- **Prácticas de Laboratorio.** Para completar el proyecto en su intención didáctica, será necesario diseñar una guía de laboratorio de acuerdo a las especificaciones finales del equipo y tomando en cuenta el tiempo de trabajo según las horas de laboratorio.
- Se recomienda adquirir un detector de amoníaco, que permita monitorear fugas de dicho refrigerante, el cual posea un rango mínimo de detección de 100 ppm de NH₃.

Bibliografía y Referencias

Bibliografía.

1. “Principios y sistemas de refrigeración”
Autor: Edwar Pita
Editorial Limusa, primera edición 1992.
2. “Principios de los procesos químicos”, tomo II
Autor: Ragatz R.A. Watson
Editorial Reverte, 2005
3. “Transferencia de Calor”
Autor: Yunus, Cengel
Editorial McGraw Hill, segunda edición
4. “Introducción a la termodinámica con algunas aplicaciones de ingeniería”
Autor: Jorge A. Rodríguez
5. “Transferencia de calor”
Autor: J.P Holman
Editorial McGraw Hill, octava edición, 1999
6. “Procesos de transferencia de calor”
Autor: Donald Q. Kern
Editorial Continental, trigésima primera reimpresión, 1999
7. “Transferencia de calor”
Autor: Keith Cornwell
Editorial Limusa, 1981
8. “Properties of gases and liquids”
Autores: Bruce E. Poling, John M. Prausnitz, John P. O’Connell
Editorial McGraw Hill, quinta edición 2004
9. “Industrial Refrigeration Handbook”
Autor: Stoecker, W.F
Editorial McGraw Hill, 1998
10. “Manual del ingeniero químico”
Autor: Perry Robert H.
Editorial McGraw Hill, sexta edición, Volumen 2, 1994
11. “Prontuario del Frio”
Autor: P. Rapin
Editorial Reverté, tercera edición 2002
12. El amoniaco como refrigerante
Autor: Instituto Internacional del frio

Editorial Mundi prensa libre, primera edición 2000

13. Manual de aire acondicionado (Handbook of air conditioning system desing)
Autor: Carrier Air Conditioning Company
14. Mecánica de los Fluidos
Autor: Víctor L. Streeter
McGraw-HILL
15. Dibujo técnico mecánico
Straneo, S.L. y Consorti, R.
Ed. Montaner y Simón, 1969.
16. Fundamentos de Dibujo en Ingeniería
Luzadder, W. J. y Duff, J. M. 11ª Ed.
Prentice-Hall
17. Manual de refrigeración y aire acondicionado
Autor: Miguel Chávez Paz
18. Principios de termodinámica para ingenieros
John R. Howell
Richard O Buckius
McGraw-HILL
19. Principios de refrigeración
Roy J. Dossat

Referencias.

Tesis

1. Propuesta de una planta para el tratamiento de aguas residuales
Autores: Angel Cerón y Edgar Augusto
2. Introducción a los métodos de producción de frío.
Isaac Pilatowsky y Roberto Best
Centro de Investigación de Energía, Universidad Autónoma de México.
3. Diseño de un sistema de aire acondicionamiento utilizando energía solar
Autores: Mario Rigoberto Martínez Chávez y David Ernesto Zometa

Sitios Web.

4. Mantenimiento adecuado de sistemas de refrigeración.
<http://www.engormix.com>
5. INACAP (Instituto Nacional de Capacitación Profesional)
www.inacap.cl
www.scribd.com
6. Agofer
<http://www.agofer.com>
7. INVAD
www.invap.net
8. Dobladoras de tubos Grupo Disma-Mex
www.dismamex.com.mx
9. Paramount Roll & Forming INC.
www.paramount-acero.com
10. Grupo Frigorífico de Absorción calentado eléctrico.
www.gunt.de
11. Cussons Technology
<http://www.cussons.co.uk>
12. Encuentro Iberoamericano de Refrigeración y Aire Acondicionado Solar
<http://www.riraas.net>
13. Amoniaco
<http://es.wikipedia.org/wiki/Amoniaco>
14. Termodinámica Aplicada, Refrigeración
<http://www.iq.uva.es>
15. Manual de sistemas y materiales de soldadura
<http://www.scribd.com>
16. Diseño y Cálculo Mecánico de intercambiadores de Calor Tubulares
<http://www.scribd.com>
17. www.danfoss.es
18. www.aguamarket.com
19. www.refrimarket.com

ANEXOS

Anexo 1. Simulación por Ordenador ChemCad.

Todas las simulaciones que se pueden crear en CHEMCAD son de tipos muy variados, sin embargo todas siguen los mismos procedimientos básicos:

- Iniciar una nueva simulación.
- Seleccionar las unidades de ingeniería para la simulación.
- Crear el diagrama de flujo con las apropiadas corrientes.
- Seleccionar componentes químicos a usarse.
- Seleccionar los valores K y las opciones del proceso.
- Definir las corrientes de alimentación del proceso.
- Ingresar las especificaciones para las unidades (equipo) de operación.
- Correr la simulación.
- Revisar los resultados de simulación.

1. Iniciando Simulación

Lance el CHEMCAD y escoge **File > Save As**. Del menú principal, seleccione un nombre y guarde el archivo.

2. Seleccionando Unidades de Ingeniería

Para especificar las unidades sobre las cuales se va a trabajar vaya al menú principal y elija: **Format > Engineering Units**. El cual mostrará un cuadro de diálogo, que dará la posibilidad de cambiar a antojo las unidades sobre las cuales se realizarán los cálculos durante el diseño de la simulación. La mayoría de opciones en este cuadro de diálogo están ubicadas en la pestaña **Units selection** pero también puede hacer clic en la segunda pestaña llamada **Options and referents** para más opciones.

Para aplicar los cambios realizados, hacer clic en el Botón OK, el cual lo regresará a la ventana principal (ver figura A1.1).



Figura A1.1 Selección del sistema de unidades

3. Creación del diagrama de flujo con las apropiadas corrientes

Para crear el diagrama de simulación, será necesario colocar los equipos específicos y adecuados que intervendrán en el proceso, todos estos equipos se conectaran entre si por medio de corrientes, que posteriormente se colocaran.

Añadiendo unidades de operación.

Para añadir unidades de operación al diagrama se debe seguir los siguientes pasos:

- 1.-En la Paleta donde se muestran todas las unidades de operación buscar la UnitOp que desea incorporar y haga clic cuando lo ubique sobre el icono para seleccionarlo.
- 2.-Localizar en algún punto sobre la ventana principal de dibujo de CHEMCAD y para colocar el equipo en esa posición hacer clic.
- 3.- Finalmente para des seleccionar el equipo actual hacer clic con el botón derecho del ratón, y proseguir a seleccionar los demás equipos que se requieran para el proceso.

Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico

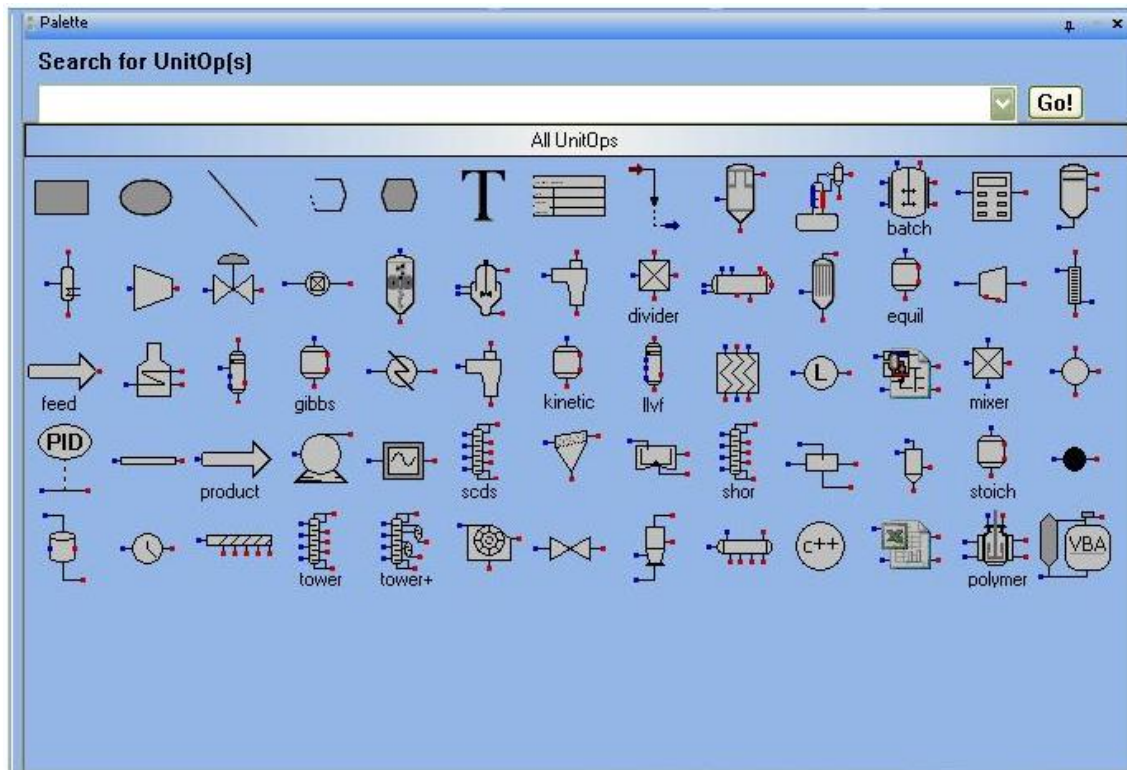


Figura A1.2 paleta para selección de equipos.

La siguiente figura muestra el circuito completo luego de aplicar el procedimiento indicado en el paso cuatro, además se esquematiza las líneas de conexión.

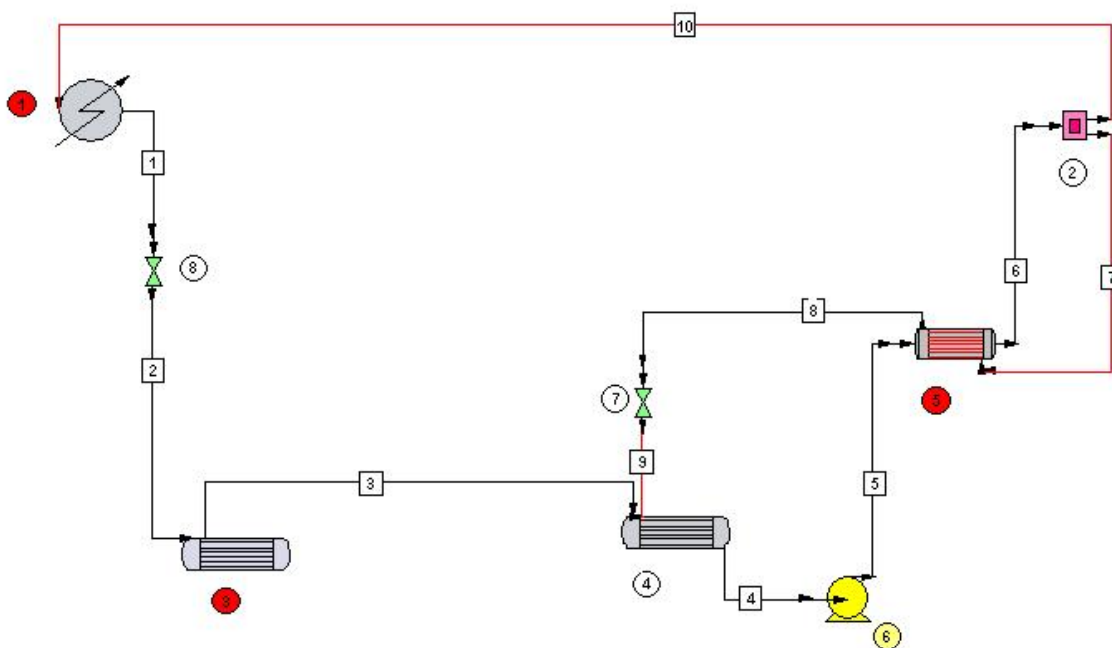


Figura A1.3 circuito de refrigeración amoníaco-agua.

4. Seleccionando Componentes Químicos

Cuando se esté listo para agregar y seleccionar los compuestos químicos vaya al menú **Thermophysical > Select Components** el cual abrirá una ventana de dialogo de selección de componentes:

