

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



**“PROPUESTA DE DISEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN A
BASE DE AMONIACO-AGUA PARA USO ACADÉMICO”**

PRESENTADO POR:

CARLOS ALFREDO LARA BUSTILLO

PARA OPTAR AL TITULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

CIUDAD UNIVERSITARIA, AGOSTO DE 2021

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

RECTOR:

M.Sc. ROGER ARMANDO ARIAS ALVARADO

SECRETARIO GENERAL:

ING. JULIO ALBERTO PORTILLO

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

DECANO:

DR. EDGARD ARMANDO PEÑA FIGUEROA

SECRETARIO:

ING. RIGOBERTO VELÁSQUEZ PAZ

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DIRECTOR:

ING. FRANCISCO ALFREDO DE LEÓN TORRES

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:

**PROPUESTA DE DISEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR
ABSORCIÓN A BASE DE AMONIACO-AGUA PARA USO ACADÉMICO**

Presentado por:

CARLOS ALFREDO LARA BUSTILLO

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docentes Asesores:

ING. ALBERTO ANTONIO ROSA LUE

ING. FRANCISCO ALFREDO DE LEÓN TORRES

San Salvador, agosto de 2021

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docentes Asesores:

ING. ALBERTO ANTONIO ROSA LUE

ING. FRANCISCO ALFREDO DE LEÓN TORRES

AGRADECIMIENTOS

- A él Creador

Por la dicha de seguir viviendo, por seguir levantándome y avanzando tras cada tropiezo, sin importar qué, dónde y cuándo.

A mi Familia

A mi madre Dora Bustillo Isidro y mi padre Nicolas Alberto Lara M. que siempre han creído en mí y han sido el mejor ejemplo de valor, esfuerzo y tenacidad, agradezco el tiempo y la paciencia que han tenido para inculcarme buenos hábitos y valores para hacer de mí una mejor personal y profesional. Gracias por su apoyo incondicional.

A mis 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

A mis amigos, especialmente a El Cartel de Los Sapos y el Ingeniero Sandía, quienes fueron el mejor grupo de estudio que pude haber tenido. Agradezco a la ASEIM y a los ingeni-hebrios de la misma organización (Menos Alfredo, porque él nos quitó la llave de Guantánamo y se la dio a Guayo), que en los últimos años de mi carrera me brindaron un espacio de estudio y las herramientas para mi desarrollo académico. Y por ultima agradezco a la asociación de Ingenieros Mecánicos de la Universidad de El Salvador (IMECUES), por brindarnos la oportunidad de experimentar la ingeniería mecánica en campo laboral.

A mis asesores y personal académico

A mis asesores por darme parte de su tiempo y conocimiento para el desarrollo de este trabajo de graduación y a todo el personal académico que aportaron de una u otra forma en mi formación académica.

Carlos Alfredo Lara B.

Resumen ejecutivo

El presente trabajo de graduación consiste en una propuesta de diseño de un sistema de refrigeración amoníaco agua para uso didáctico.

El informe contempla el diseño de los 6 componentes principales que conforman el sistema, distribuidos 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, planes de mantenimiento y manual de buenas prácticas.

La formulación matemática del modelo se basa en los balances de materia y energía para cada uno de los elementos para lo cual se emplea un software, lo cual permite establecer las condiciones mínimas que se necesitan 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.

La propuesta presentada permita al sistema ser adaptado o acoplado a diferentes sistemas de captación de energía térmica, la cual consiste básicamente en la transferencia de energía entre un colector y generador.

Por último, se presentan las cartas de proceso las cuales establecen una secuencia de operaciones que facilitaran una futura construcción de cada uno de los elementos del circuito de refrigeración y el manual de mantenimiento y buenas prácticas del operador del equipo.

Contenido

Introducción	1
Objetivos	2
Objetivo general	2
Objetivos específicos	2
Alcances	3
Limitaciones	4
Capítulo 1: Marco teórico	5
1.1. Antecedentes de refrigeración por absorción	5
1.1.1. Historia de la refrigeración por absorción	5
1.1.2. La refrigeración y el uso de refrigerantes en la actualidad	9
1.2. Fundamentos de transferencia de calor	11
1.2.1. Mecanismos de transferencia de calor	11
1.3. Sistemas de refrigeración	13
1.3.1. Sistemas de refrigeración convencionales	14
1.3.2. Sistemas de refrigeración no convencionales	15
1.3.3. Sistemas de refrigeración por compresión de vapor vs absorción	20
1.4. Diferentes tipos de sistema de refrigeración	21
1.4.1. Sistema amoníaco – agua	21
1.4.2. Sistema agua-bromuro de litio	23
1.5. Proceso de absorción en el absorbedor	25
1.5.1. Propiedades del absorbente	26
1.6. Ciclos termodinámicos por absorción	27
1.6.1. Ciclo continuo	27
1.7. Representación gráfica de los ciclos de refrigeración por absorción	30
1.7.1. El plano log P-1/T de Oldham	30
1.7.2. Plano termodinámico de Merkel/ Bosnjakovic	32
1.8. Selección del refrigerante	36
Capítulo 2: Diseño termodinámico	38
2.1. Descripción del sistema de refrigeración propuesto.	38
2.1.1. Rectificación de los vapores del absorbente	39

2.2.	Parámetros de diseño	40
2.2.1.	Carga por transmisión de calor	40
2.2.2.	Infiltración de aire	41
2.2.3.	Carga de enfriamiento del producto	42
2.2.4.	Características del modelo termodinámico.....	43
2.2.5.	Características de la carga de refrigeración	44
2.3.	Balances de masa y energía.....	45
2.4.	Determinación de las propiedades termodinámicas en base al diagrama de equilibrio amoniaco-agua.....	47
2.5.	Propiedades termodinámicas del ciclo	48
2.5.1.	Flujos másicos en las diferentes líneas del circuito.....	53
2.5.2.	Propiedades restantes	55
2.6.	Determinación de las propiedades termodinámicas mediante software EES.	57
2.6.1.	Salida del evaporador (Punto 12)	58
2.6.2.	Salida del absorbedor y entrada a la bomba (punto 1)	58
2.6.3.	Salida de la bomba (punto 2)	58
2.6.4.	Salida del condensador (punto 10)	58
2.6.5.	Salida de intercambiador de calor entrada al generador (punto 3)	59
2.6.6.	Retorno del generador al intercambiador de calor (punto 4).....	59
2.6.7.	Salida del intercambiador de calor (punto 5)	59
2.6.8.	Retorno al generador (Punto 6)	59
2.6.9.	Salida del generador entrada al rectificador (punto 7).....	59
2.6.10.	Entrada al condensador (punto 9).....	60
2.6.11.	Retorno del rectificador al generador (punto 8).....	60
2.6.12.	Salida del condensador (Punto 11)	60
2.6.13.	Resumen de las propiedades termodinámicas	60
2.7.	Balance de masa y energía en las diferentes líneas del circuito	61
2.7.1.	Determinación de flujos	61
2.7.2.	Cálculo de trabajo y energía de los componentes del sistema	63
2.7.3.	Análisis de resultados	65
2.8.	Correcciones del sistema	66
2.9.	Comportamiento del sistema	68

2.9.1.	Variaciones en la temperatura de vapor a la salida del evaporador	68
2.9.2.	Variaciones de la temperatura de la solución fuerte a la salida del condensador y el absorbedor.	70
Capítulo 3:	Diseño mecánico	72
3.1.	Dimensionamiento de los componentes	72
3.2.	Diseño del condensador	73
3.2.1.	Generalidades	74
3.2.2.	Temperatura media logarítmica (ΔT_m)	77
3.2.3.	Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor	78
3.2.4.	Cálculo de la superficie de intercambio y longitud	86
3.2.5.	Cálculos de caída de presión en el condensador	88
3.3.	Diseño del absorbedor	95
3.3.1.	Generalidades	95
3.3.2.	Cálculo de temperatura media logarítmica (ΔT_m)	96
3.3.3.	Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor	98
3.3.4.	Cálculo de la superficie de intercambio y longitud	105
3.3.5.	Cálculos de caída de presión en el absorbedor	107
3.4.	Diseño del Generador	111
3.4.1.	Generalidades	111
3.4.2.	Cálculo de temperatura media logarítmica (MLTD ó ΔT_m)	115
3.4.3.	Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.	117
3.4.4.	Cálculo de superficie de intercambio de calor y longitud	126
3.4.5.	Cálculos de caída de presión en el generador	127
3.5.	Diseño del Intercambiador de calor solución-solución	130
3.5.1.	Generalidades	130
3.5.2.	Cálculo de temperatura media logarítmica (ΔT_m)	132
3.5.3.	Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor	132
3.5.4.	Cálculo de la superficie de intercambio y longitud	144
3.5.5.	Cálculos de caída de presión en el condensador	145
3.6.	Diseño del evaporador	149
3.6.1.	Generalidades	150
3.6.2.	Diagrama térmico del evaporador	150

3.6.3.	Selección de diámetro, espesor, material y configuración de los tubos	150
3.6.4.	Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor	151
3.6.5.	Pérdida de carga para el lado del tubo	156
3.7.	Diseño de rectificador	158
3.7.1.	Generalidades	158
3.7.2.	Diagrama térmico del rectificador	158
3.7.3.	Selección de espesor, material y configuración de dispositivo	159
3.7.4.	Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor	159
3.7.5.	Número de aletas del rectificador	161
Capítulo 4:	Sistemas auxiliares	163
4.1.	Sistemas de control	163
4.1.1.	Control de temperatura del agua del condensador	163
4.1.2.	Control de temperatura del agua enfriada	163
4.1.3.	Control de la fuente de energía	164
4.1.4.	Control de seguridad	164
4.1.5.	Unidad de purga	164
4.2.	Dispositivo de expansión	165
4.2.1.	Funcionamiento	166
4.2.2.	Sobrecalentamiento	167
4.2.3.	Cómo seleccionar la válvula de expansión	169
4.3.	Bomba de alimentación	171
4.4.	Presupuesto de construcción	172
4.5.	Ensamble del equipo	174
4.6.	Carta de proceso de fabricación	175
4.6.1.	Condensador	175
4.6.2.	Absorbedor	182
4.6.3.	Generador	189
4.6.4.	Intercambiador	196
4.6.5.	Evaporador	203
4.6.6.	Rectificador	207
Capítulo 5:	Manual de Usuario	213
5.1.	Mantenimiento de intercambiadores de calor	213

5.1.1.	Inspección y evaluación de mantenimiento.....	214
5.1.2.	Limpieza de los equipos.....	216
5.2.	Plan de mantenimiento.....	217
5.2.1.	Documentación, condiciones de diseño y funcionamiento	217
5.2.2.	Riesgos y precauciones asociadas a la operación y mantenimiento de un sistema de refrigeración con amoníaco	218
5.3.	Mantenimiento.....	220
5.3.1.	Mantenimiento preventivo	220
5.3.2.	Mantenimiento correctivo	224
5.3.3.	Mantenimiento de los componentes del refrigerador por absorción	232
5.3.4.	Hoja de trabajo	233
5.4.	Seguridad	234
5.4.1.	Daños físicos	234
5.4.2.	Daños por inhalación o contacto con amoníaco.....	235
5.5.	Consecuencias médicas debidas a la exposición	236
5.5.2.	Combustibilidad y explosividad.....	238
5.5.3.	Equipos de seguridad	241
5.5.4.	Manejo y disposición de residuos con presencia de amoníaco.....	242
Recomendaciones		254
Conclusiones		255
Bibliografía		256
Anexos.....		258
Tablas.....		258
A3.1.	Dimensiones para tuberías de acero.....	258
A3.2.	Propiedades de agua (liquido saturado).....	259
A3.3.	Valores de propiedad para metales	260
A3.4.	Factores de incrustación.....	274
A3.5.	Gravedad especifica.....	275
A3.6.	Propiedades de gases a presión atmosférica	276
A3.7.	Densidad de solución acuosa para amoniaco	277
A3.8.	Valores del coeficiente Csf para diferentes combinaciones liquido-superficie.	278
A3.9.	Propiedades de amoniaco saturado.	279

A3.10: Banco de datos de propiedades para diferentes sustancias	280
A3.11. Valores aproximados de coeficientes de transferencia de calor por convección. .	283
A4.1. Válvula termostática.....	284
A4.2. Little Giant TE-6-MD-HC	285
A5.1. Hoja de seguridad del amoniaco.....	286
Gráficos	287
B1-1. Diagrama entalpía-concentración para soluciones amoniaco-agua.....	287
B3.1: Factores de fricción lado del tubo.....	288
B3.2: Perdida de presión de retorno en lado del tubo.....	289

Índice de Figuras

Capítulo 1

Figura 1- 1. Diagrama de la máquina de Carré de 1859. Brian Roberts, Ferdinand P.E. Carré, CIBSE Heritage Group.....	8
Figura 1- 2. Evolución de los refrigerantes.	9
Figura 1- 3. Esquema y diagrama T-s para ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. (Yunus A Cengel, Michael A. Boles, Termodinamica, 2011)	14
Figura 1- 4. Refrigeración magnética.	16
Figura 1- 5. Experimento de M. Faraday.....	18
Figura 1- 6. Ciclo de refrigeración por absorción de amoniaco. (Yunus A Cengel, Michael A. Boles, Termodinamica, 2011)	22
Figura 1- 7. Ciclo de Adsorción Bromuro de Litio – Agua.	23
Figura 1- 8. Sistema de absorción de ciclo intermitente.	29
Figura 1- 9. Plano de Oldham	31
Figura 1- 10. Aplicación de la regla de momentos en el grafico (h-X).....	33
Figura 1- 11. Representación de las fases en un plano Entalpía-concentración-temperatura.....	34

Capítulo 2

Figura 2- 1. Ciclo de absorción en funcionamiento continuo.	38
Figura 2- 2. Espacio a refrigerar.....	40
Figura 2- 3. Espesor del aislamiento.	40
Figura 2- 4. Diagrama esquemático de un ciclo simple absorción no $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. (Jesús Ramón Cerezo, Proceso de absorción con amoniaco-agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción, 2016)	45
Figura 2- 5. Diagrama entalpía concentración para el sistema amoniaco agua. Estados de referencia: Agua a 32°F, amoniaco líquido a -40°F. (Olaf A. Hougen, Kenneth M. Watson, Roland A. Ragatz, Principios de los procesos químicos, 2006)	47
Figura 2-5 A. Valores de ensayo para la obtención de la presión de equilibrio del punto 12.....	49
Figura 2-5 B. Punto 1.....	50
Figura 2-5 C. Punto 10.....	50
Figura 2-5 D. Línea de operación entre 4 y 7.....	51
Figura 2-5 E. Línea de operación entre 5 y 6.	52
Figura 2-5 F. Línea de operación entre 8 y 7.....	53

Capítulo 3

Figura 3- 1. Transmisión de calor a través del tubo de un condensador	75
Figura 3- 2. Condiciones de operación para el diseño del condensador	76
Figura 3- 3. Distribución de los tubos para el condensador	77

Figura 3- 4. Perfil de temperatura para el flujo a contra corriente del condensador	77
Figura 3- 5. Perfil de resistencia en el tubo del condensador.....	83
Figura 3- 6. Condiciones de operación para el diseño del absorbedor	95
Figura 3- 7. Condiciones de operación para el diseño del absorbedor	96
Figura 3- 8. Perfil de temperatura para el flujo a contra corriente del absorbedor	97
Figura 3- 9. Perfil de temperatura para el flujo a contra corriente del absorbedor	103
Figura 3- 10. Condiciones de operación para el diseño del generador.....	113
Figura 3- 11. Arreglo de tubos en el generador	114
Figura 3- 12. Perfil de temperatura para el flujo contracorriente del generador	116
Figura 3- 13. Perfil de resistencias térmicas en el generador.....	124
Figura 3- 14. Condiciones de operación para el diseño del intercambiador.....	130
Figura 3- 15. Condiciones de operación para el diseño del intercambiador.....	131
Figura 3- 16. Perfil de temperatura para el flujo a contra corriente del intercambiador.....	132
Figura 3- 17. Perfil de resistencia en el tubo del intercambiador de calor	141
Figura 3- 18. Condiciones de operación para el diseño del evaporador.....	150
Figura 3- 19. Perfil de resistencia en el tubo del evaporador.....	154
Figura 3- 20. Condiciones de operación para el diseño del evaporador.....	158
Figura 3- 21. Condiciones de operación para el diseño del evaporador.....	159

Capítulo 4

Figura 4- 1. Simbología para controles del circuito de refrigeración	165
Figura 4- 2. Funcionamiento de una Válvula termostática	166
Figura 4- 3. Sobrecalentamiento de vapor.....	168
Figura 4- 4. Ajuste de válvula de expansión termostática.	168
Figura 4- 5. Ubicación de la válvula termostática	170
Figura 4- 6. Banco de soporte del sistema de refrigeración por absorción.	174

Capítulo 5

Figura 5- 1. Cabezal de manómetro	227
Figura 5- 2. Overol de tyvek	244
Figura 5- 3. Delantal ligero y desechable	244
Figura 5- 4. Guantes de Hule butílico	246
Figura 5- 5. Guantes de cloruro de polivinilo.....	246
Figura 5- 6. Cubre zapatos diseñados para su uso durante la manipulación de químicos.	247
Figura 5- 7. Gafas.....	247
Figura 5- 8. Mascara de cobertura completa	248
Figura 5- 9. Filtro purificador de aire	249

Índice de tablas

Capítulo 1

Tabla 1- 1. Comparación de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor y un ciclo por absorción.....	20
Tabla 1- 2. Clasificación de equipos de absorción según su función.	27

Capítulo 2

Tabla 2- 1. Resumen de propiedades termodinámicas del sistema obtenidas mediante el diagrama entalpía concentración (sistema ingles).	56
Tabla 2- 2. Resumen de propiedades termodinámicas del sistema obtenidas mediante el diagrama entalpía concentración (sistema internacional).	57
Tabla 2- 3. Resumen de propiedades termodinámicas del sistema.	61
Tabla 2- 4. Resumen de propiedades termodinámicas corregidas durante la simulación del sistema.	67
Tabla 2- 5. Sistema evaluado a una temperatura de 10 °C a la salida del evaporador.....	69
Tabla 2- 6. Sistema evaluado para una temperatura de -10 °C a la salida del evaporador.	69
Tabla 2- 7. Sistema evaluado a una temperatura de 25 °C a la salida del condensador y del absorbedor.....	70
Tabla 2- 8. Sistema evaluado a una temperatura de 35 °C a la salida del condensador y del absorbedor.....	71

Capítulo 3

Tabla 3- 1. Resumen principal de las propiedades del condensador	94
Tabla 3- 2. Resumen principal de las propiedades del absorbedor	110
Tabla 3- 3. Resumen principal de las propiedades del generador.	129
Tabla 3- 4. Resumen principal de las propiedades del intercambiador de calor.....	148
Tabla 3- 5. Resumen principal de las propiedades del evaporador	157

Capítulo 4

Tabla 4- 1. Presupuesto de construcción del sistema de refrigeración por absorción.....	172
--	-----

Capítulo 5

Tabla 5- 1. Inspecciones y frecuencias.	221
Tabla 5- 2. Diagrama para cambio de una válvula de expansión	225
Tabla 5- 3. Diagrama para cambio de una válvula de servicio	226
Tabla 5- 4. Diagrama para el cambio de un manómetro	230
Tabla 5- 5. Diagrama de flujo para cambio de bomba.....	231

Índice de Ecuaciones

Capítulo 1

Ec. 1- 1.....	32
Ec. 1- 2.....	32
Ec. 1- 3.....	32
Ec. 1- 4.....	35
Ec. 1- 5.....	35

Capítulo 2

Ec. 2- 1.....	40
Ec. 2- 2.....	40
Ec. 2- 3.....	42
Ec. 2- 4.....	42
Ec. 2- 5.....	45
Ec. 2- 6.....	45
Ec. 2- 7.....	45
Ec. 2- 8.....	45
Ec. 2- 9.....	45
Ec. 2- 10.....	45
Ec. 2- 11.....	46
Ec. 2- 12.....	46
Ec. 2- 13.....	46
Ec. 2- 14.....	46
Ec. 2- 15.....	46
Ec. 2- 16.....	46
Ec. 2- 17.....	46
Ec. 2- 18.....	46
Ec. 2- 19.....	46
Ec. 2- 20.....	46
Ec. 2- 21.....	46
Ec. 2- 22.....	46
Ec. 2- 23.....	46
Ec. 2- 24.....	46
Ec. 2- 25.....	54
Ec. 2- 26.....	54
Ec. 2- 27.....	55
Ec. 2- 28.....	65
Ec. 2- 29.....	65
Ec. 2- 30.....	67

Capítulo 3

Ec. 3- 1.....	72
Ec. 3- 2.....	77
Ec. 3- 3.....	78
Ec. 3- 4.....	79
Ec. 3- 5.....	79
Ec. 3- 6.....	80
Ec. 3- 7.....	80
Ec. 3- 8.....	80
Ec. 3- 9.....	81
Ec. 3- 10.....	81
Ec. 3- 11.....	82
Ec. 3- 12.....	82
Ec. 3- 13.....	83
Ec. 3- 14.....	84
Ec. 3- 15.....	85
Ec. 3- 16.....	86
Ec. 3- 17.....	86
Ec. 3- 18.....	86
Ec. 3- 19.....	87
Ec. 3- 20.....	88
Ec. 3- 21.....	89
Ec. 3- 22.....	90
Ec. 3- 23.....	90
Ec. 3- 24.....	91
Ec. 3- 25.....	91
Ec. 3- 26.....	92
Ec. 3- 27.....	92
Ec. 3- 28.....	97
Ec. 3- 29.....	100
Ec. 3- 30.....	101
Ec. 3- 31.....	101
Ec. 3- 32.....	101
Ec. 3- 33.....	102
Ec. 3- 34.....	103
Ec. 3- 35.....	103
Ec. 3- 36.....	103
Ec. 3- 37.....	112
Ec. 3- 38.....	118
Ec. 3- 39.....	121
Ec. 3- 40.....	121

Ec. 3- 41	122
Ec. 3- 42	123
Ec. 3- 43	123
Ec. 3- 44	124
Ec. 3- 45	141
Ec. 3- 46	142
Ec. 3- 47	152
Ec. 3- 48	160
Ec. 3- 49	160
Ec. 3- 50	161

Listado de Símbolos

$a_s = \text{Área de flujo de la carcasa, } m^2$

$a_t = \text{Área transversal de flujo en tubería,}$

$a_0, a_1, a_2, a_3, a_4 = \text{Constantes experimentales (Prausnitz)}$

$A = \text{Área, } m^2$

$A_{Total} = \text{Área total, } m^2$

$C_1 = \text{Constante empírica}$

$C_p^0 = \text{Capacidad calorífica a baja presión. } KJ/Kg \cdot K$

$C_p = \text{Calor específico. } KJ/Kg \cdot K$

$C_{sf} = \text{Constante determinada por la combinación líquido-superficie}$

$COP = \text{Coeficiente de Operación}$

$d_c = \text{Diámetro interno de la carcasa, } m$

$d_e = \text{Diámetro exterior, } m$

$d_i = \text{Diámetro interior, } m$

$d_n = \text{Diámetro nominal, } m$

$g = \text{Constante gravitacional}$

$G_s = \text{Velocidad másica de la carcasa, } KJ/m^2 \cdot s$

h_e = Coeficiente de convección en el exterior, $w/m^2 \cdot ^\circ C$

h_{ff} = Calor latente de vaporización, $w/m^2 \cdot ^\circ C$

h_i = Coeficiente de convección en el interior, $w/m^2 \cdot ^\circ C$

$h_1, h_2, h_3 \dots$ = Entalpías en el sistema, kJ/kg

k_a, k_b = Conductividad térmica $w/m \cdot ^\circ C$

k_{ac} = Conductividad térmica del acero, $w/m \cdot ^\circ C$

k_{NH_3} = Conductividad del amoníaco, $w/m \cdot ^\circ C$

k_{sol} = Conductividad térmica de la solución, $w/m \cdot ^\circ C$

k_1 = Constante empírica

L = Longitud por tubo, m

L_{eq} : Longitud total equivalente, m

m_{h_2O} = Flujo másico del agua de enfriamiento, kg/s

n_p = Número de pasos

n_p = Numero de tubos

Un = Numero de Nusselt

Pr = Numero de Prandtl

P_t = espaciado de los tubos, mm

Q = Caudal, m^3/s

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_i = Radio interno, m

R_e = Radio externo, m

R : constante de gas ideal

R_{ac} = Resistencia térmica del acero, °C/w

R_e = Numero de Reynolds

R_e' = Reynolds corregido

R_f = Factor de incrustación

R_i = Resistencia térmica en el interior, °C/w

S = Gravedad específica

T : Temperatura absoluta, K

T_{amb} = Temperatura ambiente, °C

T_c = Temperatura en el punto crítico °C

T_{en} = Temperatura de entrada, °C

T_{pro} = Temperatura promedio, °C

T_r = Temperatura reducida

T_{sal} = Temperatura de salida, °C

T_{sat} = Temperatura de saturación, °C

U_e = Coeficiente global de transferencia de calor, w/°C*m²

U_{op} = Coeficiente global de transferencia de calor corregido, w/°C*m²

v = Velocidad, m/s

v_g = Volumen específico de vapor, m³/kg

v_{h20} = Volumen específico del agua, m³/kg

v_l = Volumen específico de líquido, m³/kg

v_{h2o} = Volumen específico del amoníaco, m³/kg

v_{sol} = Volumen específico de solución, m³/kg

w_B = Trabajo de la bomba, Kw

x = Fracción de líquido

β = *Coeficiente de expansión volumétrica,*

γ = *Peso específico, kg/m³*

ΔP_r = *caída de presión por retorno, Pa*

ΔP_s = *caída de presión en la carcasa, Pa*

ΔP_r = *Caida de presión en tubos, Pa*

ΔP_t = *caída de presión total, Pa*

ΔT = *Diferencia de temperatura, °C*

ΔT_m = *Diferencia de temperatura media logarítmica, °C*

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*

Introducción

El salvador tiene como recursos energéticos primarios los combustibles fósiles, lo cual supone que El Salvador aún sigue siendo altamente dependiente de fuentes de energías convencionales, a pesar de los esfuerzos hechos durante los últimos años para mitigar esta dependencia que podría incurrir en una crisis energética a futuro.

En el contexto de diversificar las fuentes de energía primaria utilizadas en la refrigeración, resulta interesante pensar en el empleo de tecnologías que aprovechen fuentes alternativas de energía en los sistemas de refrigeración. Teniendo en cuenta que El Salvador cuenta con muchas zonas aisladas con buen potencial solar, geotérmico y en otros casos combustibles derivados de la descomposición de biomasa o la misma biomasa como tal, por lo tanto, llevar a cabo proyectos que involucren tecnologías que empleen fuentes de energía alternativas y sistemas de refrigeración por absorción, tendría gran impacto social y ambiental. Siendo una alternativa para las comunidades aisladas y no electrificadas, porque permiten ampliar la diversidad de fuentes energéticas aprovechables.

Para poder lograr estos objetivos, es de gran importancia capacitar profesionales en materia de aprovechamiento de recursos energéticos renovables y aplicarlos en el área de la refrigeración. Por esta razón, en el presente trabajo de investigación se desarrollará una propuesta de diseño de un prototipo de sistema de refrigeración por absorción a base de amoníaco-agua para uso académico, que permita realizar investigaciones en materia del aprovechamiento de recursos energéticos alternativos aplicables a la refrigeración.

Objetivos

Objetivo general

- ✓ Proponer el diseño de un equipo didáctico de refrigeración por absorción a base de amoníaco y agua para ser instalado en el laboratorio de refrigeración y aire acondicionado de la escuela de ingeniería mecánica.

Objetivos específicos

- ✓ Elaborar el diseño térmico del sistema de refrigeración.
- ✓ Dimensionar los componentes necesarios para el funcionamiento del sistema de refrigeración.
- ✓ Planificar el proceso de construcción de los componentes del sistema.
- ✓ Dimensionar y/o seleccionar los sub-sistemas auxiliares necesarios para la operación del sistema de refrigeración.
- ✓ Elaborar los manuales de operación y mantenimiento correspondientes.

Alcances

Este proyecto se centra en el diseño de un sistema de refrigeración por absorción amoniac-agua.

Una vez concluido esta propuesta se podrá.

- ✓ Disponer del diseño de un sistema de refrigeración por absorción a base de amoniac-agua, ajustado a las características de laboratorio de refrigeración en el área de motores térmico.
- ✓ Posibilitar la gestión de los recursos necesarios para la construcción del sistema proyectado.
- ✓ Estudiar la utilización de posibles fuentes alternativa para operar el equipo de refrigeración.
- ✓ Promover la difusión de este proyecto como tecnología alternativa en el campo de la refrigeración.

Limitaciones

- El tiempo establecido para el desarrollo y entrega de las diferentes etapas de investigación propuestas.
- Las dimensiones de los componentes del sistema, como el generador, absorbedor y evaporador pueden necesitar grandes espacios, y dificultar su movilidad o distribución dentro de las instalaciones.
- La información disponible referente a los diagramas de fases de las mezclas utilizados en los sistemas de refrigeración es muy escasa y de difícil acceso.

Capítulo 1: Marco teórico

1.1. Antecedentes de refrigeración por absorción

1.1.1. Historia de la refrigeración por absorción

En 1553 un médico español, aposentado en Roma, Blas Villafranca se ocupaba, en su libro, editado en Roma, Methodes refrigerandi del enfriamiento del agua y el vino por medio de mezclas refrigerantes, nombrando por primera vez la palabra refrigerar en el sentido de lograr y mantener una temperatura inferior a la del ambiente.

En 1607 se descubrió que podía utilizarse una mezcla de agua con sal para congelar el agua.

En el siglo XVII, las mezclas refrigerantes son utilizadas en la investigación científica por Robert Boyle y por el astrónomo físico francés Philippe Laire más tarde, en el siglo XVIII, numerosos físicos y químicos emplean mezclas refrigerantes en el laboratorio.

Destaca en su estudio Antoine Baumé, farmacéutico y catedrático del Collège de Pharmacie de París desde 1758, y miembro de la Academia de Ciencias desde 1771, que inventó la escala de areómetro de su nombre, en 1760; e investigó sobre la fabricación de porcelana. También fundó industrias para producir cloruro amónico y acetato de plomo, y preparó fórmulas magistrales conocidas. En sus escritos expone, además que, sobre la misma época, formó hielo artificial gracias a que el ether expuesto al aire se evapora con la mayor prontitud y produce al evaporarse un frío muy sensible en el cuerpo que se evapora.

Estas mezclas permitieron experimentos a bajas temperaturas y así, en 1715, utilizando una mezcla de nieve y nitrato amónico, Fahrenheit establecía el cero de su termómetro; en 1760 Von Braun congeló el mercurio a -40°C .

En el siglo XIX numerosos científicos como: Von Karsten en 1840, Hanemann en 1864, Rüdorff en 1869, Pfandler en 1875 y Brendel en 1892 estudiaron las leyes que rigen las mezclas frigoríficas, y las mezclas de hielo y sal común, que permiten disminuir la temperatura hasta -20°C , se emplearon corrientemente para congelar productos alimenticios y todavía en 1904, Emilio Carbonell y en 1912, José Gres, registraron patentes españolas de mezclas refrigerantes para conservar alimentos.

Estos métodos, sin embargo, son discontinuos y de capacidad muy limitada, por lo que no se puede hablar de refrigeración hasta la invención de los métodos continuos, de dos tipos básicos: consumidores de trabajo y consumidores de calor.

Para 1774, Joseph Priestley había descubierto el amoníaco y también había observado la gran afinidad de este nuevo gas, que él denominó aire alcalino, por el agua. Esta propiedad condujo a Ferdinand Philippe Edouard Carré a idear una máquina de refrigeración que sólo consumía calor, gracias a un nuevo sistema que él llamó de afinidad.

El sistema fue conocido más tarde con el nombre de absorción.

Esta máquina obtuvo el premio de la exposición universal de Londres de 1862 y en 1875 el buque Paraguay, equipado con ella, transportó por primera vez carne congelada de Buenos Aires a Le Havre. Carré también inventó otros aparatos eléctricos, Ferdinand Carré patentó su nueva máquina en 1859 y en los años siguientes registró numerosas patentes relacionadas con máquinas de refrigeración.

Las máquinas fabricadas con arreglo a estas patentes fueron de dos tipos: una pequeña de operación intermitente, y otra grande de operación continua.

La máquina pequeña, era de carácter doméstico y portátil. Podía hacer de 0,5 a 2 kg de hielo en cada operación; tenía dos elementos principales que actuaban alternativamente, el primero como calentador y absorbedor y el segundo como condensador y evaporador.

El aparato se ponía a calentar durante 35 a 70 minutos; la solución concentrada de amoníaco se calentaba hasta 130C, el gas amoníaco abandonaba la solución acuosa y pasaba al condensador donde se licuaba. En la fase de enfriamiento, aproximadamente de la misma duración, una bandeja de metal con agua se ponía en esta misma parte del equipo, que ahora funcionaba con evaporador, y el agua se congelaba. El aparato empleaba aproximadamente 3 kg de carbón de madera por cada kilo de hielo producido.

La máquina de operación continua, que tuvo mayor repercusión, era mucho más elaborada; tenía casi todas las características de las máquinas actuales.

El conjunto se presenta en la figuras 1 (vista lateral, frontal y planta), y estaba formado por un calentador a situado en el horno, en la parte inferior del mismo cuerpo, en cuya parte superior había un rectificador para que el amoníaco desprendido se desecara calentándolo antes de pasar al condensador situado en la caja d, llena de agua fría que se renueva para mantener la temperatura alrededor de los 30 °C y compuesto de dos serpentines, después del cual estaba una válvula de expansión que daba paso al serpentín evaporador inmerso en salmuera, en la que había unos moldes en donde el agua era congelada.

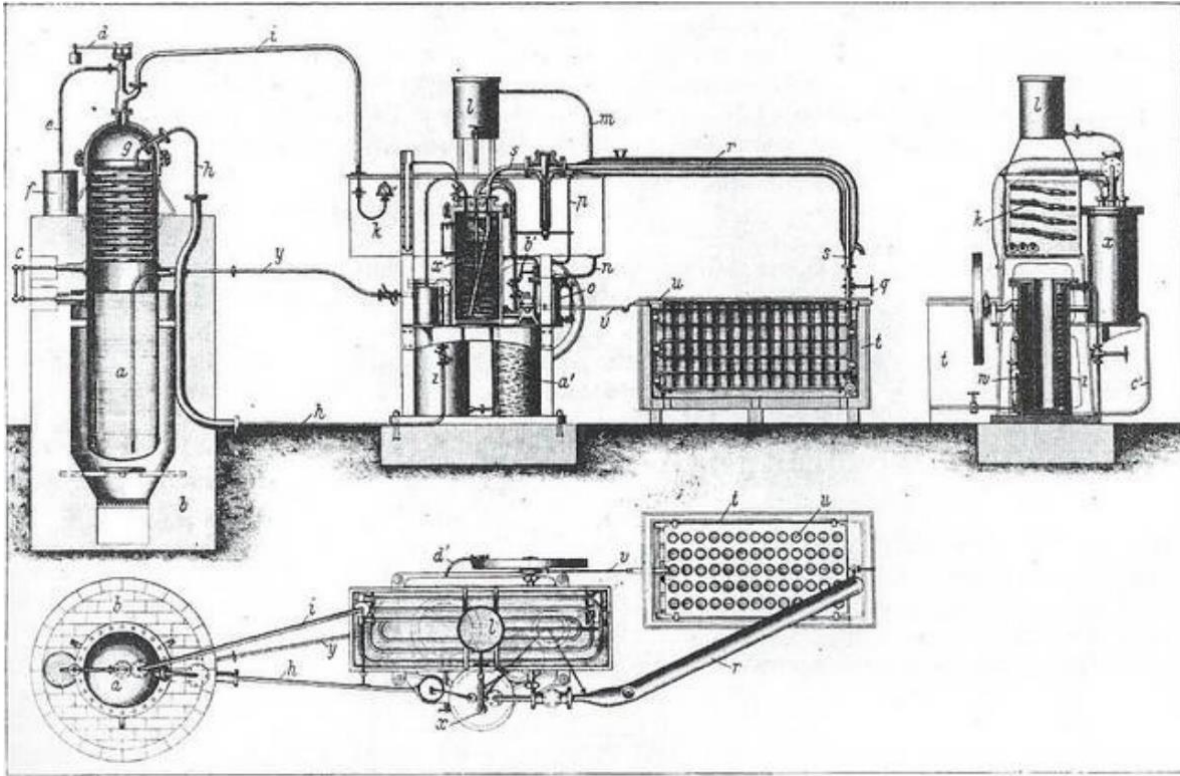


Figura 1- 1. Diagrama de la máquina de Carré de 1859. Brian Roberts, Ferdinand P.E. Carré, CIBSE Heritage Group.

El cilindro r" a la salida del condensador, recibía el líquido condensado en los serpentines a 30 °C y 8 atmósferas, que se mantenían en el Calderín, al no haber ningún estrangulamiento entre ambos.

El amoníaco condensado iba a un vaso distribuidor F, de donde se extraía a través de una válvula h que proporcionaba la pérdida de carga suficiente para que aguas abajo de la misma, en el evaporador, la presión fuese de 1 atmósfera. Completaban el ciclo un absorbedor donde se regeneraba la solución concentrada y una bomba N, que la enviaba al calentador.

1.1.2. La refrigeración y el uso de refrigerantes en la actualidad

Tendencias en el uso de refrigerantes naturales, la creciente concientización por el cuidado del medio ambiente y la normativa desarrollada para su preservación están marcando de forma reglada la evolución industrial de esta primera mitad del siglo XXI.

El sector del frío como actor importante en este ámbito está evolucionando para contribuir a la reducción de la contaminación económica y para ello está desarrollando soluciones en varios escenarios.

Uno de ellos es la utilización de nuevas familias de gases refrigerantes (HFO) de alta biodegradabilidad y bajo Potencial de Calentamiento Global (PCA); otro es la búsqueda de la eficiencia energética a través del diseño de instalaciones que reduzcan el consumo y de la aplicación de conceptos de Ecodiseño en los equipamientos; y el tercero son los gases refrigerantes Naturales (CO₂ & NH₃).

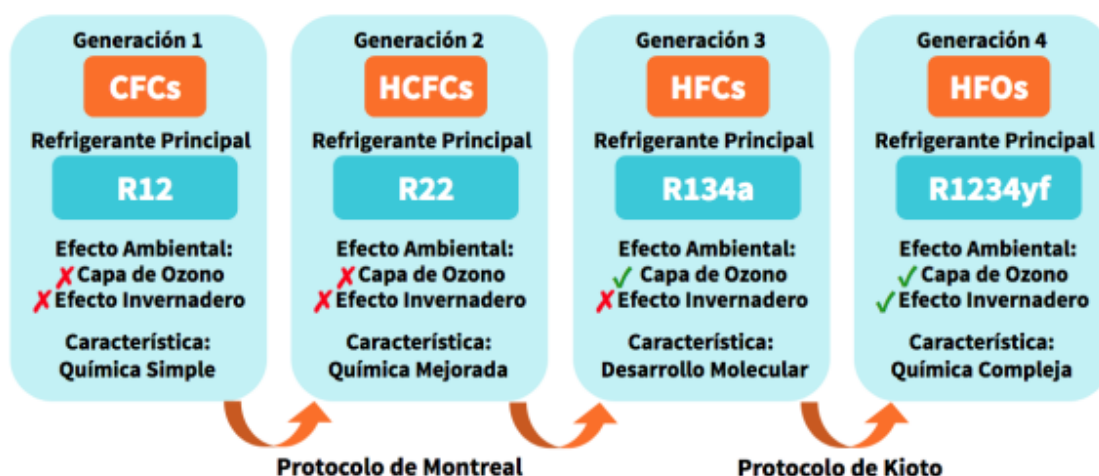


Figura 1- 2. Evolución de los refrigerantes.