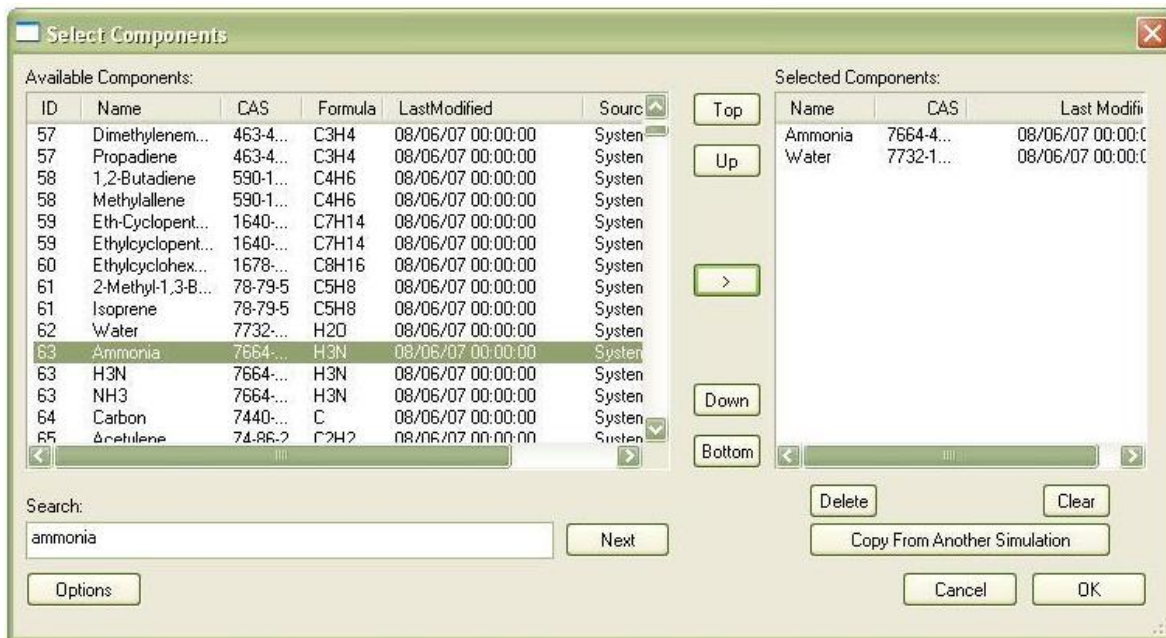


Figura A 1.4 Selección de componentes químicos

5. Seleccionar los valores K y las opciones del proceso.

Usando el Thermodynamics Wizard (Con Asistencia)

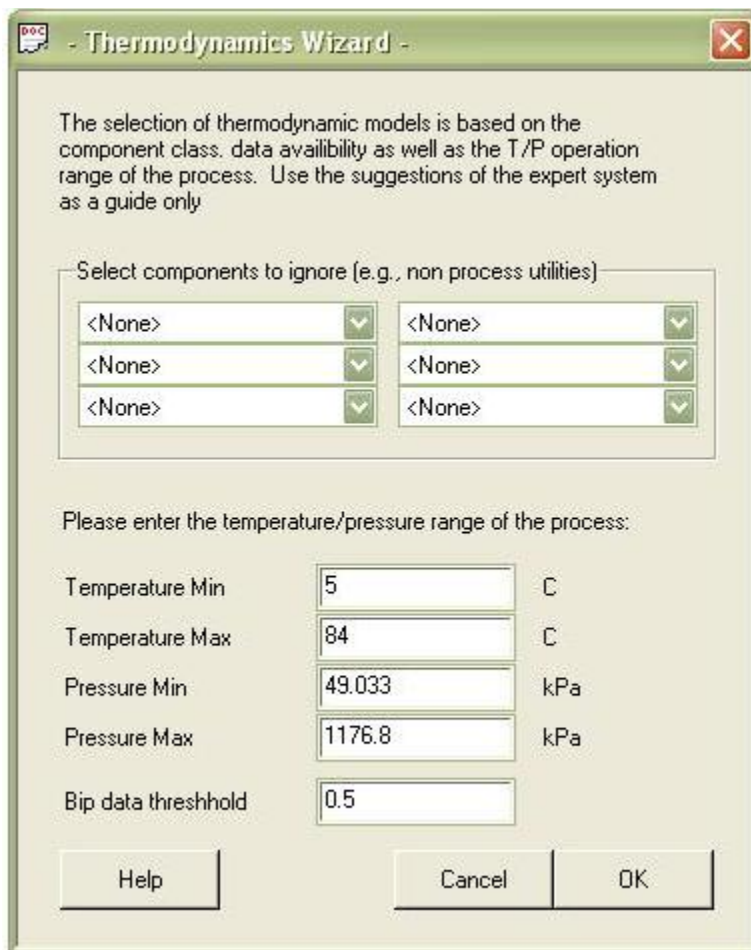


Figura A1.5 Asistente para propiedades termodinámicas de Wizard

En el campo **Global K Value Option** se selecciona el método con el que se procederá a realizar los cálculos del sistema (ver figura A1.6)

Haciendo clic en la etiqueta **Enthalpy Models** se selecciona el modelo más apropiado para el sistema (SRK), en el campo **Global Enthalpy Option** se escoge más opciones de acuerdo al proceso, ubicados en esta misma etiqueta.

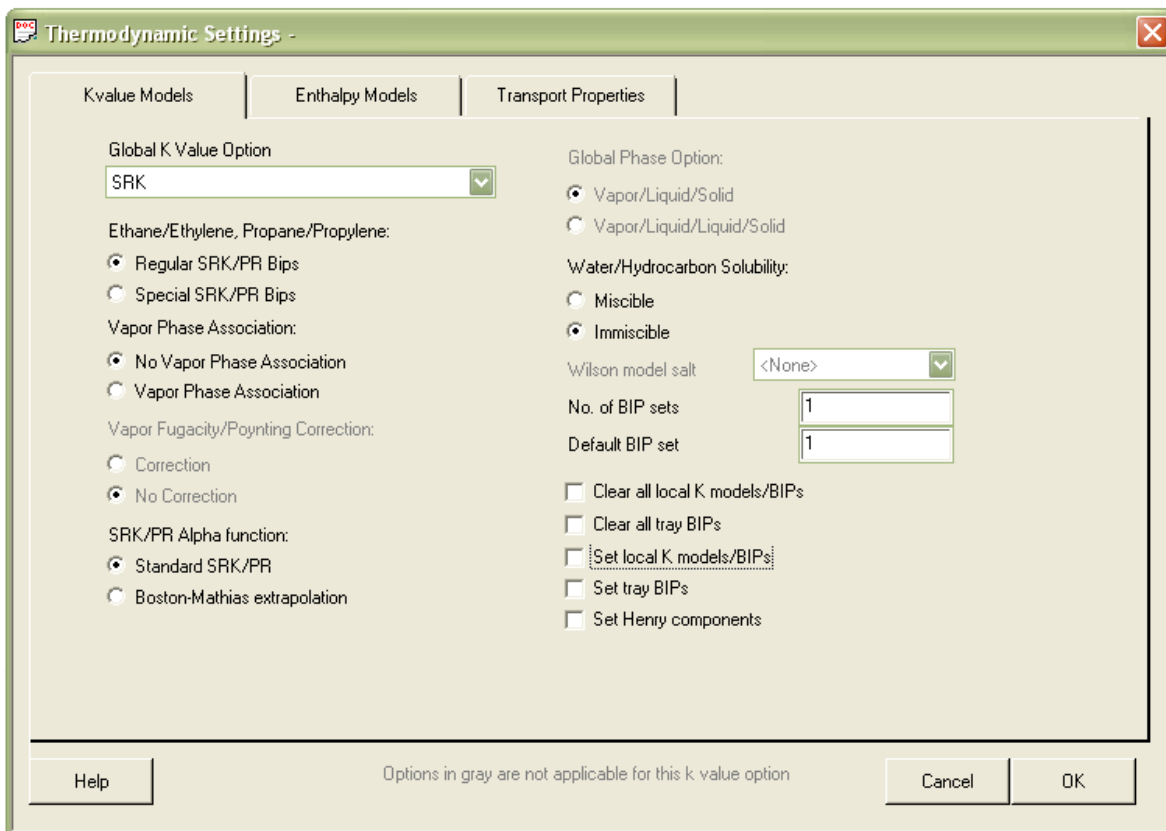


Figura A1.5 Selección de valores de K y entalpías

6. Definiendo corrientes de alimentación del proceso

Se debe especificar exactamente dos de estas tres variables:

Temp (°C)

Pres (Kpa)

Vapor Fracción

CHEMCAD se encargara de calcular la tercera variable así como las propiedades termodinámicas y la entalpía basada en las dos variables especificadas con el método que previamente se selecciono.

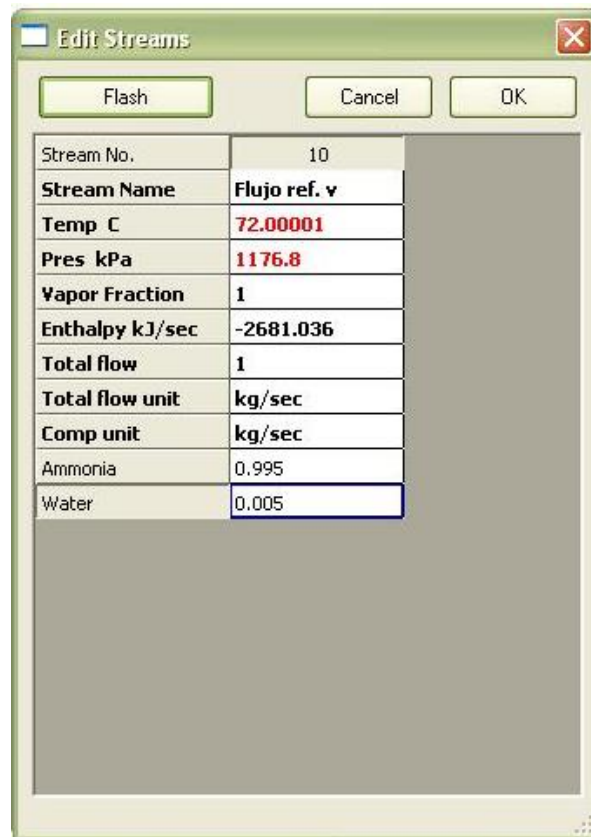


Figura A1.6 Especificación y calculo de propiedades en corrientes

7. Ingreso de especificaciones para las unidades (equipo) de operación

Una vez especificada las propiedades de las corrientes necesarias para el proceso, el siguiente paso es especificar los parámetros en que operaran los equipos del sistema en diseño, se puede especificar estos parámetros usando uno de los siguientes métodos.

- Haciendo doble clic sobre el icono del equipo.
- Hacer clic en el icono y luego ir al menú principal para elegir **Specifications > Edit UnitOps > Select UnitOps**.
- Del menú contextual elegir la opción **Edit UnitOp Data**

Simple Heat Exchanger (HTXR) - ID: 3

Specifications Utility Rating Cost Estimations

For rating case, enter the following (Design spec will be ignored)

T2 in: 5.00001 C
 T2 Out: 5.00001 C
 Overall U: 1125 W/m2-K
 Area/shell: 0.00173 m2
 Shells in Series:
 No. of SS Passes:
 No. of TS Passes:

To calculate utility flow, specify: Include holdup in dynamic calculation
 Utility Heat Value: J/kg Holdup: m3

Rating mode recommended only for cases where there is no evaporation or condensing.
 For more comprehensive heat exchanger design and rating, please use our CC-Therm program.

Help Cancel OK

Figura A1.7 Ingreso de datos para el evaporador

8. Corriendo simulación

Stream No.	1	2	3	4	5
Name					
- - Overall - -					
Molar flow kmol/sec	0.0584	0.0584	0.0584	0.0584	0.0584
Mass flow kg/sec	0.9950	0.9950	0.9950	0.9950	0.9950
Temp C	30.0000	5.0000	4.9994	30.0000	47.9876
Pres kPa	1176.8000	49.0330	49.0330	49.0330	1176.8000
Vapor mole fraction	0.0000	1.000	1.000	1.000	1.000
Enth kJ/sec	-3901.9	-2724.5	-2722.8	-2672.7	-2670.1
Tc C	132.5000	132.5000	132.5000	132.5000	132.5000
Pc kPa	11278.4833	11278.4833	11278.4833	11278.4833	11278.4833
Actual dens kg/m3	594.0779	0.3628	0.3628	0.3326	8.1515
Actual vol m3/h	6.0295	9872.0341	9872.0137	10770.4062	439.4274
Std liq m3/h	5.7877	5.7877	5.7877	5.7877	5.7877
Std vap O C m3/h	4714.0913	4714.0913	4714.0913	4714.0913	4714.0913

Tabla A1.1 Resultado de propiedades en corrientes 1 a la 5

Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico

Stream No.	6	7	8	9	10
Name					
- - Overall - -					
Molar flow kmol/sec	0.0117	0.0107	0.0107	0.0107	0.0584
Mass flow kg/sec	0.2000	0.1830	0.1830	0.1830	0.9950
Temp C	78.0000	84.0000	34.0000	34.0000	72.0000
Pres kPa	1176.8000	1176.8000	49.0330	49.0330	1176.8000
Vapor mole fraction	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
Enth kJ/sec	-522.68	-475.68	-490.01	-490.01	-2614.3
Tc C	132.5000	132.5000	132.5000	132.5000	132.5000
Pc kPa	11278.4833	11278.4833	11278.4833	11278.4833	11278.4833
Actual dens kg/m3	7.2969	7.1500	0.3282	0.3282	7.4510
Actual vol m3/h	98.6716	92.1398	2007.3032	2007.3032	480.7438
Std liq m3/h	1.1634	1.0645	1.0645	1.0645	5.7877
Std vap 0 C m3/h	947.5559	867.0137	867.0137	867.0137	4714.0913