Fuente: <http://www.boquet.cat/es/tendencias-refrigerantes-naturales-y-hfo/>

En Europa, el Protocolo de Montreal establece reducir el consumo y producción de clorofluorocarbonos, esto ya es una obligación para la industria de la refrigeración.

Es un cambio que implica nuevas tecnologías, pero también requiere de la capacitación de los contratistas y encargados del uso y mantenimiento de los equipos.

Latinoamérica entra en el último grupo de países que deberán eliminar el uso de estos refrigerantes.

En el momento actual, podemos decir que ya no se hacen nuevas instalaciones con refrigerantes de alto PCA.

Los fluidos sintéticos desarrollados como reemplazo a los HFCs de bajo PCA son las hidrofluoroolefinas (HFO). Actualmente pueden ser destacados dos fluidos para refrigeración y aire acondicionado, R1234yf y R1234ze(E), con un PCA de 0.4 y 1 respectivamente. Dichos fluidos también presentan inconvenientes, como ser clasificados como fluidos inflamables (aunque menor a los hidrocarburos) y que no cumplen con requisitos de capacidad frigorífica al sustituir al R134a de forma directa.

Dentro de las tendencias de los Refrigerantes Naturales, el CO₂ se impone en la refrigeración comercial centralizada; los HC en la refrigeración autónoma y lazos de agua-glicol; el NH₃ en los sistemas que necesitan grandes potencias y en los sistemas indirectos; y el aire en las aplicaciones emergentes.

1.2.Fundamentos de transferencia de calor

1.2.1. Mecanismos de transferencia de calor

Las formas mediante las cuales se produce la transmisión de calor se considera generalmente que son tres: conducción, convección y radiación. En términos rigurosos, sin embargo, sólo la conducción y la radiación deben tomarse como tales formas, ya que tienen una diferencia de temperatura como única causa. La convección no cumple con este requisito pues en ella está implicado un proceso de transferencia de materia.

Si bien estas formas de transmisión del calor son diferentes en cuanto a su naturaleza, en muchas ocasiones se presentan simultáneamente, siendo necesario analizar el proceso en orden a determinar cuantitativamente la participación de cada una de ellas.

1.2.1.1.Conducción

La transmisión de calor por conducción es atribuida a un intercambio de energía entre moléculas y electrones adyacentes en el medio conductor, sin transferencia macroscópica de materia, es decir, sin un desplazamiento visible de partículas.

En los materiales sólidos la conducción del calor se produce por transferencia de energía de vibración de una molécula a otra, si bien en los metales la elevada conductividad calorífica se debe a la difusión de electrones libres de la zona caliente a la fría. En los fluidos, la conducción se produce además como consecuencia de la transferencia de energía cinética. En cualquier caso, la conducción es un proceso lento en comparación con la convección y la radiación, siendo poco importante cuantitativamente en la transmisión del calor en los fluidos.

1.2.1.2.Convección

La transmisión de calor por convección en los fluidos se produce como consecuencia de un transporte macroscópico de materia que conlleva una cantidad de entalpía definida. Es evidente que la transmisión de calor por convección debe considerarse como un flujo de entalpía y no como un flujo de calor.

Para que se produzcan desplazamientos en el seno de un fluido es necesaria la existencia de fuerzas impulsoras capaces de vencer la resistencia debida a la fricción.

En la convección natural la fuerza impulsora es originada por diferencias de densidades debidas a gradientes de temperaturas en el seno del fluido, como consecuencia de las cuales las partes calientes, menos densas, ascienden, y las frías, más densas, descienden. La circulación que se produce por este efecto explica el calentamiento uniforme de un fluido cuando se pone en contacto con una superficie sólida a mayor temperatura.

En la convección forzada el movimiento del fluido es originado por un dispositivo mecánico, como un agitador, o por los remolinos característicos de una corriente en régimen turbulento al ser impulsado el fluido por una bomba. En ocasiones, ambos tipos de convección pueden presentarse simultáneamente, siendo ésta última la que proporciona mayores velocidades de transmisión del calor.

1.2.1.3.Radiación

La transmisión de calor por radiación se produce a través del espacio mediante ondas electromagnéticas, en un intervalo de longitudes de onda que va desde 0,1 a $100\mu m$, y no requiere un medio material como portador. Si la radiación térmica se transmite en el vacío

no se transforma en calor o en otra forma de energía y se propaga en línea recta y a la velocidad de la luz. Cuando la radiación térmica incide sobre un cuerpo, puede ser parcialmente reflejada, transmitida o absorbida, siendo ésta última la que se transforma cuantitativamente en calor.

Todos los sólidos, líquidos y gases emiten radiación térmica, y si dos cuerpos se sitúan en una cámara cerrada, se establece un intercambio entre ellos, intercambio que no cesa aun cuando se alcance el equilibrio térmico, solo que entonces cada uno de ellos radia y absorbe en la misma cantidad.

1.3.Sistemas 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.

1.3.1. Sistemas de refrigeración convencionales

1.3.1.1. Sistema convencional de compresión de vapor

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor figura 1-3 es el que más se utiliza en refrigeradores, sistemas de acondicionamiento de aire y bombas de calor. Se compone de cuatro procesos:

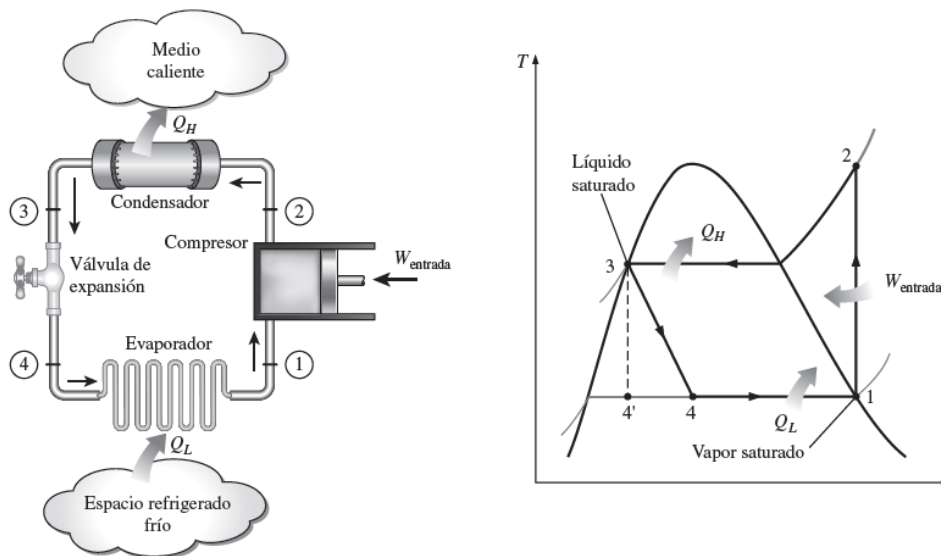


Figura 1- 3. Esquema y diagrama T-s para ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. (Yunus A Cengel, Michael A. Boles, *Termodinámica*, 2011)

1-2 Compresión isentrópica en un compresor

2-3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador

3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión

4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador

En un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isoentrópicamente hasta la presión del condensador. La temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión isentrópica, hasta un valor bastante superior al de la temperatura del medio circundante. Después el refrigerante entra en el condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido saturado en el estado 3, como resultado del rechazo de calor hacia los alrededores. La temperatura del refrigerante en este estado se mantendrá por encima de la temperatura de los alrededores.

El refrigerante líquido saturado en el estado 3 se estrangula hasta la presión del evaporador al pasarlo por una válvula de expansión o por un tubo capilar.

La temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado durante este proceso. El refrigerante entra al evaporador en el estado 4 como un vapor húmedo de baja calidad, y se evapora por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor, completando el ciclo.

1.3.2. Sistemas de refrigeración no convencionales

1.3.2.1.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 1-4.

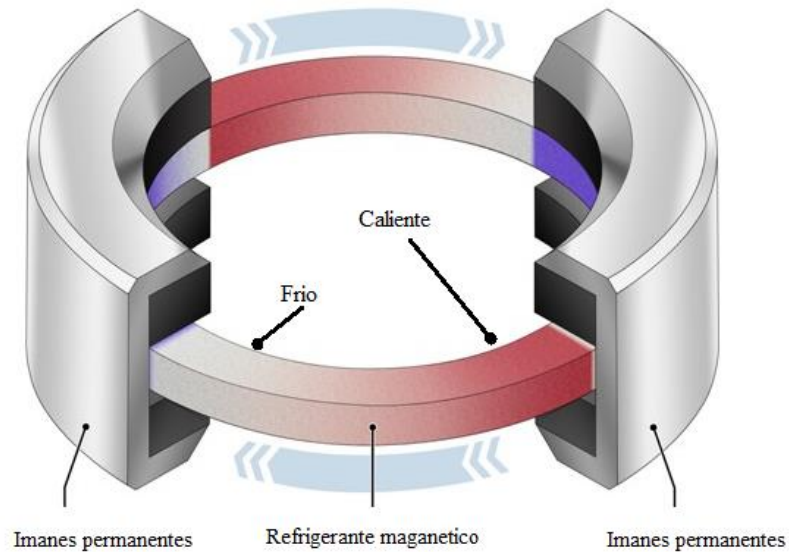


Figura 1- 4. Refrigeración magnética.

Fuente: https://www.ub.edu/web/ub/es/menu_eines/noticies/2018/10/009.html?

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.

1.3.2.2. Refrigeración por absorción

La refrigeración por absorción tiene un atractivo económico cuando se tiene una fuente de energía térmica barata a una temperatura de 100 a 200 °C. Algunos ejemplos de fuentes de energía térmica barata incluyen la energía geotérmica, la solar, el calor residual de centrales de cogeneración o de vapor de proceso, e incluso el gas natural cuando está disponible a un precio relativamente bajo.

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 Amoniac 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 Amoniac y el agua destilada, en los ciclos de absorción Agua-Amoniac 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 (NH_3). 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.

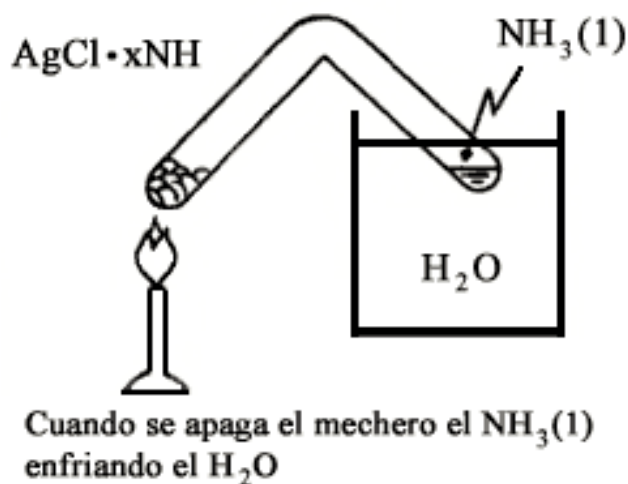


Figura 1- 5. Experimento de M. Faraday

Fuente: http://bibliotecadigital.ilce.edu.mx/sites/ciencia/volumen2/ciencia3/093/html/sec_6.html

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.

1.3.3. Sistemas de refrigeración por compresión de vapor vs absorción

1.3.3.1. Ventajas e Inconvenientes

Tabla 1- 1. Comparación de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor y un ciclo por absorción.

Comparaciones	Refrigeración por compresión de vapor	Refrigeración por absorción
Ventajas	<p>Las máquinas de compresión, al estar muy estudiadas y comercializadas, obtienen unos valores de COP muy elevados, entre 2 y 4, por lo que producen entre 2 y 4 veces más energía frigorífica que la energía eléctrica (o mecánica) que consumen.</p> <p>Esto hace que las máquinas de compresión resulten muy competitivas y económicas.</p>	<p>El rendimiento es menor que en el método por compresión (0,8 frente a 4), sin embargo, en algunos casos compensa el que la energía proveniente de una fuente calorífica sea más económica, incluso residual o un subproducto destinado a desecharse. 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.</p>
Desventajas	<p>Las instalaciones de producción de frío por compresión de vapor suponen un alto porcentaje de consumo energético, y pueden suponer un alto impacto económico y medioambiental.</p> <p>Por un lado, el efecto invernadero indirecto asociado al origen de la energía utilizada, y por otro, el efecto directo asociado a las fugas de refrigerante cuando se utilizan refrigerantes con un elevado potencial de calentamiento global.</p>	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Es muy Ruidosa ✓ Tiene mucho desgaste a la hora de realizar mantenimiento. ✓ Los aparatos 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).
Características	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Trabaja con el Ciclo de Carnot ✓ Mejora la eficiencia energética 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ El refrigerante no es comprimido mecánicamente ✓ Se usa cuando existe una fuente de calor residual o barata.
Aplicaciones	Industriales	Sistemas de refrigeración de aire acondicionado.
Diferencias	<p>Un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor difiere de uno ideal de varias maneras, debido principalmente a las irreversibilidades que suceden en varios componentes.</p> <p>Dos fuentes comunes de irreversibilidades son la fricción del fluido (que provoca caídas de presión) y la transferencia de calor hacia o desde los alrededores.</p>	<p>En el caso de los ciclos de absorción se basan físicamente en la capacidad de absorber calor que tienen algunas sustancias, tales como el agua y algunas sales como el bromuro de litio, al disolver, en fase líquida, vapores de otras sustancias tales como el amoníaco y el agua, respectivamente.</p>
Niveles de temperatura	Temperatura baja	Temperatura de 100 de 200 °C
Costos	Es más costoso	Más económica

1.4.Diferentes tipos de sistema de refrigeración

1.4.1. Sistema amoniaco – agua

Los sistemas de refrigeración por absorción implican la absorción de un refrigerante por un medio de transporte. El sistema de refrigeración por absorción más utilizado es el sistema de amoniaco-agua, donde el amoniaco (NH_3) sirve como el refrigerante y el agua (H_2O) es el medio de transporte. Otros sistemas de refrigeración por absorción son los de agua bromuro de litio y el de agua-cloruro de litio, en los que el agua sirve como refrigerante. Los últimos dos sistemas están limitados a aplicaciones como el acondicionamiento de aire, en las que la temperatura mínima queda por arriba del punto de congelación del agua.

Para comprender los principios básicos que implica la refrigeración por absorción, se examina el sistema $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ que se muestra en la figura 1-6. La máquina de refrigeración de amoniaco-agua fue patentada por el francés Ferdinand Carre en 1859. En unos cuantos años, las máquinas basadas en este principio se empezaron a construir en Estados Unidos, principalmente para fabricar hielo y almacenar alimentos. Se puede observar inmediatamente de la figura que este sistema es muy similar al sistema por compresión de vapor, excepto que el compresor se ha sustituido por un complicado mecanismo de absorción compuesto por un absorbedor, una bomba, un generador, un regenerador, una válvula y un rectificador. Una vez que la presión del NH_3 es elevada por los componentes presentados en la figura 1-6, dentro del rectángulo punteado (esto es lo único que tienen que hacer), el amoniaco se enfría y se condensa en el condensador, liberando calor hacia los alrededores; se estrangula hasta la presión del evaporador y absorbe calor del espacio refrigerado cuando fluye a través del evaporador. Así que no hay nada nuevo. A continuación, se indica lo que sucede dentro del rectángulo punteado:

El vapor de amoníaco sale del evaporador y entra al absorbedor, donde se disuelve y tiene una reacción química con el agua para formar $\text{NH}_3 \cdot \text{H}_2\text{O}$. Ésta es una reacción exotérmica; por ello el calor se libera durante este proceso. La cantidad de NH_3 que puede disolverse en H_2O es inversamente proporcional a la temperatura. Por consiguiente, es necesario enfriar el absorbedor para mantener su temperatura lo más baja posible y, por ende, para maximizar la cantidad de NH_3 disuelto en el agua. La solución líquida $\text{NH}_3 \cdot \text{H}_2\text{O}$, que es rica en NH_3 , se bombea luego al generador. El calor se transfiere a la solución de una fuente para evaporar una parte de la solución. El vapor que es rico en NH_3 pasa por un rectificador, que separa el agua y la regresa al generador. El vapor de NH_3 puro de alta presión continúa luego su trayecto por el resto del ciclo. La solución caliente $\text{NH}_3 \cdot \text{H}_2\text{O}$, pobre en NH_3 , pasa después por un regenerador, donde transfiere una parte de su calor a la solución enriquecida que sale de la bomba, y se estrangula hasta la presión del absorbedor.

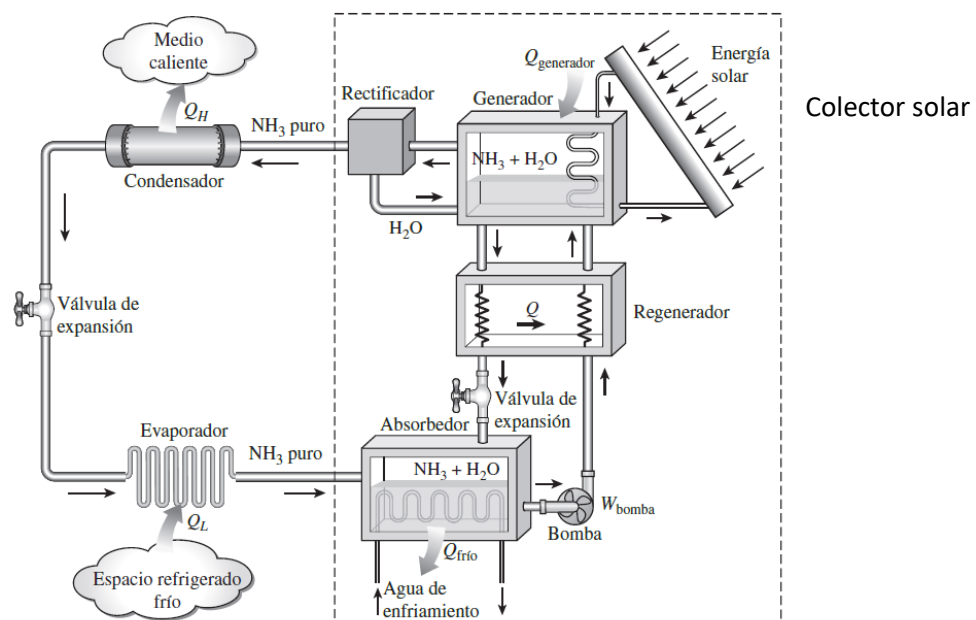


Figura 1- 6. Ciclo de refrigeración por absorción de amoníaco. (Yunus A Cengel, Michael A. Boles, Termodinámica, 2011)

1.4.2. Sistema agua-bromuro de litio

El fluido utilizado en el ciclo de refrigeración, es una solución de agua y Bromuro de litio (LiBr), siendo el agua el refrigerante y el LiBr el absorbente. Una primera ventaja es que los agentes utilizados son totalmente inocuos para el medio ambiente. El LiBr es una sal similar a la sal común (NaCl) que como ella tiene una gran afinidad con el agua, absorbiéndola fácilmente. El otro aspecto importante para entender cómo puede utilizarse el agua como refrigerante, es saber que ésta, cuando se encuentra en un espacio en el que la presión absoluta está muy por debajo de la atmosférica y que en este caso es de únicamente de 0,9 kPa (9 mbar en vez de 1013 que es la presión atmosférica nominal), el agua se evapora (hierve) a tan solo 3°C.

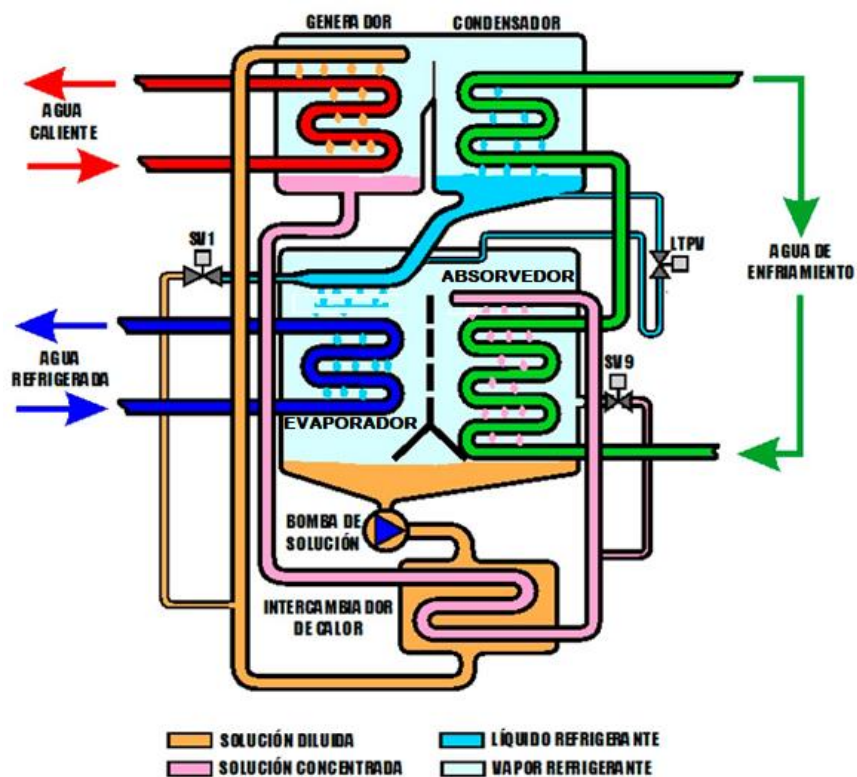


Figura 1- 7. Ciclo de Adsorción Bromuro de Litio – Agua.

Fuente: <https://www.absorsistem.com/tecnologia/absorcion/funcionamiento-del-ciclo-de-absorcion-de-simple-efecto-con-bromuro-de-litio-y-agua>

Para explicar el funcionamiento seguiremos el esquema simplificado de la Figura 1-7. Empezamos en el generador que está situado en la parte superior izquierda del gráfico, donde la solución acuosa (denominada solución diluida) contiene un 52% de LiBr. Por el circuito primario del generador circula el agua caliente que aporta la energía necesaria para hacer funcionar el sistema. Esta agua caliente entra nominalmente a una temperatura de 88°C en el circuito primario del generador saliendo de él a 83°C. Mientras, en el circuito secundario del generador, o sea en el circuito de refrigeración, la presión absoluta es de 13 kPa. Como efecto del calor aportado por el circuito primario de agua caliente, el agua de la solución diluida entra en ebullición y el vapor formado se encamina hacia el recipiente contiguo que es el condensador. Debido a esta separación de vapor, la solución restante, denominada solución concentrada, se concentra hasta un 56% de LiBr dirigiéndose en estas condiciones hacia el intercambiador de calor situado en la parte inferior del esquema. Mientras, en el condensador, el vapor de agua es enfriado hasta 36°C gracias al circuito de agua procedente, por ejemplo, de una torre de enfriamiento y que entra a la máquina a una temperatura de 31°C, condensando el vapor de agua y convirtiéndolo en líquido. Este líquido refrigerante, es introducido por diferencia de presión en el evaporador donde se mantiene una presión absoluta de 0,9 kPa, por lo que se evapora a 3°C adquiriendo el calor necesario para ello del circuito de agua a refrigerar, rebajando su temperatura a 7°C suponiendo que ha entrado de la instalación a 12°C. Al mismo tiempo, la solución concentrada al 56% de LiBr procedente del generador fluye en el absorbedor que comparte espacio y presión con el evaporador, siendo el vapor de agua contenido en este absorbido por el LiBr debido a su afinidad con el agua, diluyendo la concentración de LiBr de nuevo al 52%. Ello permite eliminar el vapor a medida que se produce y continuar manteniendo la presión de 0,9 kPa en el espacio compartido por el evaporador y el absorbedor. El

fenómeno de la absorción produce calor que a su vez es eliminado por el mismo circuito de enfriamiento antes de dirigirse al condensador.

Finalmente, la solución diluida al 52% de LiBr por la absorción del vapor, es aspirada por la bomba de solución (SP) para enviarla de nuevo al generador donde se reinicia el proceso, pasando previamente por un intercambiador de calor que permite aumentar el rendimiento del ciclo.

1.5. 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.

1.5.1. 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

1.6.1. Ciclo continuo

En el ciclo continuo la mezcla más utilizada para la producción de frío es la solución amoníaco-agua, donde el amoníaco opera como refrigerante y el agua como absorbente. Así mismo, la clasificación de estos sistemas se presenta a continuación.

1.6.1.1. Clasificación de los equipos del ciclo continuo

En la identificación de estos equipos de absorción se define dos conceptos importantes que son los siguientes:

- Etapa: indica el número de absorbedores que contiene el equipo, donde se produce la absorción del vapor refrigerante.
- Efecto: indica el número de generadores que contiene el equipo, donde se produce el vapor refrigerante debido a la ebullición. De acuerdo a la teoría encontrada hay diversos criterios al momento de clasificarlos como se muestra en la tabla 1-2.

Tabla 1- 2. Clasificación de equipos de absorción según su función.

Según el número de efectos o generadores
Simple efecto = un sólo generador
Doble efecto = dos generadores
Tripe efecto = Tres generadores
Según el número de etapas o absorbedores
Simple etapa = un absorbedor
Doble etapa = dos absorbedores
Triple etapa = tres absorbedores

Según el par absorbente-refrigerante más utilizado
<p>$(H_2O/LiBr)$: El refrigerante es agua y el absorbente es bromuro de litio.</p> <p>(NH_3/H_2O): El refrigerante es amoniaco y el absorbente es agua.</p>
Según la fuente de calor empleada para el funcionamiento del equipo
<p>Tipo directo o “llama directa”: es el calor que proviene de la combustión de fuentes de energía fósiles</p> <p>(líquidas o gaseosas). Tipo indirecto: es el calor necesario que proviene de la transferencia de calor entre dos fluidos a través de un intercambiador. También de una fuente residual, de una instalación de energía solar, o de una caldera de gas.</p>
Según el sistema de condensación
<p>Condensada por agua: el fluido que provoca la condensación del refrigerante es agua. Llevan asociadas una torre de refrigeración.</p> <p>Condensada por aire: el fluido que provoca la condensación del refrigerante es aire.</p>

1.6.2. Ciclo intermitente

En este tipo de ciclo intermitente que comprenden una clase específica de sistemas de absorción, en donde el proceso de generación y absorción no se realiza simultáneamente, es decir la generación se realiza durante el día y la absorción durante la noche funcionando cíclicamente en un periodo de 24 horas. Además, la presurización se lleva a cabo en un proceso de calentamiento isocórico de la solución amoníaco-agua en el generador. El enfriamiento por absorción solar intermitente tiene dos configuraciones de una etapa (un solo generador) y dos etapas (dos generadores).

1.6.2.1. Funcionamiento del ciclo intermitente

El funcionamiento para este tipo de sistemas funciona por el principio de absorción donde el agua absorbe el vapor de amoníaco, generando un proceso exotérmico donde se requiere principalmente una fuente de energía térmica para su operación. Este tipo de sistema no requiere de elementos mecánicos que utilizan energía eléctrica tales como una bomba y compresor. En la figura 1-8 se muestra los componentes principales del sistema y su función.

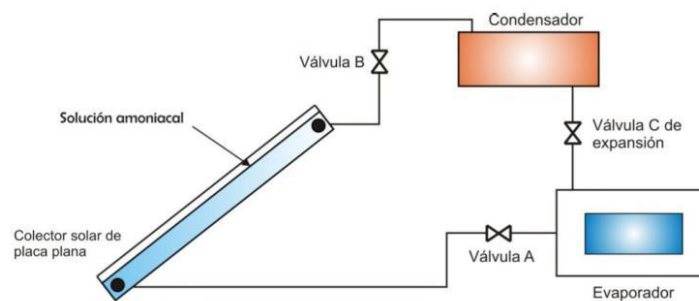


Figura 1- 8. Sistema de absorción de ciclo intermitente.

- Colector solar: se encarga de la generación y absorción de la solución amoníaco-agua, y opera en dos periodos. Es decir, durante el día capta la energía térmica proveniente del sol para la regeneración del amoníaco, mientras tanto, durante la noche se realiza la absorción que es cuando el agua absorbe el vapor del refrigerante proveniente del evaporador.
- Condensador: es el encargado del cambio de fase del vapor proveniente del generador a fase de líquido saturado, rechazando calor hacia el entorno.
- Válvula de expansión: controla el paso del refrigerante del lado de alta presión hacia el lado de baja presión.

- Evaporador: se encarga de extraer calor de la cámara de enfriamiento, gracias al refrigerante que circula dentro del mismo

1.7.Representación gráfica de los ciclos de refrigeración por absorción

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.

1.7.1. El plano log P-1/T de Oldham

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. 1-9) 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.

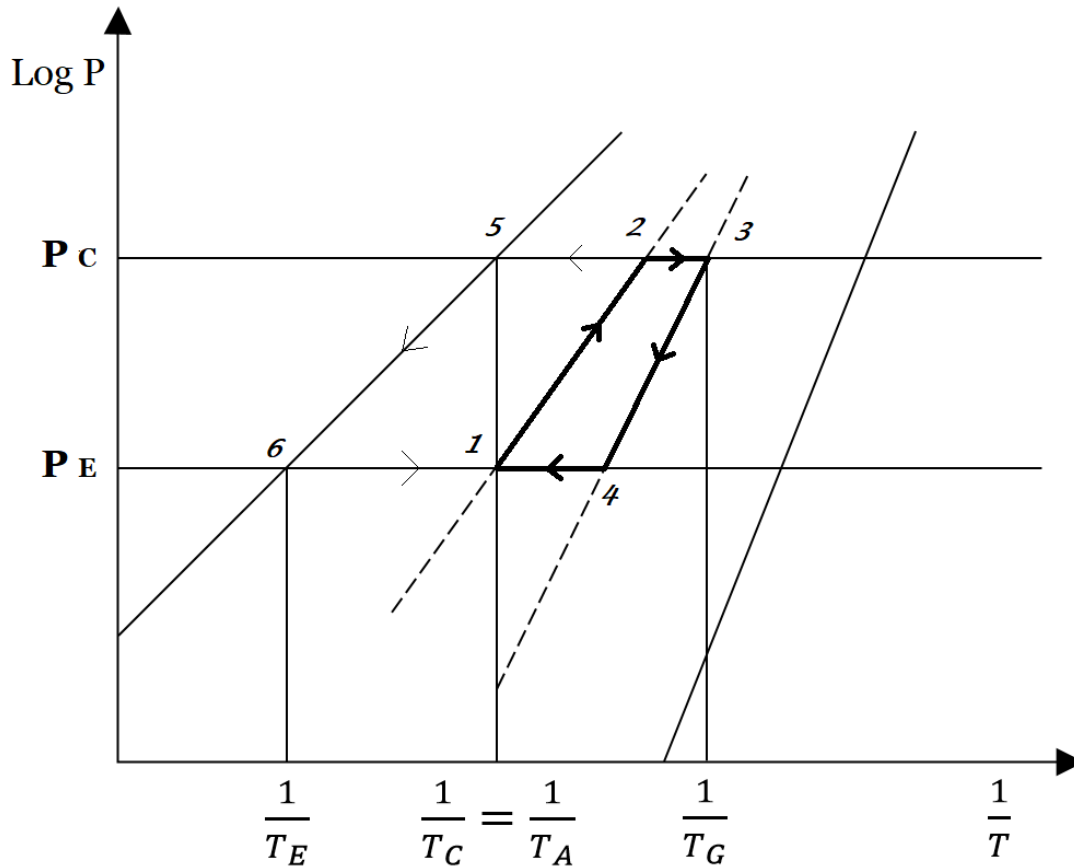


Figura 1- 9. Plano de Oldham

En la figura 1-9 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 discontinuas. 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 ($X_2 - X_1$).

1.7.2. 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 entalpia. El eje de las abscisas esta graduada en concentraciones de la fase líquida (X) y el eje de las ordenadas en entalpías (h). El diagrama de equilibrio amoniaco-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 entalpia. La figura del anexo A1-1, representa un diagrama (h – X) para mezclas amoniaco-agua.

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

$$M_A \pm M_B = M_C \quad \text{Ec. 1- 1}$$

$$M_A * A \pm M_B * B = M_C * C \quad \text{Ec. 1- 2}$$

$$M_A h_a \pm M_B h_B = M_C h_C \quad \text{Ec. 1- 3}$$

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 1-10.

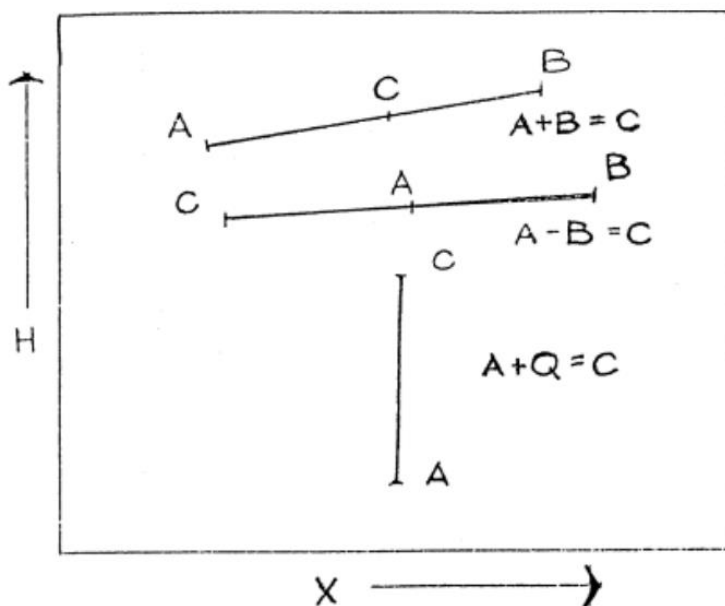


Figura 1- 10. Aplicación de la regla de momentos en el grafico (h-X)

1.7.2.1.Regla de momentos sobre plano termodinámico, Entalpía-concentración-temperatura

En la figura 1-11, 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.

- (d) 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.
- (m) 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

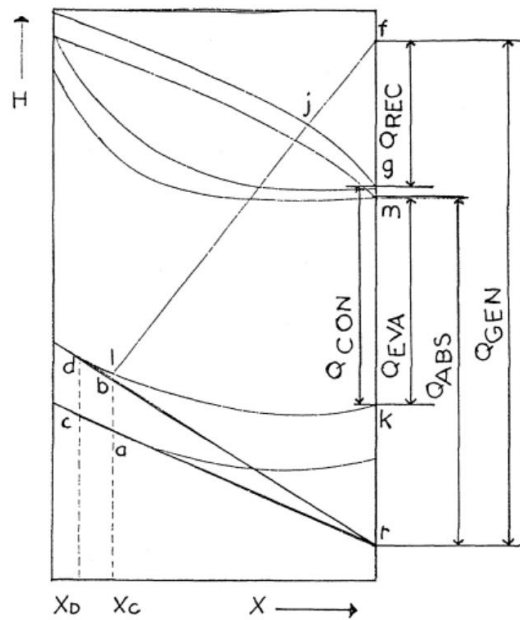


Figura 1- 11. Representación de las fases en un plano Entalpía-concentración-temperatura

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 1lb de vapor, desde el absorbedor al generador, se determina con la relación siguiente:

$$f = \frac{X_R - X_D}{X_C - X_D} \quad \text{Ec. 1- 4}$$

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

$$f' = f - 1 = \frac{X_R - X_C}{X_C - X_D} \quad \text{Ec. 1- 5}$$

1.8. 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:

- 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.

- Estabilidad química.

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

- 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).

- No debe ser explosivo ni inflamable.

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

- 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.

- 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.

- 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.

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

- 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.

- 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.

Capítulo 2: Diseño termodinámico

2.1.Descripción del sistema de refrigeración propuesto.

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

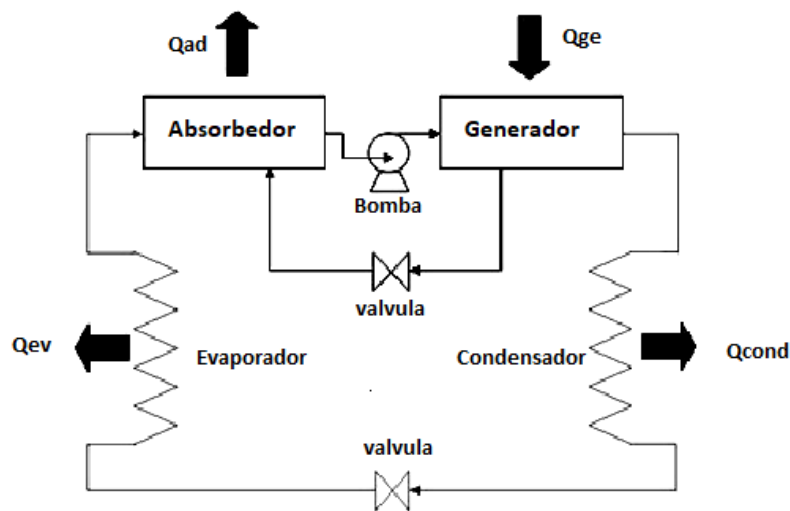


Figura 2- 1. Ciclo de absorción en funcionamiento continuo.

El amoníaco 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 amoníaco, 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 proveniente de una fuente geotérmica de mediana entalpía, esto eleva la temperatura de la solución y de aquí en adelante la cantidad de amoníaco 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 amoníaco, 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 amoníaco 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 amoníaco líquido extrae calor del medio que lo rodea (aire o líquido), provocando su enfriamiento.

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

2.1.1. 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. Instalar este dispositivo después del generador ayuda a evitar la

formación de hielo en el evaporador producto de la baja temperatura y la presencia de vapor de agua en este dispositivo.

2.2. Parámetros de diseño

2.2.1. Carga por transmisión de calor

Dimensiones del espacio a refrigerar.

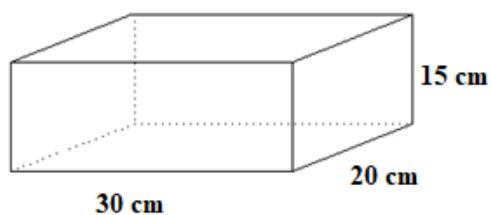
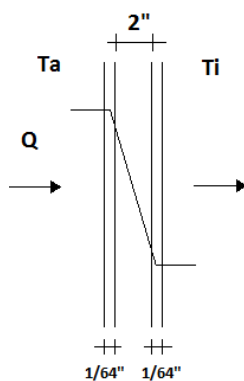


Figura 2- 2. Espacio a refrigerar.

Mediante la ecuación:

$$Q = U * A * DTME \quad \text{Ec. 2- 1}$$

Se considera paredes de acero y poliuretano esreado y acero en el exterior.



$$U = 1/R_t = \frac{1}{2R_{eu} + 2R_{ac}} \quad \text{Ec. 2- 2}$$

Figura 2- 3. Espesor del aislamiento.