Tabla A1.2 Resultado de propiedades en corrientes 6 a la 10

Pump (PUMP) -

Specifications | Cost Estimation

ID: 6

Pump operating mode On Off

Mode: Specify pressure increase

Pressure increase: 1127.77 kPa

Efficiency: 0.75

Performance curve calc option: Fixed flowrate, calc Pout

Calculated results:

NPSH(available): [] m

Calculated power: 2.52028 kW

Calculated Pout: 1176.8 kPa

Head: 193.578 m

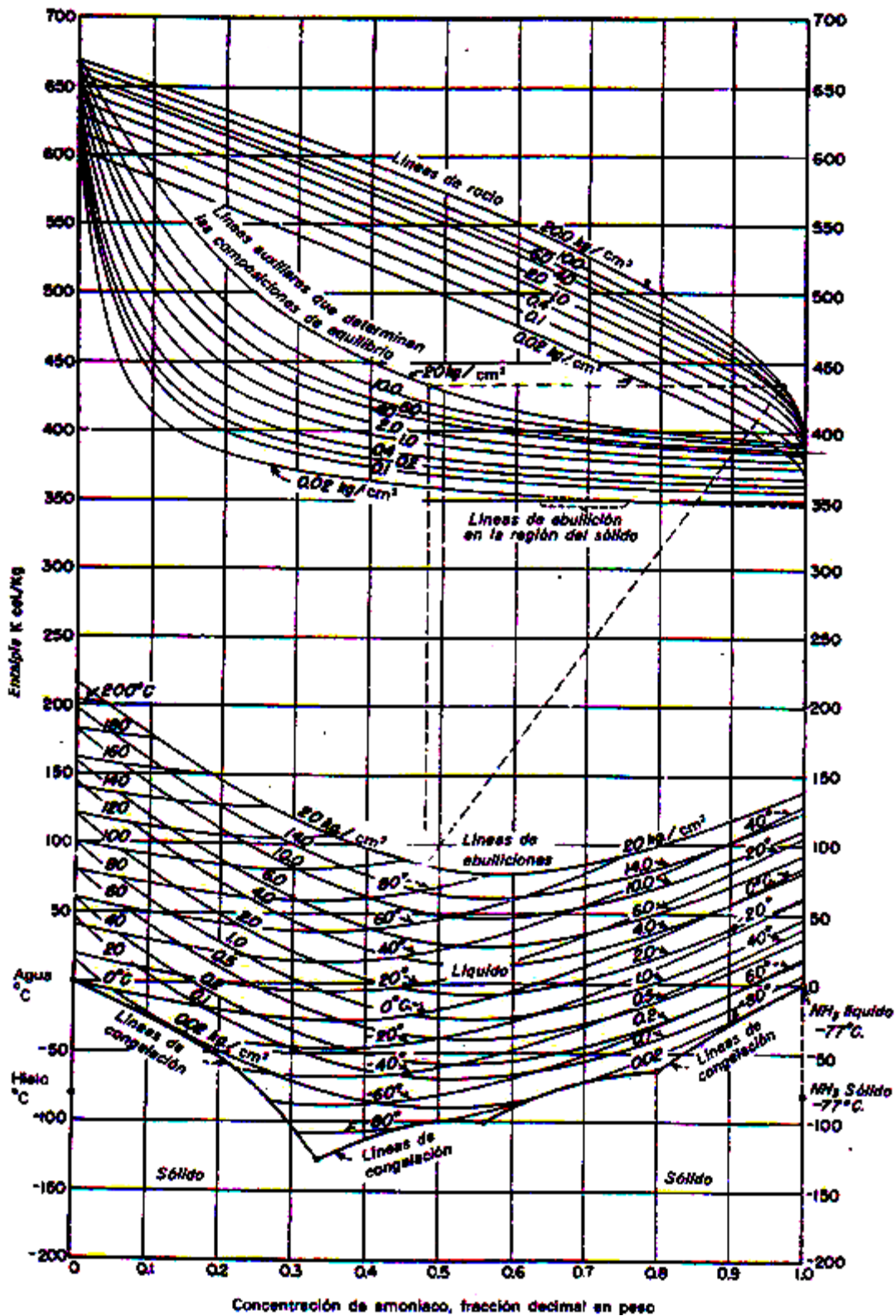
Vol. flow rate: 6.02951 m3/h

Calculate NPSHa (assumes detailed piping is specified in the flowsheet)

Help | Cancel | OK

Figura A1.8 Resultado de cálculos en bomba

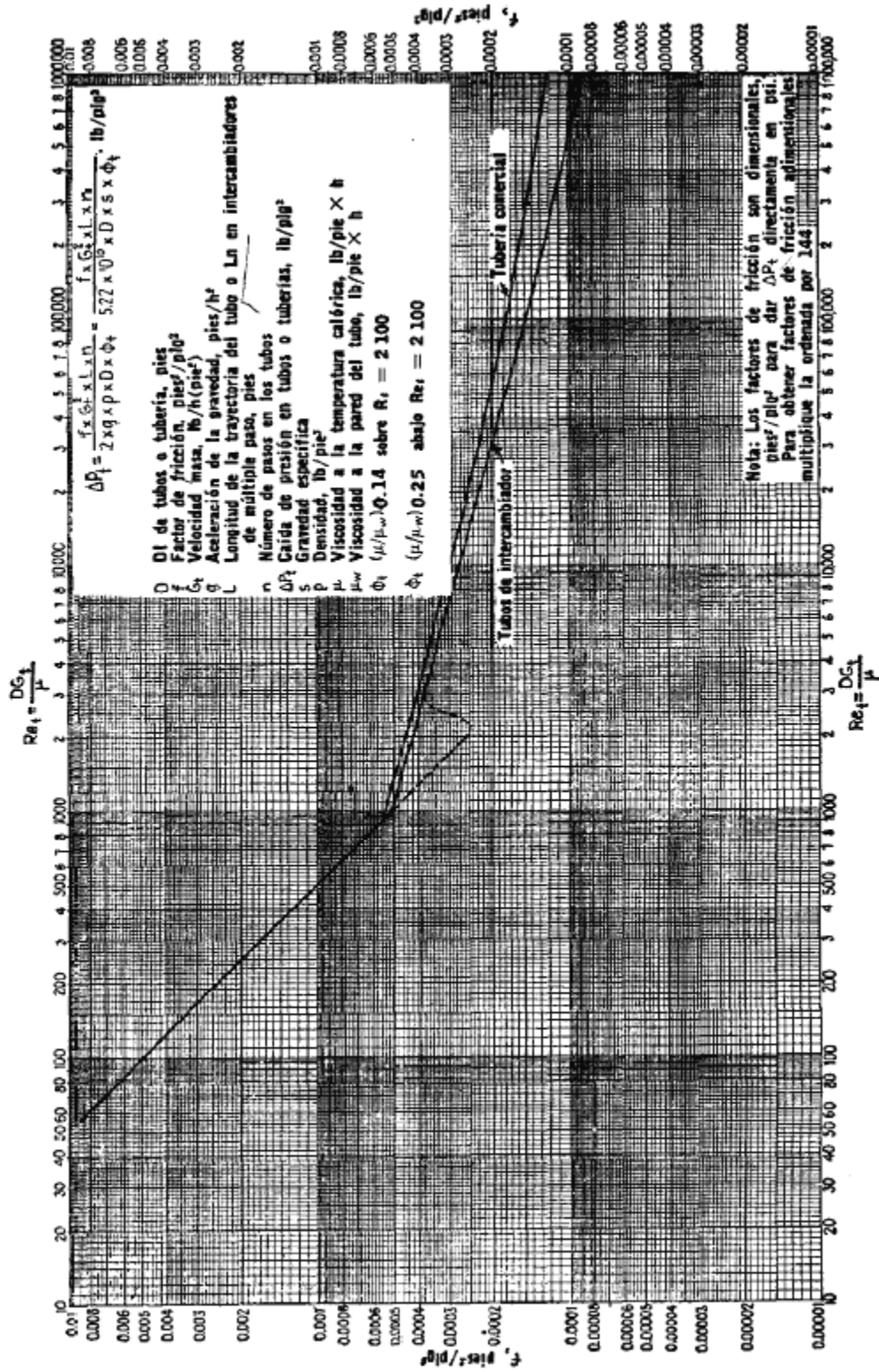
Anexo 2. Diagrama de Equilibrio Amoniaco-Agua



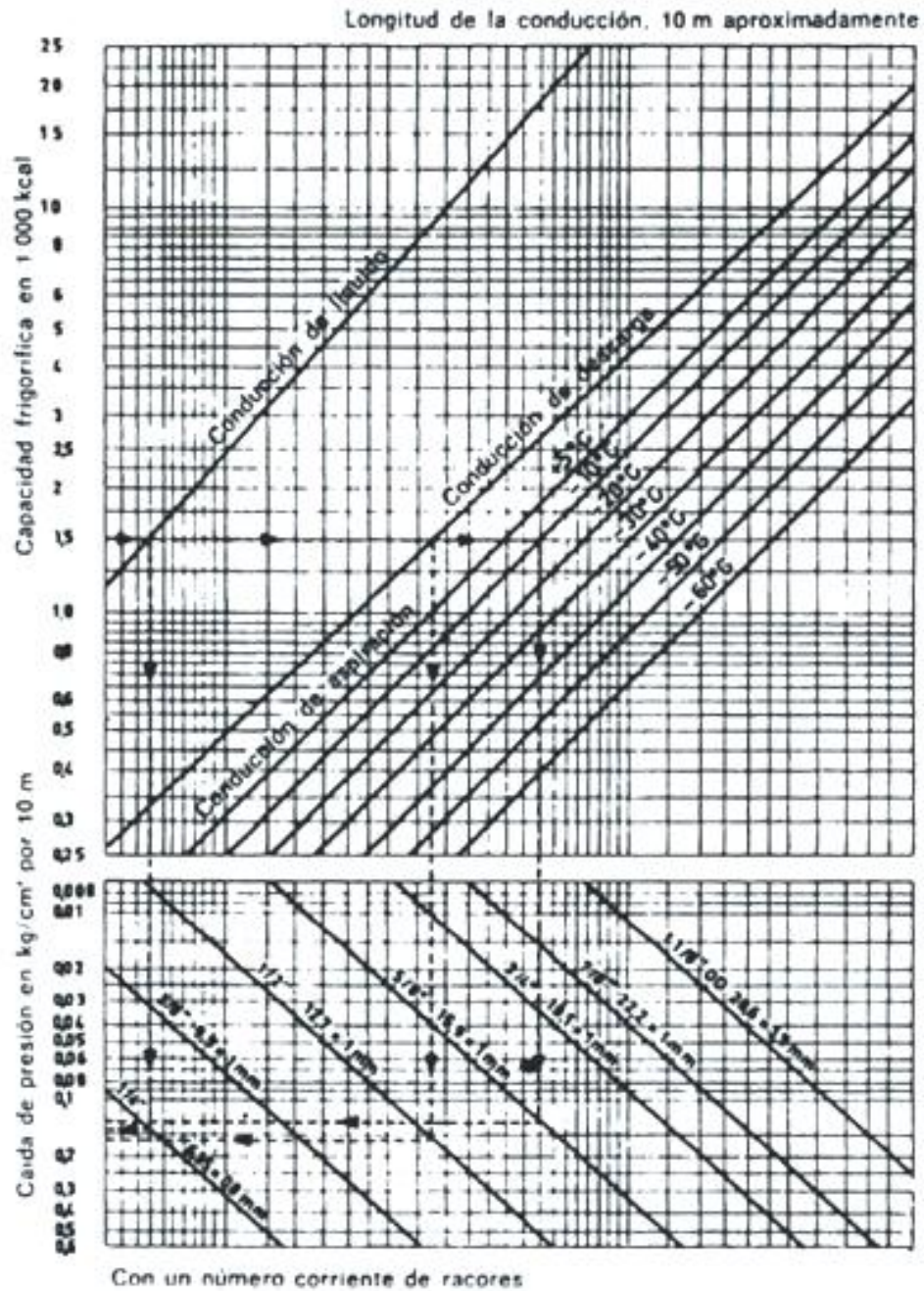
Anexo 3. Tabla de ganancia térmica

Aislamiento ¹²	Diferencia de temperatura en °F (temperatura ambiente-temperatura de almacenamiento)																						
	1	10	20	30	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	
Espesor, en pulgadas	Factor K ^c																						
1	0.30	7.2	72	144	216	288	324																
0.25	6.0	60	120	180	240	270	300	330															
0.20	4.8	48	96	144	192	216	240	264	288	312													
0.16	3.84	38	77	115	154	173	192	211	230	250	269	288	307										
0.14	3.36	34	67	101	134	151	168	185	202	218	235	252	269	286	302								
2	0.30	3.6	36	72	108	144	162	180	198	216	234	252	270	288	306								
0.25	3.0	30	60	90	120	135	150	165	180	195	210	225	240	255	270	285	300						
0.20	2.4	24	48	72	96	108	120	132	144	156	168	180	192	204	216	228	240	252	264	276	288	300	
0.16	1.92	19	38	58	77	86	96	106	115	125	134	144	154	163	173	182	192	202	211	221	230	240	
0.14	1.68	17	34	51	67	76	84	92	101	109	118	126	134	143	151	160	168	176	185	193	202	210	
3	0.30	2.4	24	48	72	96	108	120	132	144	156	168	180	192	204	216	228	240	252	264	276	288	300
0.25	2.0	20	40	60	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	
0.20	1.6	16	32	48	64	72	80	88	96	104	112	120	128	136	144	152	160	168	176	184	192	200	
0.16	1.28	13	26	38	51	58	64	70	77	83	90	96	102	109	115	122	128	134	141	147	154	160	
0.14	1.13	11	23	34	45	50	56	62	67	73	78	84	90	95	101	106	112	118	123	129	134	140	
4	0.30	1.8	18	36	54	72	81	90	99	108	117	126	135	144	153	162	171	180	189	198	207	216	225
0.25	1.5	15	30	45	60	68	75	83	90	98	105	113	120	128	135	143	150	158	165	173	180	188	
0.20	1.2	12	24	36	48	54	60	66	72	78	84	90	96	102	108	114	120	126	132	138	144	150	
0.16	0.96	10	19	29	38	43	48	53	58	62	68	72	77	82	87	91	96	101	106	111	115	120	
0.14	0.84	9	17	25	34	38	42	46	50	55	59	63	68	71	75	80	84	88	92	97	101	105	
5	0.30	1.44	14	29	42	58	65	72	79	87	94	101	108	115	122	130	137	144	151	159	166	172	180
0.25	1.2	12	24	36	48	54	60	66	72	78	84	90	96	102	108	114	120	126	132	138	144	150	