Según tabla 6.1 (*Principios y Sistemas de Refrigeración de Edward G. pita, 1991*)

$$R_{ac} = 3 \times 10^{-3} \text{ hr} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F} / \text{Btu} \text{ por pulgada de espesor}$$

$$R_{eu} = 5.90 \text{ hr} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F} / \text{Btu} \text{ por pulgada de espesor}$$

$$U = \frac{1}{2(5.9) + 2\left(\frac{1}{16}\right)(3 \times 10^{-3})}$$

$$U = 8.47 \times 10^{-2} \text{ Btu/hr} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F} \quad (\text{Aprox. } 1.22 \times 10^{-2} \frac{\text{Wm}}{\text{k}})$$

Áreas

Se consideran las paredes del techo y el piso

$$A_t = \text{Paredes}_1 + \text{Paredes}_2 + \text{techo y piso}$$

$$A_t = 2(0.3 \times 0.2)m^2 + 2(0.2 \times 0.15)m^2 + 2(0.3 \times 0.15)m^2$$

$$A_t = 0.27 \text{ m}^2 \text{ (48 ft}^2\text{)}$$

$$DT = (82.4 - 0)^\circ\text{F}$$

$$DT = 82.4^\circ\text{F}$$

$$Q = (0.0847)(48)(82.4)$$

$$Q = 335 \text{ Btu por 24 hr} \quad (\text{aprox. } 9.82 \times 10^{-2} \text{ KWh})$$

2.2.2. Infiltración de aire

La infiltración de aire no se tomará en cuenta dada las dimensiones del espacio refrigerado, y por otra parte debido al poco tiempo de operación del equipo a diseñar.

2.2.3. Carga de enfriamiento del producto

Consideraciones:

- Se considera 5 lbm de agua para la producción de Hielo.
- Calor específico del agua $C_p = 0.24 \text{ Btu}/\text{lbm}\cdot\text{R}$ (tabla A3-2E Cengel 7ed)
- Entalpia para el cambio de fase del agua a presión constante.

$$h_{if} = 143.5 \text{ Btu}/\text{lbm} \text{ (tabla A3-3E Cengel 7ed)}$$

$$Q = Q_s + Q_L \quad \text{Ec. 2- 3}$$

$$Q_s = m \times C_p \times TC_2 \quad \text{Ec. 2- 4}$$

$$Q_s = 5 \text{ lb} \times (0.24 \text{ BTU}/\text{lbm}\cdot\text{R}) \times (82.4 - 0)^\circ\text{F}$$

$$Q_s = 98.88 \text{ BTU} \quad (\text{aprox. } 28.98 \text{ Watt hora})$$

$$Q_L = m \times h_{if}$$

$$Q_L = 5 \text{ lbm} \times (143.5 \text{ BTU}/\text{lbm})$$

$$Q_L = 717.5 \text{ Btu} \quad (\text{aprox. } 210.28 \text{ Watt hora})$$

Calor requerido para enfriar el agua durante la demostración será el correspondiente a la suma entre el calor por transmisión entre las paredes de contenedor y el calor necesario para bajar la temperatura y congelar el agua.

$$Q = 98.88 + 717.5$$

$$Q = 816.38 \text{ BTU}$$

$$Q_T = 335 + 816.38 \text{ BTU}$$

$$Q_T = 1151.38 \text{ BTU} \quad (\text{aprox. } 337.44 \text{ Watt hora})$$

Suponiendo que el equipo trabajara un periodo de 2 horas para congelar el hielo.

La potencia frigorífica del refrigerado deberá ser: $\dot{Q} = 1151.38/2 = 575.7$ BTU/hr

Por lo tanto, el equipo deberá ser de 4.8×10^{-2} toneladas de refrigeración, pero se tomará una potencia de 0.5 toneladas de refrigeración el equivalente a 1.5 KW, de modo que el equipo tenga capacidad para producir más hielo en menos tiempo y acortar el tiempo necesario para realizar demostraciones didácticas.

2.2.4. Características del modelo termodinámico

2.2.4.1. Hipótesis del modelo termodinámico

Para el desarrollo de este se harán las siguientes hipótesis del modelo termodinámico:

- El sistema opera en régimen estacionario.
- No existe intercambio de calor entre los intercambiadores y el ambiente, únicamente entre las corrientes de fluido que circulan en el interior del sistema.
- Las corrientes de salida en el absorbedor, generador, condensador y evaporador están en condiciones de saturación.
- La energía cinética y potencial durante todos los procesos en el ciclo no presenten cambios, o son despreciables.
- No se consideran pérdidas o ganancias de calor a través de los diferentes accesorios del sistema y tuberías.
- El proceso de expansión en las válvulas de estrangulación se considera isoentálpica.
- La temperatura del refrigerante en el evaporador se considera constante.

2.2.5. Características de la carga de refrigeración

Para el cálculo de la carga de refrigeración se tomará de base las siguientes condiciones.

- Temperatura ambiente: Se definirá como la temperatura a la cual el agua en estado líquido ingresa a la cámara de refrigeración. La temperatura del agua en el medio ambiente se tomará como valor máximo 28°C
- Volumen interior del espacio a refrigerar, es el aproximado a una caja de zapatos: $8.602 \times 10^{-3} \text{ m}^3$, aprox. (34 cm x 23 cm x 11 cm).
- Masa de agua diaria a congelar para efectos de estudio será 5 lbm/día.
- Material Aislante de las paredes y compuerta del cámara de refrigeración: Se utilizará uretano esparado con un espesor aproximado de 2 plg.

2.2.5.1. Variables independientes del sistema

Las variables independientes consideradas en el cálculo son las siguientes:

- Temperatura del vapor a la salida del evaporador, $T_{12} (T_E) = 0^\circ\text{C}$
- Temperatura de la solución débil a la salida del generador, $T_4 (T_G) = 120^\circ\text{C}$
- Temperatura del condensado a la salida del condensador, $T_{10} (T_C) = 30^\circ\text{C}$
- Temperatura de la solución fuerte a la salida del absorbedor, $T_1 (T_A) = 30^\circ\text{C}$
- Efectividad del intercambiador solución-solución = 0.7
- Temperatura a la salida del intercambiar de calor = 60°C
- Composición de vapor de amoníaco a la salida del evaporador, $x_{12} = 0.995$
- Capacidad del evaporador, $Q_{EV} = 1.5 \text{ KW}$

2.3. Balances de masa y energía

A continuación, se describen las ecuaciones correspondientes a los balances de materia y de energía en cada uno de los componentes del ciclo. El caudal másico y la entalpía de cada una de las corrientes están representados por las variables m y h , respectivamente. El número que aparece como subíndice corresponde a los estados de las corrientes según el esquema de la figura 7.6.

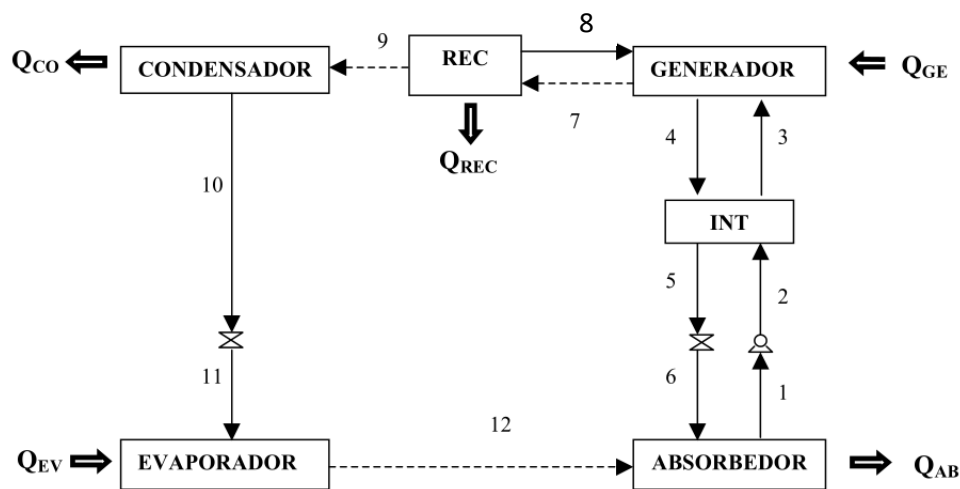


Figura 2- 4. Diagrama esquemático de un ciclo simple absorción con $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. (Jesús Ramón Cerezo, *Proceso de absorción con amoníaco-agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción*, 2016)

- Absorbedor

$$m_1 = m_6 + m_{12} \quad \text{Ec. 2- 5}$$

$$m_1 X_1 = m_6 X_6 + m_{12} X_{12} \quad \text{Ec. 2- 6}$$

$$Q_{AB} + m_1 h_1 = m_6 h_6 + m_{12} h_{12} \quad \text{Ec. 2- 7}$$

- Generador

$$m_4 + m_7 = m_3 + m_8 \quad \text{Ec. 2- 8}$$

$$m_4 X_4 + m_7 X_7 = m_3 X_3 + m_8 X_8 \quad \text{Ec. 2- 9}$$

$$m_4 h_4 + m_7 h_7 = Q_{GE} + m_3 h_3 + m_8 h_8 \quad \text{Ec. 2- 10}$$

- **Condensador**

$$m_{10} = m_9 \quad \text{Ec. 2- 11}$$

$$Q_{CO} + m_{10}h_{10} = m_9h_9 \quad \text{Ec. 2- 12}$$

- **Evaporador**

$$m_{12} = m_{11} \quad \text{Ec. 2- 13}$$

$$m_{12}h_{12} = m_{11}h_{11} + Q_{EV} \quad \text{Ec. 2- 14}$$

- **Intercambiador de calor solución/solución**

$$m_3 + m_5 = m_4 + m_2 \quad \text{Ec. 2- 15}$$

$$m_3h_3 + m_5h_5 = m_4h_4 + m_2h_2 \quad \text{Ec. 2- 16}$$

- **Bomba**

$$m_2 = m_1 \quad \text{Ec. 2- 17}$$

$$m_2h_2 - m_1h_1 = W_B \quad \text{Ec. 2- 18}$$

$$W_B = m_1(h_2 - h_1) \quad \text{Ec. 2- 19}$$

Adicionalmente el trabajo de específico de la bomba.

$$W_B = \frac{\dot{m}_1 v_1 (P_2 - P_1)}{\eta_b} \quad \text{Ec. 2- 20}$$

$$h_2 = h_1 + w_B \quad \text{Ec. 2- 21}$$

- **Rectificador**

$$m_7 = m_8 + m_9 \quad \text{Ec. 2- 22}$$

$$m_7X_7 = m_8X_8 + m_9X_9 \quad \text{Ec. 2- 23}$$

$$m_7h_7 = m_8h_8 + m_9h_9 + Q_{REC} \quad \text{Ec. 2- 24}$$

2.4. Determinación de las propiedades termodinámicas en base al diagrama de equilibrio amoniaco-agua.

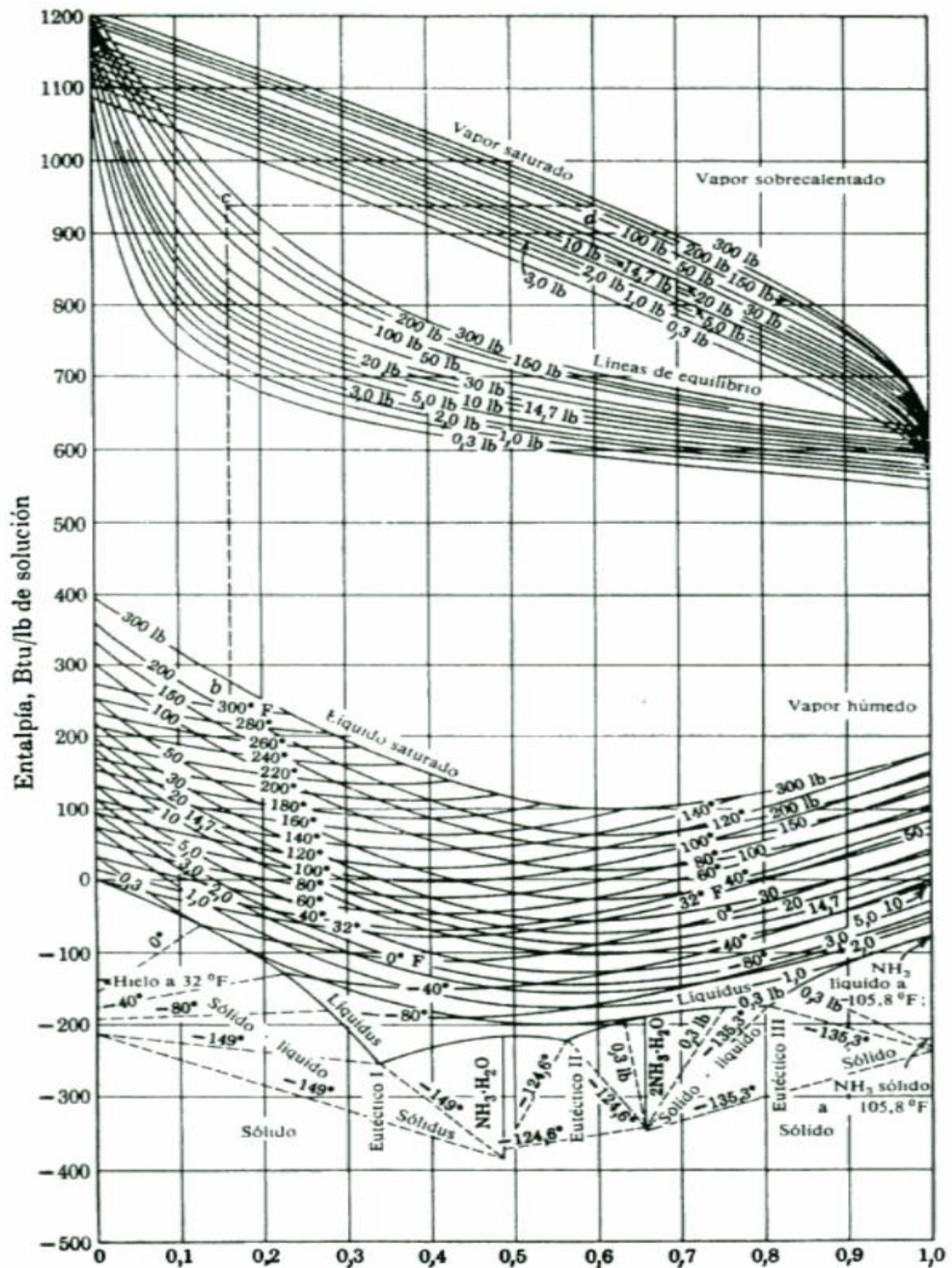


Figura 2- 5. Diagrama entalpia concentración para el sistema amoniaco agua. Estados de referencia: Agua a 32°F, amoniaco líquido a -40°F. (Olaf A. Hougen, Kenneth M. Watson, Roland A. Ragatz, Principios de los procesos químicos, 2006)

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 2-4.

El grupo inferior de líneas del diagrama de la figura 2-5 corresponde a las entalpías de diversas fases sólidas de hielo y amoníaco con los puntos eutéctico y congruente. El grupo de curvas situado sobre este, representa las entalpías 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 entalpías de vapores saturados que cubren todo el intervalo de composiciones para distintas temperaturas y presiones.

2.5. Propiedades termodinámicas del ciclo

Para determinar las propiedades a partir de los diagramas, se utilizaron unidades del sistema inglés y al final del apartador se brindan tablas resumen de las propiedades obtenidas en sistema inglés y su equivalente en sistema internacional.

La figura 2-5 muestra el diagrama correspondiente a las entalpías del sistema amoníaco-agua a varias presiones y temperaturas y para todas las composiciones y fases.

Las entalpías están basadas sobre 1 lbm del fluido y los estados de referencia son el amoníaco líquido saturado a -40°F y el agua saturada a 32°F.

La presión en el punto 12 (ver figura 2-5A) es una presión de equilibrio de vapor saturado con una concentración de 99.5% de NH_3 a 0°C , con estos datos se ingresa al diagrama equilibrio amoniaco-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 0°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 12 psia.

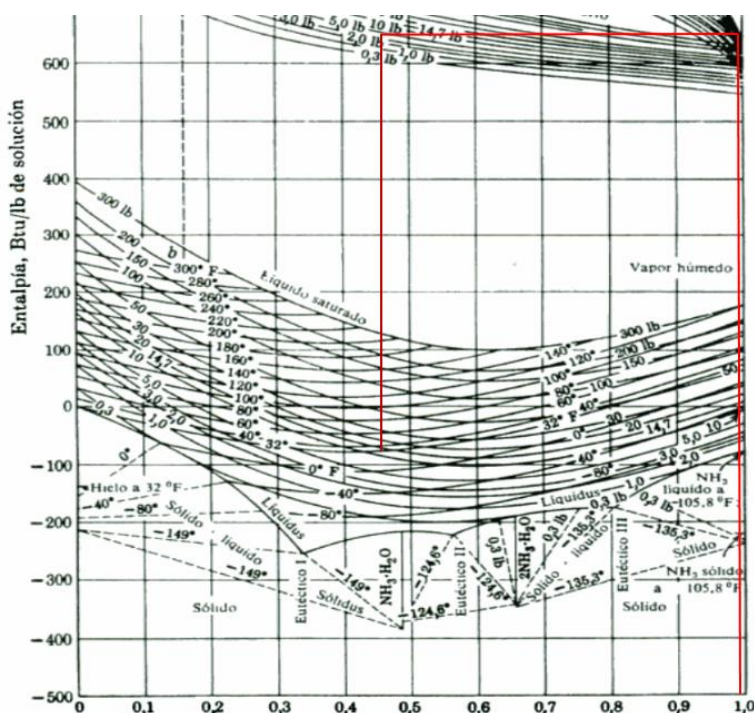


Figura 2-5 A. Valores de ensayo para la obtención de la presión de equilibrio del punto 12.

Para el punto 1 a la salida del absorbedor se tiene una solución concentrada con presión de y temperatura de 86°F. Se determina del gráfico (figura 2-5B) una concentración de NH₃ de 27% y entalpía de -14 Btu/lbm.

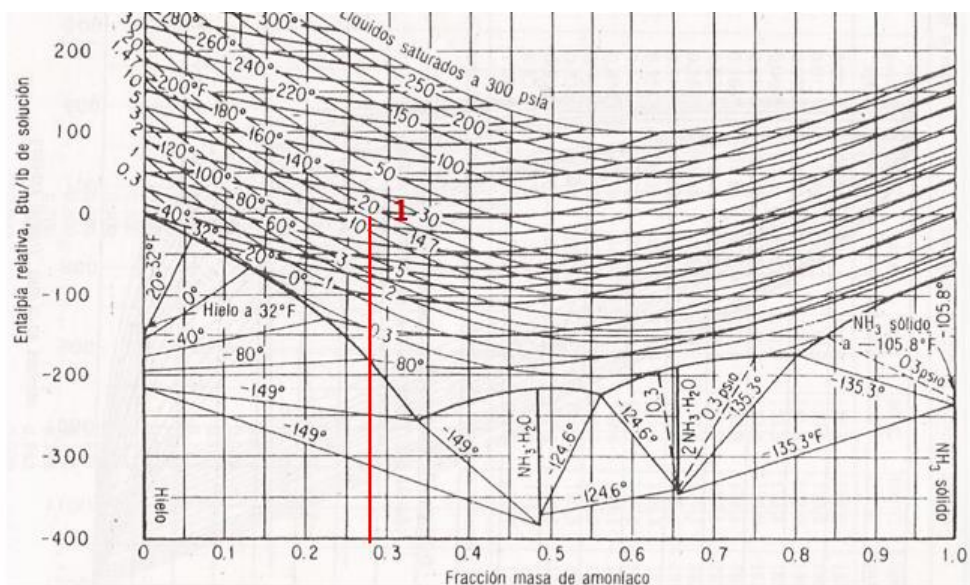


Figura 2-5 B. Punto 1.

A la salida del condensador (punto 10) con una temperatura de 86°F y una concentración de NH₃ de 99.5% se lee una presión de 160 psia, este valor es igual para los puntos: 3, 4, 5, 7.

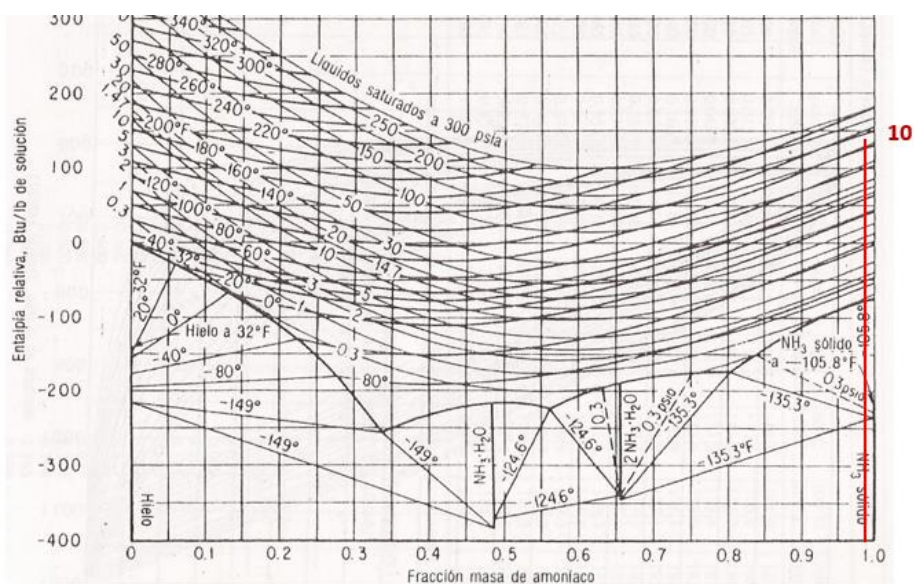


Figura 2-5 C. Punto 10.

En el punto 2, tenemos una temperatura de 86°F bajo la suposición de que no existen cambios apreciables de temperatura durante el proceso de compresión de la mezcla, la concentración es la misma que en el punto 1, la cual también es igual en el punto 3 y la entalpía para efectos de cálculo se tomara la misma que el punto 1.

En el punto 3 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 4 encontramos la entalpía ingresando al gráfico con una temperatura de 248°F y con una presión de 160 psia, como resultado tenemos que $h_4 = 175$ btu/lbm, en este punto es posible realizar trazar una línea de operación para el proceso de 4 a 7 y obtener las propiedades en el punto 7.

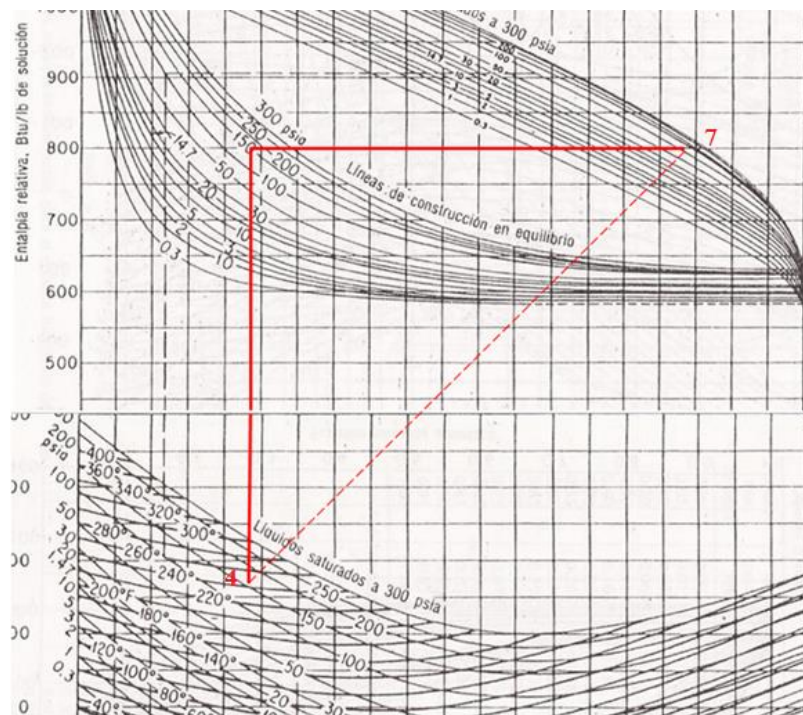


Figura 2-5 D. Línea de operación entre 4 y 7.

En el punto 5 a la salida del intercambiador circula una solución débil con una temperatura de 60°F y una presión de 160 psia, del grafico se define una entalpía de $h_5 = 55$ Btu/lbm y la concentración se mantiene constante en este lazo del circuito, ya que hemos considerado una válvula isoentálpica y aunque si es posible observar cambios de temperatura en este proceso, prolongando la línea de operación por debajo de la presión de alta hasta la presión de estrangulamiento, lo cual da una temperatura en el punto 6 de 130°F.

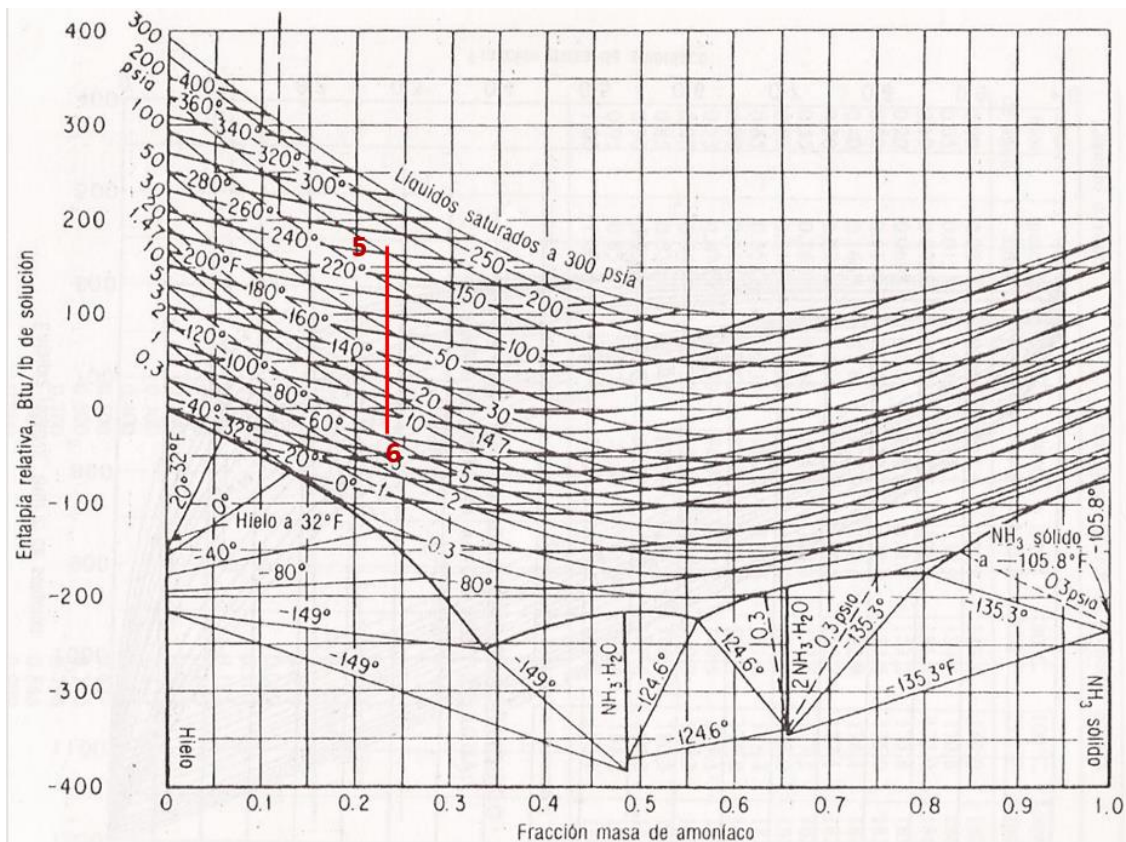


Figura 2-5 E. Línea de operación entre 5 y 6.

En el punto 9 tenemos vapor de amoníaco con una concentración de 0.995 de NH_3 y una presión de 160 psia. 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 rectificador, $T_9 = 123^\circ\text{F}$ y al mismo tiempo obtenemos una entalpía de 645 Btu/lbm. Mediante la misma línea de operación del punto 9 se obtienen las condiciones del punto 8 con una concentración de 64.5% de NH_3 y una entalpía de fluido de 50 Btu/lbm.

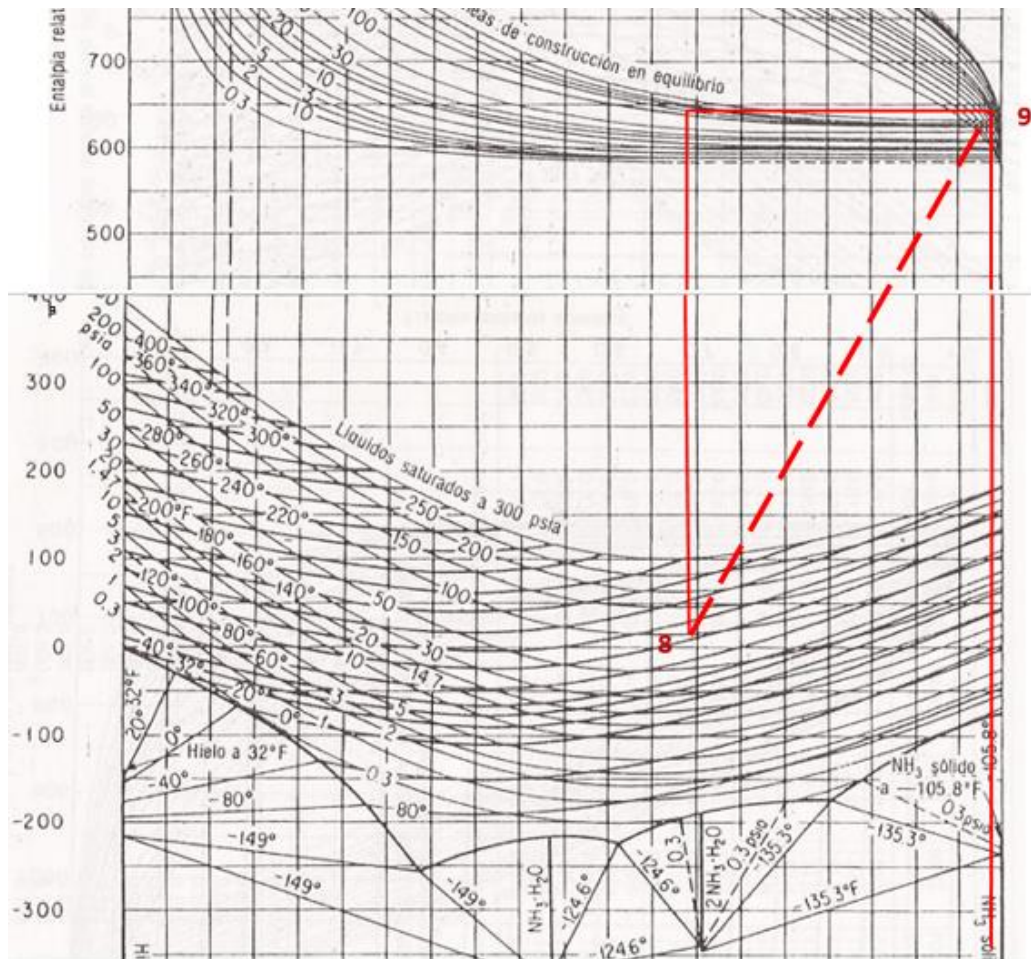


Figura 2-5 F. Línea de operación entre 8 y 7.

2.5.1. Flujos máscicos en las diferentes líneas del circuito

Para determinar los diferentes flujos máscicos del circuito, es necesario realizar balances de masa, energía y concentración en diferentes componentes del sistema.

Los balances de materia y energía se establecen comenzado en el evaporador utilizando la carga térmica de diseño del refrigerador de 1.5 kw el equivalente a 5118.213 Btu/hr.

- Flujo másico en el evaporador

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{12}(h_{12} - h_{11}) \quad \text{Ec. 2- 25}$$

Despejando se tiene:

$$\dot{m}_{12} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{(h_{12}-h_{11})} = \frac{5118.213}{(620-135)} = 10.553 \frac{lbm}{h} \quad (1.33 \times 10^{-3} \text{ kg/s})$$

Este valor es el correspondiente para \dot{m}_9 , \dot{m}_{10} y \dot{m}_{11}

- Flujo másico en el absorbedor

De la ecuación 2-5 se tiene:

$$\dot{m}_{12} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_1 - \dot{m}_{12}$$

Sustituyendo $\dot{m}_{12} = 10.553 \frac{lbm}{h}$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_1 - 10.553 \frac{lbm}{h} \quad \text{Ec. 2- 26}$$

De balance de masa - concentración de la ecuación 2-6

$$\dot{m}_1 X_1 = \dot{m}_6 X_6 + \dot{m}_{12} X_{12}$$

Sustituyendo la ecuación 2-26 en 2-6

$$\dot{m}_{12} x_{12} + (\dot{m}_1 - 10.553) x_6 = \dot{m}_1 x_1$$

Resolviendo para m_1 se tiene:

$$\dot{m}_1 = \frac{10.553x_6 - \dot{m}_{12}x_{12}}{x_6 - x_1}$$

$$\dot{m}_1 = \frac{10.553(0.230) - 10.553(0.995)}{0.230 - 0.270}$$

$$\dot{m}_1 = 201.83 \frac{lbm}{h} \quad (25.43 \times 10^{-3} \text{ kg/s})$$

Es flujo es el correspondiente para \dot{m}_2 y \dot{m}_3

De la ecuación 2-26 \dot{m}_6 es:

$$\dot{m}_6 = 191.27 \frac{lbm}{h} \quad (24.1 \times 10^{-3} \text{ kg/s})$$

Este flujo es el mismo para \dot{m}_4 y \dot{m}_5 .

2.5.2. Propiedades restantes

Las propiedades restantes corresponden al punto 3, para lo cual es necesario realizar un balance de masa y energía en el intercambiador.

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

De las ecuaciones 2-15 y 2-16 podemos resolver para h_3 .

$$h_3 = \frac{\dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_2 h_2}{\dot{m}_3} \quad \text{Ec. 2-27}$$

Sustituyendo valores

$$h_3 = \frac{(191.273)(175) - (191.273)(55) + (201.826)(-14)}{(201.826)}$$

$$h_3 = 99.75 \approx 100 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \quad (232.6 \text{ KJ/Kg})$$

Con este valor ya es posible obtener las propiedades restantes del punto 3, mediante el uso del diagrama entalpía concentración.

A continuación, se muestran los datos obtenidos en unidades del sistema inglés e internacional.

Tabla 2- 1. Resumen de propiedades termodinámicas del sistema obtenidas mediante el diagrama entalpía concentración (sistema inglés).

Punto	T (°F)	P (Psia)	H (Btu/lbm)	X
1	86	12	-14	0.270
2	86	160	-	0.270
3	188	160	100	0.270
4	248	160	175	0.230
5	140	160	55	0.230
6	130	12	55	0.230
7	248	160	820	0.832
8	123	160	50	0.645
9	123	160	645	0.995
10	86	160	135	0.995
11	-0.3	12	135	0.995
12	32	12	620	0.995

Tabla 2- 2. Resumen de propiedades termodinámicas del sistema obtenidas mediante el diagrama entalpía concentración (sistema internacional).

Punto	T (°C)	P (Kpa)	H (KJ/Kg)	X
1	30	82.737	-32.564	0.270
2	30	1103.16	-	0.270
3	82.22	1103.16	232.6	0.270
4	120	1103.16	407.05	0.230
5	60	1103.16	127	0.230
6	54.44	82.737	127	0.230
7	120	1103.16	1907.32	0.832
8	50.56	1103.16	116.3	0.645
9	50.56	1103.16	1500.27	0.995
10	30	1103.16	314.01	0.995
11	-17.78	82.737	314.01	0.995
12	0	82.737	1442.12	0.995

2.6. Determinación de las propiedades termodinámicas mediante software EES.

A lo largo del ciclo existen diferentes concentraciones de cada componente en las mezclas, en este punto el empleo del diagrama entalpía-concentración facilita la evaluación de los balances energéticos en el ciclo.

En base a los parámetros definidos en el apartado anterior se determinan las propiedades restantes del ciclo termodinámico de absorción NH₃-H₂O de la figura 2.4.

Las propiedades termodinámicas de la mezcla amoníaco-agua son determinada utilizando las funciones y subrutinas del software Engineering Equation Solver EES, realizando consultas de los diferentes puntos mediante variables conocidas.

2.6.1. Salida del evaporador (Punto 12)

La presión en el punto 12, corresponde a una presión de equilibrio de vapor saturado ($Q = 1$) con una concentración de 99.5% de NH_3 a 0°C . La presión obtenida corresponde a 160 kpa.

2.6.2. Salida del absorbedor y entrada a la bomba (punto 1)

Para el punto 1 se obtiene una solución diluida ($Q = 1$) a la misma presión que el punto 12 y una temperatura de 30°C . La concentración y entalpía determinadas mediante el software dan como resultado 36.11 % de NH_3 y -84.03 kJ/kg respectivamente.

2.6.3. Salida de la bomba (punto 2)

En el punto 2 no se consideran cambios apreciables en la temperatura por tanto la temperatura y la concentración es la misma que en el punto 1, la cual también es igual en el punto 3, la presión de alta del sistema se definiera en el punto 10.

2.6.4. Salida del condensador (punto 10)

Se considera solo líquido saturado con una temperatura de 30°C y una concentración de 99.5% de NH_3 se lee una presión aproximada de 1161 Kpa.

2.6.5. Salida de intercambiador de calor entrada al generador (punto 3)

En este punto se supone liquido saturado ($Q = 0$) a la salida del intercambiador de calor con una presión de 1161 kpa y una concentración de 36.11 % NH₃.

2.6.6. Retorno del generador al intercambiador de calor (punto 4)

En el punto 4 tenemos liquido saturado ($Q = 0$). La concentración y entalpía correspondiente se obtienen con una temperatura de 120°C y con una presión de 1161 kpa, como resultado tenemos que 25.7% de NH₃ y una entalpía de 353.8 kJ/Kg.

2.6.7. Salida del intercambiador de calor (punto 5)

Se supone una temperatura de salida en el intercambiador de calor de 60°C para un líquido saturado y una presión de 1161 kpa.

2.6.8. Retorno al generador (Punto 6)

El estrangulamiento en la válvula se considera isoentálpico, por tanto, la entalpía en 6 es igual que en el punto 5, la presión correspondiente en este punto es de 160 kpa y una concentración de 0.257 %NH₃ obtenida en el punto 4.

2.6.9. Salida del generador entrada al rectificador (punto 7)

El punto 7 corresponde al flujo de vapor en condiciones de saturación a una temperatura de 120 °C y una presión de 1161 kpa.

2.6.10. Entrada al condensador (punto 9)

A la entrada de este dispositivo se considera vapor en condiciones de saturación a una presión de 1161 kpa con una concentración de 0.995 NH₃. La temperatura determinada en este punto es de 60.15 °C.

2.6.11. Retorno del rectificador al generador (punto 8)

En esta línea se considera el retorno de una mezcla de líquido saturado a una temperatura igual que la temperatura de vapor saturado del punto 9, esta corresponde a 60.15 °C, la presión es de 1161 kpa.

2.6.12. Salida del condensador (Punto 11)

El proceso de expansión en la válvula se considera isoentálpico, por tanto, la entalpia en este punto es igual a la del punto 12. La temperatura elegida en este punto es de 30 °C y una presión de 1161 Kpa, correspondiente a la presión de alta en el sistema.