0.20	0.96	10	19	29	38	43	48	53	58	62	67	72	77	82	86	91	96	101	106	110	115	120	
0.16	0.76	8	15	23	31	35	38	42	46	50	54	58	61	65	69	73	77	81	84	88	92	96	
0.14	0.67	7	13	20*	27	30	34	37	40	44	47	50	54	57	60	64	67	71	74	77	81	84	
6	0.30	1.2	12	24	36	48	54	60	66	72	78	84	90	96	102	108	114	120	126	132	138	144	160
0.25	1.0	10	20	30	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	
0.20	0.8	8	16	24	32	36	40	44	48	52	56	60	64	68	72	76	80	84	88	92	96	100	
0.16	0.64	6	13	19	26	29	32	35	38	42	45	48	51	54	58	61	64	67	70	74	77	80	
0.14	0.56	6	11	17	22	25	28	31	34	36	39	42	45	48	50	53	56	59	62	64	67	70	
7	0.30	1.02	10	20	30	41	46	52	57	62	67	72	77	82	88	93	98	103	108	113	118	124	129
0.25	0.85	9	17	26	34	39	43	47	51	56	60	64	68	73	77	81	86	90	94	99	103	107	
0.20	0.68	7	14	21	27	31	34	38	41	45	48	51	55	58	62	65	69	72	75	79	82	86	
8	0.30	0.90	9	18	27	36	41	45	50	54	59	63	68	72	77	81	86	90	95	99	104	108	113
0.25	0.75	8	15	23	30	34	38	41	45	49	53	56	60	64	68	71	75	79	83	86	90	94	
0.20	0.60	6	12	18	24	27	30	33	36	39	42	45	48	51	54	57	60	63	66	69	72	75	
9	0.30	0.80	8	16	24	32	36	40	44	48	52	56	60	64	68	72	76	80	84	88	92	96	100
0.25	0.67	7	13	20	27	30	34	37	40	44	47	50	54	57	60	64	67	70	74	77	80	84	
10	0.30	0.72	7	14	21	29	32	36	40	43	47	50	54	58	61	65	68	72	76	79	83	86	90
0.25	0.60	6	12	18	24	27	30	33	36	39	42	45	48	51	54	57	60	63	66	69	72	75	
11	0.30	0.65	6.5	13	19	26	30	33	36	40	43	46	50	53	56	60	63	66	69	73	76	79	82
0.25	0.55	5.5	11	17	22	25	28	30	33	36	39	41	44	47	50	52	55	58	61	63	66	69	
12	0.30	0.60	6	12	18	24	27	30	33	36	39	42	45	48	51	54	57	60	63	66	69	72	75
0.25	0.50	5	10	15	20	23	25	28	30	33	35	38	40	43	45	48	50	53	55	58	60	63	
Vidrio sencillo	27	27	54	81	108	122	135	149	162														
Vidrio doble	11	11	22	33	44	50	56	61	66	71	77	82	88	93	99	105	110	116	121	127	132	137	
Vidrio triple	7	7	14	21	28	32	35	39	42	45	49	52	56	59	63	66	70	74	77	81	84	87	
Área del piso menor de 144 pie ²	6	60	120	180	240	270																	
Área de ^o piso mayor de 144 pie ²	4.5	45	90	135	180	203	I																