2.6.13. Resumen de las propiedades termodinámicas

Tras realizar consultas en la librería de propiedades de la mezcla amoniaco-agua del software EES, en base a 3 variables conicidades en cada punto se obtuvo la siguiente tabla de propiedades.

Tabla 2- 3. Resumen de propiedades termodinámicas del sistema.

Sort	1 h_i [kJ/kg]	2 p_i [kPa]	3 Q_i	4 s_i [kJ/kg·K]	5 T_i [C]	6 v_i [m ³ /kg]	7 x_i
[1]	-84.03	160	0	0.3352	30	0.001148	0.3611
[2]	-83.11	1161	-0.001	0.3345	30	0.001147	0.3611
[3]	211.2	1161	0	1.211	96.42	0.001237	0.3611
[4]	353.8	1161	0	1.526	120	0.001219	0.257
[5]	89.53	1161	-0.001	0.7977	60	0.00113	0.257
[6]	89.53	160	0.802	0.01921	52.48	0.01857	0.257
[7]	1678	1161	1	5.317	120	0.1546	0.8644
[8]	38.51	1161	0	0.7252	60.15	0.001303	0.5621
[9]	1383	1161	1	4.57	60.15	0.1281	0.995
[10]	138.1	1161	0	0.5048	30	0.001677	0.995
[11]	138.1	160	0.6013	0.137	-23.69	0.1852	0.995
[12]	1278	160	0.99	5.13	0	0.8019	0.995

2.7. Balance de masa y energía en las diferentes líneas del circuito

2.7.1. Determinación de flujos

Para determinar los diferentes flujos de energía y masa del circuito, es necesario realizar balances de masa, energía y concentración en diferentes componentes del sistema.

Los balances de materia y energía se establecen comenzado en el evaporador utilizando los datos de la tabla 2.1 y la carga térmica de diseño del refrigerador de 1.5 kw.

2.7.1.1. Flujo másico en el evaporador

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{12}(h_{12} - h_{11})$$

Despejando la ec. 2.25 se tiene:

$$\dot{m}_{12} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{(h_{12} - h_{11})} = \frac{1.5 \text{ kw}}{(1278 - 138.1)} = 1.316 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

2.7.1.2. Flujo másico en el absorbedor

De la ecuación 2-5 se tiene:

$$\dot{m}_{12} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_1 - \dot{m}_{12}$$

Sustituyendo $\dot{m}_{12} = 1.32 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 4.74 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$ en la Ecuación 2-26.

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_1 - 4.74 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

De balance de masa - concentración de la ecuación 2-6.

$$\dot{m}_1 X_1 = \dot{m}_6 X_6 + \dot{m}_{12} X_{12}$$

Sustituyendo la ecuación 2-26 en 2-6.

$$\dot{m}_{12} x_{12} + (\dot{m}_1 - 4.74) x_6 = \dot{m}_1 x_1$$

Resolviendo para m_1 se tiene:

$$\dot{m}_1 = \frac{4.74 x_6 - \dot{m}_{12} x_{12}}{x_6 - x_1}$$

$$\dot{m}_1 = \frac{4.74(0.257) - 4.74(0.995)}{0.257 - 0.361}$$

$$\dot{m}_1 = 33.6 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 9.33 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

De la ecuación 2-26 \dot{m}_6 es:

$$\dot{m}_6 = 28.86 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 8.02 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

2.7.1.3. Flujo en el generador

De las ecuaciones 2-8 y 2-9, resolviendo para m_7 se tiene:

$$\dot{m}_7 = \frac{\dot{m}_1 x_3 + (\dot{m}_6 - \dot{m}_1) x_8 - \dot{m}_6 x_4}{(x_7 - x_8)}$$

$$\dot{m}_7 = 1.89 \times 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_8 = 5.71 \times 10^{-4} \frac{kg}{s}$$

2.7.2. Cálculo de trabajo y energía de los componentes del sistema

El calor en el evaporador se estableció previamente antes del análisis del sistema por lo tanto se mantendrá en 1.5 kw.

2.7.2.1. Absorbedor

El calor rechazado en el absorbedor se establece a partir del siguiente análisis de la ecuación 2-7.

$$\dot{m}_{en} h_{en} = \dot{m}_{sal} h_{sal}$$

$$Q_{AB} + \dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_6 h_6$$

$$Q_{AB} = \dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_1 h_1$$

$$Q_{AB} = 9.33 \times 10^{-3} \frac{kg}{s} \left(-84.03 \frac{kJ}{kg} \right) - 1.32 \times 10^{-3} \frac{kg}{s} \left(1278 \frac{kJ}{kg} \right) - 8.02 \times 10^{-3} \frac{kg}{s} \left(89.53 \frac{kJ}{kg} \right)$$

$$Q_{AB} = 3.18 \text{ KW}$$

2.7.2.2. Generador

Del balance de masa y energía para el generador, se tiene la ecuación 2-10.

$$m_4 h_4 + m_7 h_7 = Q_{GE} + m_3 h_3 + m_8 h_8$$

$$Q_{GE} = m_4 h_4 + m_7 h_7 - m_3 h_3 - m_8 h_8$$

$$Q_{GE} = 8.02 \times 10^{-3} \frac{kg}{s} \left(353.8 \frac{kJ}{kg} \right) + 1.89 \times 10^{-3} \frac{kg}{s} \left(1678 \frac{kJ}{kg} \right) - 9.33 \times 10^{-3} \frac{kg}{s} \left(211.2 \frac{kJ}{kg} \right) - 5.71 \times 10^{-4} \frac{kg}{s} \left(38.51 \frac{kJ}{kg} \right)$$

$$Q_{GE} = 4.01 \text{ KW}$$

2.7.2.3. Rectificador

De la ecuación 2-24 se tiene:

$$m_7 h_7 = m_8 h_8 + m_9 h_9 + Q_{REC}$$

$$Q_{REC} = m_7 h_7 - m_8 h_8 - m_9 h_9$$

$$Q_{REC} = 1.89 \times 10^{-3} \frac{kg}{s} \left(1678 \frac{kJ}{kg} \right) - 5.71 \times 10^{-4} \frac{kg}{s} \left(38.51 \frac{kJ}{kg} \right) - 1.32 \times 10^{-3} \frac{kg}{s} \left(1383 \frac{kJ}{kg} \right)$$

$$Q_{REC} = 1.324 \text{ KW}$$

2.7.2.4. Condensador

El calor rechazador en el condensador se establece a partir de la ecuación 2-12.

$$Q_{CO} + m_{10} h_{10} = m_9 h_9$$

$$Q_{CO} = m_9 h_9 - m_{10} h_{10}$$

Sustituyendo valores.

$$Q_{CO} = 1.32 \times 10^{-3} \frac{kg}{s} \left(1383 \frac{kJ}{kg} \right) - 1.32 \times 10^{-3} \frac{kg}{s} \left(138.1 \frac{kJ}{kg} \right)$$

$$Q_{CO} = 1.64 \text{ KW}$$

2.7.2.5. Trabajo de la bomba

De la ecuación 2-19.

$$w_B = \frac{\dot{m}_1 v_1 (P_2 - P_1)}{\eta_b}$$

Suponiendo una eficiencia en la bomba de 100% se tiene:

$$w_B = \dot{m}_1 v_1 (P_2 - P_1)$$

Sustituyendo valores se tiene:

$$W_B = 9.33 \times 10^{-3} \frac{kg}{s} \left(11.48 \times 10^{-4} \frac{m^3}{Kg} \right) (1161 Kpa - 160 kpa)$$

$$W_B = 10.72 \times 10^{-2} KW$$

2.7.3. Análisis de resultados

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

$$Q - w = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP \quad \text{Ec. 2- 28}$$

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

$$Q - w = 0 \quad \text{Ec. 2- 29}$$

Al realizar el balance energético de todo el sistema con los datos obtenidos anterior mente se tiene:

$$Q_{EV} + Q_{GE} = Q_{CO} + Q_{AB} + Q_{RE} + W_B$$

$$1.5 + 4.01 = 1.64 + 3.18 + 1.32 + 10.72 \times 10^{-2}$$

$$5.51 = 6.16$$

Donde se puede apreciar que la primera ley no se cumple, debido a que los datos se han obtenido mediante consultas en el software, haciendo aproximaciones y suposiciones en diferentes puntos. Por lo tanto, estos datos solo sirven de referencia y representan una aproximación en el diseño del sistema.

Para obtener los datos corregidos es necesario ingresar el sistema de ecuaciones y todas sus relaciones, así como los datos conocidos del sistema propuesto. Es importante destacar que el flujo másico en el punto 1, obtenido mediante cálculo con propiedades de la primera aproximación del software, es una buena aproximación, por lo que se utilizara en la simulación para corregir/ajustar y garantizar convergencia entre los datos obtenidos previamente.

2.8. Correcciones del sistema

A continuación, se presentan los datos obtenidos tras ejecutar la simulación del sistema.

Para esta simulación se asumió una efectividad 0.7 en el intercambiador de calor de y un y eficiencia de 0.85 para la bomba

Tabla 2- 4. Resumen de propiedades termodinámicas corregidas durante la simulación del sistema.

	1	2	3	4	5	6	7	8
Sort	h_i [kJ/kg]	m_i [kg/s]	p_i [kPa]	Q_i	s_i [kJ/kg-K]	T_i [C]	v_i [kg/m ³]	x_i [Kg/Kg]
[1]	-84.008	0.00933000	159.866	0	0.335	30.000	0.001148	0.361
[2]	-82.656	0.00933000	1161.324	-0.001	0.336	30.096	0.001147	0.361
[3]	153.121	0.00933000	1161.324	-0.001	1.052	83.651	0.001214	0.361
[4]	354.012	0.00801398	1161.324	0	1.527	120.030	0.001219	0.2569
[5]	79.517	0.00801398	1161.324	-0.001	0.767	57.649	0.001127	0.2569
[6]	79.517	0.00801398	159.866	0.01434	0.771	51.885	0.015082	0.2569
[7]	1524.332	0.00141228	1161.324	1	4.963	96.447	0.145311	0.9518
[8]	0.361	0.00009626	1161.324	-0.001	0.601	49.140	0.001165	0.361
[9]	1383.320	0.00131602	1161.324	1	4.570	60.146	0.128066	0.995
[10]	138.132	0.00131602	1161.324	0	0.505	30.000	0.001677	0.995
[11]	138.132	0.00131602	159.866	0.1853	0.601	-23.710	0.137136	0.995
[12]	1277.929	0.00131602	159.866	0.99	5.132	0.000	0.805007	0.995

Tras ejecutar la simulación se pueden apreciar cambios notables en el comportamiento del sistema.

Por otra parte, se puede verificar el cumplimiento de la primera ley de la termodinámica en el sistema, partiendo de los datos restante obtenidos de la simulación.

$$Q_{EV} + Q_{GE} = Q_{CO} + Q_{AB} + Q_{RE} + W_B$$

$$1.5 + 3.56 = 1.64 + 3.10 + 0.33 + 12.61 \times 10^{-2}$$

$$5.06 = 5.07$$

Y calculando el coeficiente de operación (COP) es tiene:

$$COP = \frac{Q_{EV}}{Q_{GE} + W_b} \quad \text{Ec. 2- 30}$$

$$COP = \frac{1.5}{3.56 + 12.61 \times 10^{-2}}$$

$$COP = 0.42$$

Los datos de la tabla 2-4 servirán de base para el cálculo y dimensionamiento de los componentes del sistema en el siguiente capítulo.

2.9.Comportamiento del sistema

Para entender el comportamiento del sistema se tiene que establecer el efecto que ocasiona un cambio de las variables independientes sobre el mismo sistema. Por lo tanto, para tales fines se realizarán cambios en los valores de las variables independientes tales como:

- Temperatura del vapor a la salida del evaporador, T12 (TE), establecida por la aplicación del sistema.
- Temperatura del condensado a la salida del condensador, T10 (TC)
- Temperatura de la solución fuerte a la salida del absorbedor, T1 (TA)

Estos dos últimos parámetros determinados por la disponibilidad del fluido de enfriamiento.

2.9.1. Variaciones en la temperatura de vapor a la salida del evaporador

La temperatura de vapor a la salida del evaporador es determinada por la aplicación del sistema, en este caso es para congelar una masa de agua. Pero si se tuviera en el caso en el que solo se necesitara mantener la temperatura de los alimentos la temperatura del vapor a la salida del evaporador tendría que ser mayor. Y en el supuesto que el sistema tuviera que ser utilizado para congelamiento de productos a una mucho más baja, la temperatura del vapor a la salida del evaporador tendría que ser mucho menor.

Evaluando el sistema bajo estas dos condiciones y manteniendo los demás parámetros constantes se tiene:

Tabla 2- 5. Sistema evaluado a una temperatura de 10 °C a la salida del evaporador.

	1	2	3	4	5	6	7	8
Sort	h_i [kJ/kg]	m_i [kg/s]	p_i [kPa]	Q_i	s_i [kJ/kg-K]	T_i [C]	v_i [kg/m ³]	x_i [Kg/Kg]
[1]	-101.368	0.00933000	256.505	0	0.305	30.000	0.001182	0.436
[2]	-100.110	0.00933000	1161.324	-0.001	0.306	30.100	0.001181	0.436
[3]	85.567	0.00933000	1161.324	-0.001	0.879	71.701	0.001238	0.436
[4]	230.786	0.00803145	1161.324	0	1.258	99.822	0.001234	0.345
[5]	15.088	0.00803145	1161.324	-0.001	0.639	51.372	0.001160	0.345
[6]	15.088	0.00803145	256.505	0.01085	0.642	47.456	0.007603	0.345
[7]	1456.694	0.00133764	1161.324	1	4.783	81.337	0.138528	0.979
[8]	85.567	0.00003908	1161.324	-0.001	0.879	71.701	0.001238	0.436
[9]	1383.320	0.00129855	1161.324	1	4.570	60.146	0.128066	0.995
[10]	138.132	0.00129855	1161.324	0	0.505	30.000	0.001677	0.995
[11]	138.132	0.00129855	256.505	0.153	0.564	-12.906	0.073275	0.995
[12]	1293.264	0.00129855	256.505	0.99	4.966	10.000	0.514860	0.995

Tabla 2- 6. Sistema evaluado para una temperatura de -10 °C a la salida del evaporador.

	1	2	3	4	5	6	7	8
Sort	h_i [kJ/kg]	m_i [kg/s]	p_i [kPa]	Q_i	s_i [kJ/kg-K]	T_i [C]	v_i [kg/m ³]	x_i [Kg/Kg]
[1]	-55.776	0.00933000	96.027	0	0.375	30.000	0.001118	0.290
[2]	-54.374	0.00933000	1161.324	-0.001	0.376	30.091	0.001118	0.290
[3]	233.121	0.00933000	1161.324	-0.001	1.233	96.234	0.001195	0.290
[4]	491.364	0.00799447	1161.324	0	1.791	141.283	0.001205	0.172
[5]	155.841	0.00799447	1161.324	-0.001	0.897	64.245	0.001097	0.172
[6]	155.841	0.00799447	96.027	0.01826	0.901	56.214	0.031088	0.172
[7]	1620.089	0.00154215	1161.324	1	5.191	112.359	0.151760	0.900
[8]	233.121	0.00020662	1161.324	-0.001	1.233	96.234	0.001195	0.290
[9]	1383.320	0.00133553	1161.324	1	4.570	60.146	0.128066	0.995
[10]	138.132	0.00133553	1161.324	0	0.505	30.000	0.001677	0.995
[11]	138.132	0.00133553	96.027	0.2154	0.649	-34.278	0.255744	0.995
[12]	1261.283	0.00133553	96.027	0.99	5.311	-10.000	1.301114	0.995

Como resultado de los cambios en la temperatura a la salida del evaporado se pueden apreciar efectos en los demás parámetros, pero los de mayor relevancia son; la presión de

baja y la temperatura a la salida del generador, como se observa en la tabla 2.5 una disminución en la temperatura del evaporador requiere un aumento de la temperatura en la fuente de energía principal y como consecuencia una disminución en la presión de lado de baja presión. En caso de que se requiera una mayor temperatura a la salida del evaporador el efecto en los parámetros antes mencionados es opuesto.

2.9.2. Variaciones de la temperatura de la solución fuerte a la salida del condensador y el absorbedor.

Partiendo del supuesto que el agua de enfriamiento para el condensador como para el absorbedor provienen de la misma fuente, un cambio en la temperatura del agua de enfriamiento afectaría a ambos dispositivos. A continuación, se muestran los efectos producidos por el cambio de temperatura en el agua de enfriamiento.

Tabla 2- 7. Sistema evaluado a una temperatura de 25 °C a la salida del condensador y del absorbedor.

	1	2	3	4	5	6	7	8
Sort	h_i [kJ/kg]	m_i [kg/s]	p_i [kPa]	Q_i	s_i [kJ/kg-K]	T_i [C]	v_i [kg/m ³]	x_i [Kg/Kg]
[1]	-114.12909	0.00933000	159.866	0	0.249	25.000	0.001156	0.38950
[2]	-112.98887	0.00933000	998.156	-0.001	0.250	25.083	0.001156	0.38950
[3]	97.86178	0.00933000	998.156	-0.001	0.905	72.868	0.001212	0.38950
[4]	272.02960	0.00804134	998.156	0	1.339	105.145	0.001212	0.29246
[5]	27.38926	0.00804134	998.156	-0.001	0.640	49.470	0.001134	0.29246
[6]	27.38926	0.00804134	159.866	0.01271	0.644	44.502	0.013233	0.29246
[7]	1482.00424	0.00134797	998.156	1	4.921	84.256	0.164243	0.96836
[8]	97.86178	0.00005931	998.156	-0.001	0.905	72.868	0.001212	0.38950
[9]	1382.09672	0.00128866	998.156	1	4.633	56.534	0.148872	0.99500
[10]	113.92795	0.00128866	998.156	0	0.425	25.000	0.001655	0.99500
[11]	113.92795	0.00128866	159.866	0.1673	0.505	-23.713	0.123977	0.99500
[12]	1277.92927	0.00128866	159.866	0.99	5.132	0.000	0.805007	0.99500

Tabla 2- 8. Sistema evaluado a una temperatura de 35 °C a la salida del condensador y del absorbedor.

Sort	1	2	3	4	5	6	7	8
	h_i	m_i	p_i	Q_i	s_i	T_i	v_i	x_i
	[kJ/kg]	[kg/s]	[kPa]		[kJ/kg-K]	[C]	[kg/m ³]	[Kg/Kg]
[1]	-52.71678	0.00933000	159.866	0	0.421	35.000	0.001140	0.33359
[2]	-51.12878	0.00933000	1344.101	-0.001	0.421	35.121	0.001139	0.33359
[3]	210.59857	0.00933000	1344.101	-0.001	1.197	94.637	0.001217	0.33359
[4]	439.46005	0.00798513	1344.101	0	1.712	135.323	0.001227	0.22220
[5]	133.65223	0.00798513	1344.101	-0.001	0.893	65.992	0.001120	0.22220
[6]	133.65223	0.00798513	159.866	0.01607	0.897	59.363	0.017088	0.22220
[7]	1573.32644	0.00149290	1344.101	1	5.018	108.849	0.129034	0.92942
[8]	210.59857	0.00014803	1344.101	-0.001	1.197	94.637	0.001217	0.33359
[9]	1383.72211	0.00134487	1344.101	1	4.507	63.720	0.110603	0.99500
[10]	162.57713	0.00134487	1344.101	0	0.584	35.000	0.001701	0.99500
[11]	162.57713	0.00134487	159.866	0.2035	0.699	-23.706	0.150444	0.99500
[12]	1277.92927	0.00134487	159.866	0.99	5.132	0.000	0.805007	0.99500

La primera tabla muestra una relación de proporcionalidad de la temperatura del agua de enfriamiento, con la presión y la temperatura del generador y los demás dispositivos. Lo cual establece que una temperatura menor en el agua de enfriamiento requiere una fuente de menor temperatura para el funcionamiento del sistema. Por otro lado, un aumento en la temperatura del agua de enfriamiento provoca un aumento considerable en presión de alta y requiere una fuente de energía térmica más alta para la activación del ciclo de absorción.