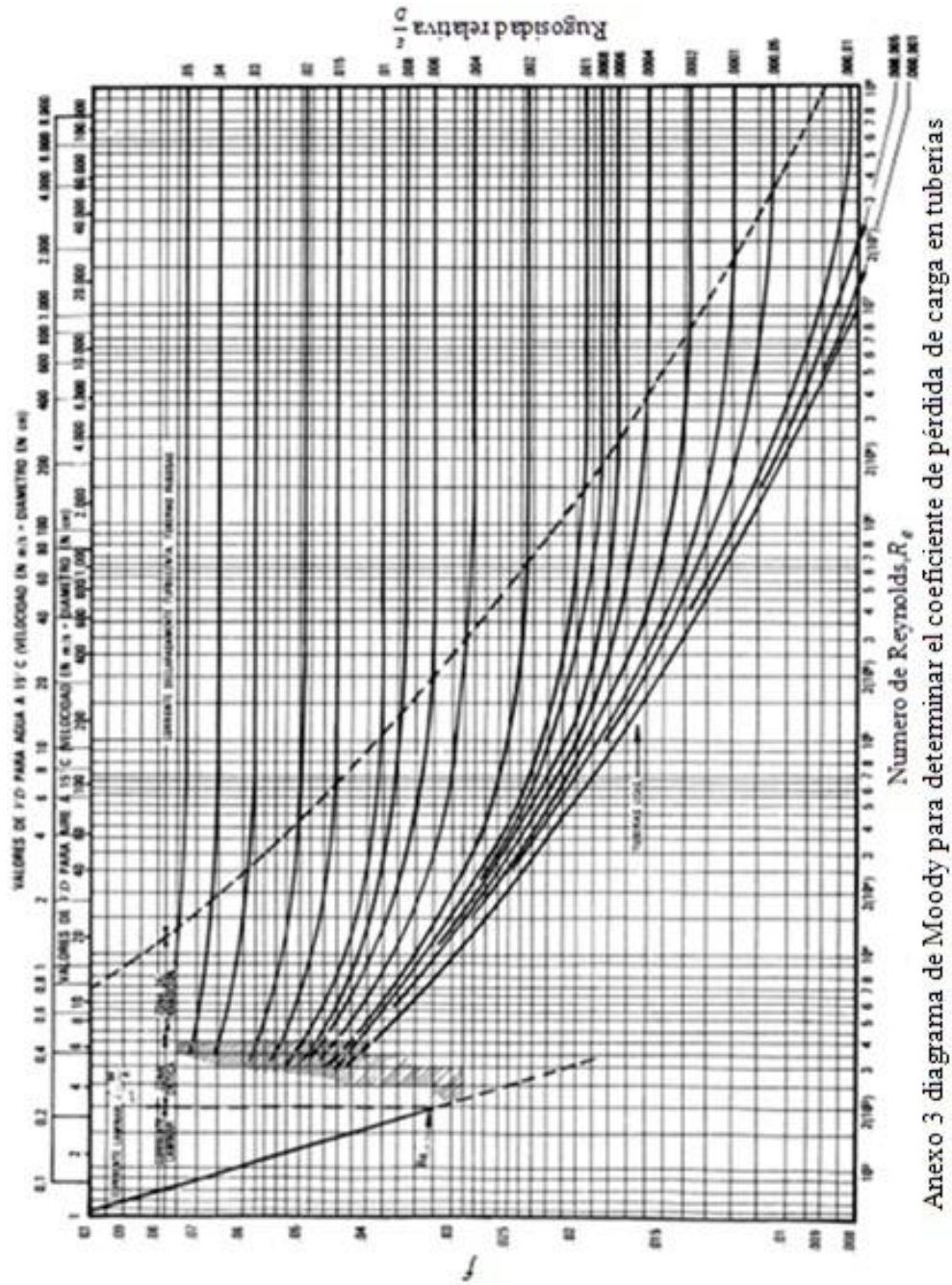
Anexo 4. Factores de fricción para el lado del tubo



Anexo 5. Gráfica para determinar diámetro de tuberías



Anexo 6. Diagrama de Moody, determina el coeficiente de pérdida de carga en tubos.

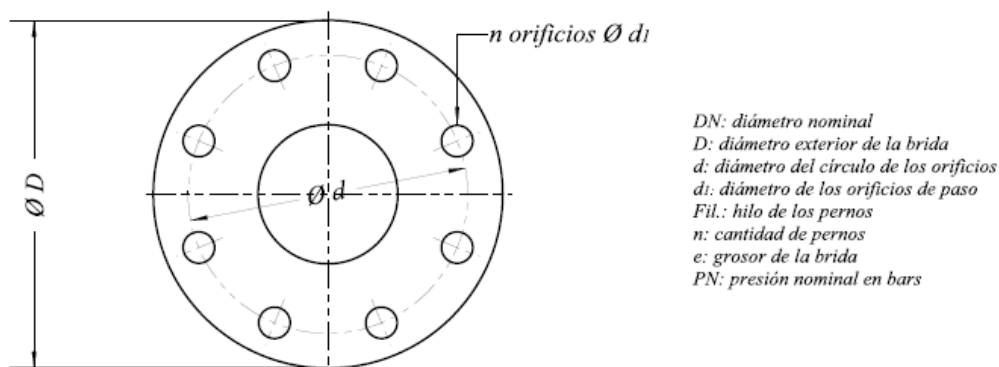


Anexo 3 diagrama de Moody para determinar el coeficiente de pérdida de carga en tuberías

Anexo 7. Constantes empíricas para la estimación de diámetro del haz de tubos

Al tresbolillo o triangular, $P = 1.25d$					
$\frac{t}{o}$	1	2	4	6	8
Nº pasos por los tubos					
K_l	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
c_1	2.142	2.207	2.285	5.499	2.675
Cuadrada, $P = 1.25d$					
$\frac{t}{o}$	1	2	4	6	8
Nº pasos por los tubos					
K_l	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
c_1	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

Anexo 8. Dimensiones de bridas redondas para tuberías de uso general



*DN: diámetro nominal
 D: diámetro exterior de la brida
 d: diámetro del círculo de los orificios
 di: diámetro de los orificios de paso
 Fil.: hilo de los pernos
 n: cantidad de pernos
 e: grosor de la brida
 PN: presión nominal en bars*

*Equivalencias : Normas francesas NF E 29-201 et NF E 29-203
 Norma alemana DIN 2501
 Norma americana : ANSI B 16-5
 Norma internacional : ISO 2084*

Diámetro nominal DN (mm)	PN 16 (Normalización ISO) (dimensiones en mm)						ASA 150 lbs - ISO PN 20 (dimensiones en mm)					
	D	d	d _i	Fil.	n	e	D	d	d _i	Fil.	n	e
15	95	65	14	M12	4	14	88,9	60,3	15,9	M14	4	11,2
20	105	75	14	M12	4	16	98,4	69,8	15,9	M14	4	12,7
25	115	85	14	M12	4	16	108,0	79,4	15,9	M14	4	14,3
32	140	100	18	M16	4	16	117,5	88,9	15,9	M14	4	15,9
40	150	110	18	M16	4	16	127,0	98,4	15,9	M14	4	17,5
50	165	125	18	M16	4	18	152,4	120,6	19,0	M16	4	19,1
65	185	145	18	M16	4	18	177,8	139,7	19,0	M16	4	22,3
80	200	160	18	M16	8	20	190,5	152,4	19,0	M16	4	23,9
100	220	180	18	M16	8	20	228,6	190,5	19,0	M16	8	23,9
125	250	210	18	M16	8	22	254,0	215,9	22,2	M20	8	23,9
150	285	240	22	M20	8	22	279,4	241,3	22,2	M20	8	25,4
175	315	270	22	M20	8	24						
200	340	295	22	M20	12	24	342,9	298,4	22,2	M20	8	28,6
225	370	325	22	M20	12	24						
250	405	355	26	M24	12	26	406,4	362,0	25,4	M24	12	30,2
300	460	410	26	M24	12	28	482,6	431,8	25,4	M24	12	31,8
350	520	470	26	M24	16	30	533,4	476,2	28,6	M27	12	34,9
400	580	525	30	M27	16	32	596,9	539,8	28,6	M27	16	36,5
450	640	585	30	M27	20	32	635,0	577,8	31,8	M30	16	39,7
500	715	650	33	M30	20	34	698,5	635,0	31,8	M30	20	42,9

Anexo 9. Planos Constructivos.