Capítulo 3: Diseño mecánico

3.1. Dimensionamiento de los componentes

Con ayuda del análisis termodinámico se pudo hallar variables como cargas térmicas y temperaturas de los diferentes componentes, esto permite el dimensionamiento de cada componente con ayuda de la teoría de intercambio de calor y masa.

El Intercambio de masa y calor ocurren simultáneamente en algunos de los componentes. A pesar de que los dos fenómenos suceden para fines de modelado del ciclo, y como idea general de diseño, se realiza el dimensionamiento a partir del fenómeno de transferencia de calor. Una vez que se tiene resuelto esta parte, un modelo apropiado de transferencia de masa debe ser aplicado a los componentes que lo requieran.

El diseño de equipos de transferencia de calor generalmente se hace con una ecuación básica de transferencia de calor

$$Q = U * A * \Delta T_m \quad \text{Ec. 3-1}$$

Esta ecuación permite obtener el área necesaria para obtener el intercambio de calor requerido dada la carga térmica, las temperaturas de trabajo de los respectivos fluidos y el coeficiente total de transferencia de calor. Este último se puede aproximar con bibliografía existente, sin embargo, ya que el dimensionamiento del equipo es en extremo delicado tanto para el funcionamiento y la economía del sistema, un diseño final necesita valores exactos de este coeficiente. Para el cálculo de este coeficiente son necesarios: las propiedades termofísicas de los materiales de construcción, las propiedades termodinámicas y termofísicas de los fluidos participantes, las condiciones del proceso y la geometría utilizada para el intercambio. Además, se necesitan correlaciones empíricas o semi-

empíricas en términos de las propiedades adimensionales y geometrías de los intercambiadores que dificultan aún más el diseño de los componentes.

3.2. Diseño del condensador

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.

3.2.1. Generalidades

3.2.1.1. Asignación de flujos

Las reglas aplicables para determinar la configuración del fluido en la coraza y los tubos de cada elemento:

- 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 amoniaco, 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.

3.2.1.2. 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 limite, 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. 3-1). 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.

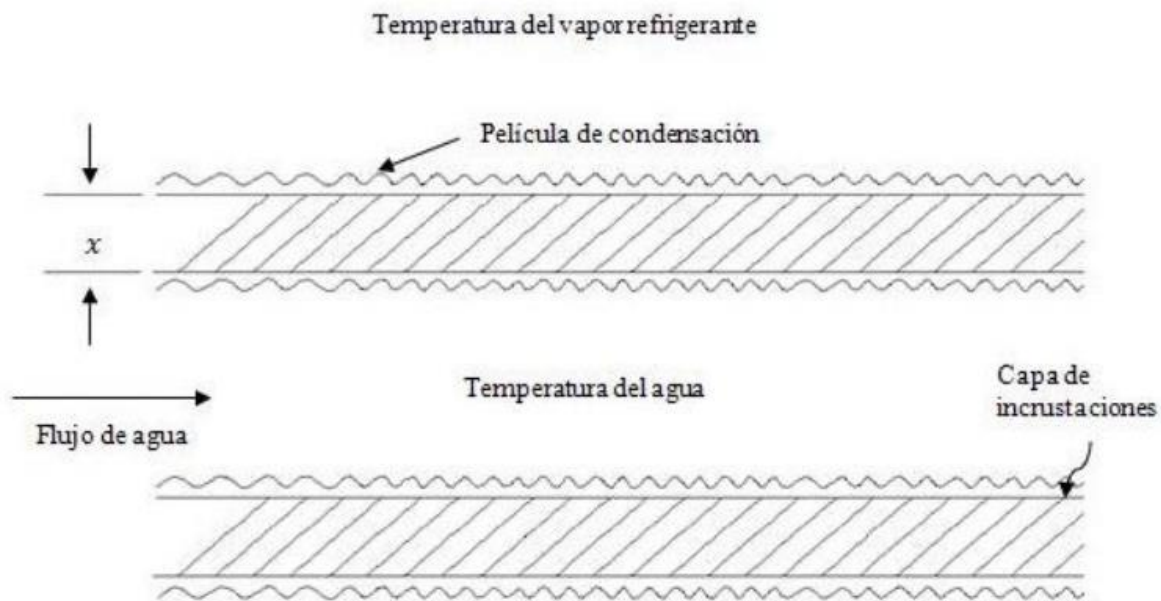


Figura 3- 1. Transmisión de calor a través del tubo de un condensador

3.2.1.3. Diagrama térmico del condensador

Un diagrama térmico es la representación de la temperatura de las corrientes en función del calor, la figura 3-2 ejemplifica esta y otras propiedades a la entrada y salida tanto en la carcasa como en los tubos del condensador.

$$P_t = 17.145 \text{ mm}$$

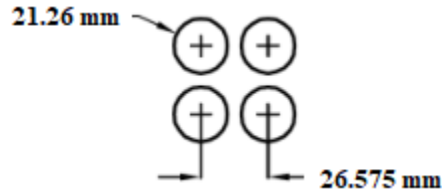


Figura 3- 3. Distribución de los tubos para el condensador

3.2.2. 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.

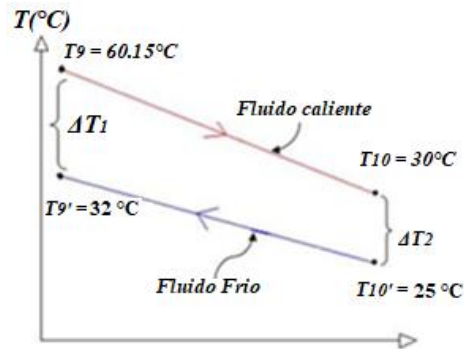


Figura 3- 4. Perfil de temperatura para el flujo a contra corriente del condensador

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad \text{Ec. 3- 2}$$

$$\Delta T_m = \frac{(60.15 - 32) - (30 - 25)}{\ln \frac{(60.15 - 27)}{(35 - 27)}}$$

$$\Delta T_m = 16.28 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.2.3. Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor

3.2.3.1. Coeficiente de película interior

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 3-1.

$$Q = UA\Delta T_m$$

Para la determinación de este coeficiente global de transmisión de calor, primero se evalúa el coeficiente de película interior (h_i) y a continuación se elabora el procedimiento iterativo para determinar el coeficiente de película exterior (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 32°C y a la salida 25°C. Entonces la temperatura media del agua de enfriamiento se obtiene de la siguiente ecuación:

$$T_{pro} = \frac{T_{en} + T_{sal}}{2} \quad \text{Ec. 3- 3}$$

Dónde:

T_{en} = Temperatura de entrada del agua de enfriamiento.

T_{sal} = Temperatura de salida del agua de enfriamiento.

$$T_{pro} = \frac{32 + 25}{2} = 28.5^{\circ}C$$

Las propiedades del agua a 28.5°C son obtenidas mediante interpolación de la tabla de propiedades de *Hollman J.P. (2010). Heat Transfer 10th ed* (Ver anexo A3.2):

$$\rho = 995.5 \frac{kg}{m^3}$$

$$k = 0.617 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

$$\mu = 8.29 \times 10^{-4} \frac{kg}{m * seg}$$

$$Pr = 5.60$$

$$C_p = 4.177 \frac{kJ}{kg K}$$

Para el número de Reynolds se considerando una velocidad promedio de 0.4 m/s, basado en el documento: “*Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants. Vol. 1*”, *Gulf Publishing Company, USA (1965)*, donde se recomienda una velocidad en tuberías de acero de 3-8 pies por segundo para el caso del agua, pero para esta aplicación se tomará un valor inferior.

$$\mathcal{R}_e = \frac{\rho v d_i}{\mu} \quad \text{Ec. 3- 4}$$

$$\mathcal{R}_e = \frac{\rho v d_i}{\mu} = \frac{995.5 * 0.4 * 7.67 \times 10^{-3}}{8.29 \times 10^{-4}} = 3684.19$$

Y puesto que el flujo es turbulento, Dittus y Boelter (*Hollman J.P. (2010). Heat Transfer 10th ed*) recomiendan utilizar la ecuación:

$$Nu = 0.023 \mathcal{R}_e Pr^n \quad \text{Ec. 3- 5}$$

Donde n = 0.4 para calentamiento.

Sustituyendo datos:

$$Nu = 0.023(3684.19)^{0.8}(5.6)^{0.4} = 32.66$$

$$h_i = Nu \frac{k}{d_i} \quad \text{Ec. 3- 6}$$

$$h_i = Nu \frac{k}{d_i} = 32.66 \frac{0.617}{7.67 \times 10^{-3}} = 2627.28 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

La resistencia térmica del acero, por unidad de longitud está dada por la siguiente ecuación es:

$$R_{ac} = \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi k_{ac}} \quad \text{Ec. 3- 7}$$

Donde k_{ac} es la conductividad térmica del acero a temperatura de saturación. De tabla A.3 para el acero al 0.5% de carbono (Ver anexo A3.3), se tomará la conductividad térmica correspondiente a 20°C, tenemos como dato aproximado:

$$k_{ac} = 54 \text{ W/m}^\circ C$$

Sustituyendo datos se tiene:

$$R_{ac} = \frac{\ln\left(\frac{13.716 \times 10^{-3}}{7.67 \times 10^{-3}}\right)}{2\pi * 54}$$
$$R_{ac} = 1.71 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ C/W$$

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

$$R_i = \frac{1}{h_i P_i} \quad \text{Ec. 3- 8}$$

Donde:

h_i = Coeficiente de película exterior

P_i = Perímetro interior de la sección transversal de la tubería ($2\pi r_i = \pi d_i$)

$$R_i = \frac{1}{2627.28 * \pi * 7.67 \times 10^{-3}} = 15.8 \times 10^{-3} \frac{C}{W}$$

3.2.3.2. Coeficiente de película exterior de la tubería

Si los tubos de un condensador están dispuestos en columnas, Nusseh analizó 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 siguiente ecuación:

$$h_e = 0.725 \left(\frac{\rho_f(\rho_f - \rho_v)gh_{fg}k_f^3}{\mu d N(T_{sat} - T_e)} \right)^{1/4} \quad \text{Ec. 3-9}$$

En el caso que la densidad del líquido saturado sea mucho mayor que la densidad del vapor ($\rho_f \gg \rho_v$) de la ecuación podemos suponer que $\rho_v \approx 0$ y analizando únicamente una de las tuberías del condensador, la ecuación se puede reescribir de la siguiente forma:

$$h_e = 0.725 \left(\frac{\rho_f^2 gh_{fg}k_f^3}{\mu d_e(T_{sat} - T_e)} \right)^{1/4} \quad \text{Ec. 3-10}$$

Donde:

ρ_f = Densidad del fluido condensado

d_e = Corresponde al diámetro exterior de la tubería.

μ = Viscosidad dinámica del fluido

g = Gravedad

h_{fg} = Entalpia de transformación

k_f = Conductividad térmica del condensado

Todas las propiedades se determinan a temperatura de saturación ($T_{sat} = 30^\circ\text{C}$), de la tabla A3.6 (Ver Anexo).

De tablas de amoniaco a 30°C se tiene:

$$\rho_f = 596.37 \frac{kg}{m^3}$$

$$k_f = 0.507 \frac{w}{m^\circ C}$$

$$Pr = 2.01$$

$$\mu = 2.081 \times 10^{-4} \frac{kg}{m \text{ seg}}$$

$$h_{fg} = 1145.56 \frac{kJ}{kg}$$

Sustituyendo datos en ecuación (3-9):

$$h_e = 0.725 \left(\frac{(596.37)^2 * 9.81 * 1145.56 * 10^3 * (0.507)^3}{2.081 * 10^{-4} * 13.716 * 10^{-3} * (T_{sat} - T_e)} \right)^{1/4}$$

$$h_e = 29027.3(T_{sat} - T_e)^{-1/4}$$

Ec. 3-11

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

$$R_e = \frac{1}{h_e p_e} = \frac{1}{(29027.3(T_{sat} - T_e)^{-1/4}) * (\pi * 13.716 * 10^{-3})}$$

$$R_e = \frac{(T_{sat} - T_e)^{1/4}}{1250.79} \quad \text{Ec. 3-12}$$

El balance de energía en la tubería del condensador es:

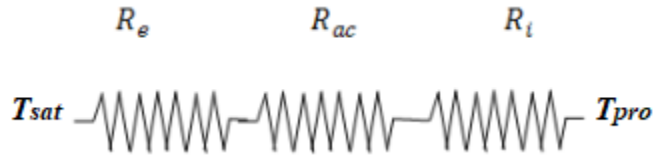


Figura 3- 5. Perfil de resistencia en el tubo del condensador

De la figura 3-5 se tiene:

$$\frac{(T_{sat} - T_e)}{R_e} = \frac{T_e - T_i}{R_{ac}} = \frac{T_i - T_{pro}}{R_i} \quad \text{Ec. 3-13}$$

Sustituyendo datos

$$\frac{(30 - T_e)}{\frac{(30 - T_e)^{1/4}}{1250.79}} = \frac{T_e - T_i}{1.21 \times 10^{-3}} = \frac{T_i - 28.5}{15.8 \times 10^{-3}}$$

$$1250.79(30 - T_e)^{3/4} = \frac{T_e - T_i}{1.21 \times 10^{-3}} = \frac{T_i - 28.5}{15.8 \times 10^{-3}} \quad \text{Ec. 3-13A}$$

Igualando el segundo y tercer término de la ecuación

$$\frac{T_e - T_i}{1.21 \times 10^{-3}} = \frac{T_i - 28.5}{15.8 \times 10^{-3}}$$

$$15.8 \times 10^{-3} \frac{T_e - T_i}{1.21 \times 10^{-3}} = T_i - 28.5$$

$$13.06T_e - 13.06T_i = T_i - 28.5$$

$$14.06T_i = 28.5 + 13.06T_e$$

$$T_i = 2.02 + 0.926T_e \quad \text{Ec. 3-13B}$$

Igualando primer y tercer término de ecuación (3-10A)

$$1250.79(30 - T_e)^{3/4} = \frac{T_i - 28.5}{15.8 \times 10^{-3}}$$

$$19.76(30 - T_e)^{3/4} = T_i - 28.5$$

$$T_i = 19.76(30 - T_e)^{3/4} + 28.5$$

Ec. 3-13C

Luego, igualando ecuaciones (3-13B) y (3-13C) obteniendo:

$$T_e = 29.97^\circ\text{C}$$

$$T_i = 29.77^\circ\text{C}$$

Conocidas las temperaturas, se sustituye datos en ecuación (3-11), y se tiene:

$$h_e = 29027.3(30 - 29.97)^{-1/4}$$

$$h_e = 69751.93 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$$

Luego la resistencia en el exterior es:

$$R_e = \frac{(30 - 29.97)^{1/4}}{1250.79} = 3.33 \times 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C/W}$$

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

$$U_c = \frac{1}{p_e(R_i + R_{ac} + R_e)}$$

Ec. 3-14

Donde:

P_e = Perímetro interior de la sección transversal de la tubería ($2\pi r_e = \pi d_e$)

El subíndice c denota el coeficiente de transferencia de calor para condición limpia.

$$U_c = \frac{1}{\pi * 13.716 \times 10^{-3} (15.8 \times 10^{-3} + 1.21 \times 10^{-3} + 3.33 \times 10^{-4})}$$
$$U_c = 1338.13 \frac{W}{m^2 C}$$

Las superficies de transferencia de calor de un cambiador de calor pueden cubrirse con diversos depósitos presentes en los sistemas de flujo, o las superficies pueden oxidarse como resultado de la interacción entre los fluidos y el material usado para la construcción del aparato. En ambos casos, esta capa representa una resistencia adicional al flujo de calor y tiene como resultado una reducción en el rendimiento. El efecto total se representa casi siempre por medio de un factor de incrustación o resistencia por incrustación, R_f , que debe incluirse junto con las demás resistencias térmicas que forman el coeficiente de transferencia de calor total.

Los factores de incrustación deben obtenerse experimentalmente determinando los valores de tanto para condiciones limpias (U_c) como de incrustación (U_d) en el cambiador de calor.

El factor de incrustación se define por consiguiente como:

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{U_c} + R_f \quad \text{Ec. 3-15}$$

Considerando factor de incrustación de 0.0002 para tubos de acero en condensadores de amoníaco, obtenido de la tabla A3.4 (Ver anexos).

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{1338.13} + 0.0002$$

$$U_d = 1055.62 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

3.2.4. Cálculo de la superficie de intercambio y longitud

3.2.4.1. La superficie de intercambio de calor

La superficie de intercambio se obtiene por medio de la ecuación.

$$A_{total} = \frac{Q_{co}}{U_d \Delta T_m} \quad \text{Ec. 3- 16}$$

$$A_{total} = \frac{1.639 \times 10^3}{1055.62 * 16.28} = 156.31 \times 10^{-3} m^2$$

3.2.4.2. Cálculo flujo másico del agua de enfriamiento

De la siguiente ecuación se tiene:

$$m_{H2O} = \frac{Q_{co}}{c_p \Delta T} \quad \text{Ec. 3- 17}$$

$$m_{H2O} = \frac{1.639 \times 10^3}{4.177 \times 10^3 * (32 - 25)} = 5.6 \times 10^{-2} kg/seg$$

3.2.4.3. Determinación del número de tubos

De la siguiente ecuación:

$$A_{total} = n_t \pi d_o L_t \quad \text{Ec. 3- 18}$$

Donde L_t corresponde a la longitud de tubería que se asumirá de 0.5 m.

$$156.31 \times 10^{-3} = n_t * \pi * (13.716 \times 10^{-3})(0.5)$$

$$n_t = 7.25$$

$$n_t \approx 7 \text{ tubos}$$

3.2.4.4. Cálculo de diámetro del haz de tubos

El diámetro de carcasa puede estimarse de forma empírica con la ecuación proporcionada por *Sadik Kakac y Hongtan Liu (2002), Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design 2ed.*

Estimación empírica de d_s

$$d_s = 0.637 \sqrt{\frac{CL}{CTP} \left[\frac{A_{total}(PR)^2 d_e}{L} \right]^{1/2}} \quad \text{Ec. 3- 19}$$

Donde:

CPT: Es la constante de conteo de tubos y depende del número de pasos de tubos por la carcasa.

- Para un paso CTP = 0,93
- Para dos pasos CTP = 0,9
- para tres pasos CTP = 0,85

CL: Es la constante de configuración-disposición de tubos

- 1.0 para 90 ° y 45 °
- 0.87 para 30° y 60°

A_o: El área total externa de los tubos ($\pi d_e n_t L = \pi * 13.716 \times 10^{-3} * 5 * 0.5$)

d_e: Diámetro externo de tubos en mm.

PR: Es la relación de paso del tubo (Pt/d_e), 1.25 para este proyecto.

$$d_s = 0.637 \sqrt{\frac{1}{0.93} \left[\frac{(156.31 \times 10^{-3})(1.25)^2(13.716 \times 10^{-3})}{0.5} \right]^{1/2}} = 0.054 \text{ m}$$

$$d_s \approx 60 \text{ mm}$$

3.2.5. Cálculos de caída de presión en el condensador

3.2.5.1. 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 de la ecuación propuesta por *Donald Q. Kern (1999), Procesos de transferencia de calor*. Se ha obtenido una correlación la cual haciendo uso del producto de la distancia a través del haz, tomando d_s , como el diámetro interior de la carcasa y el número de veces que el haz se cruza como $N + 1$, donde N es el número de deflectores. 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:

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 d_s (N+1)}{2 g \rho d_e \phi_s} \quad \text{Ec. 3-20}$$

Donde:

G_s : es la velocidad másica

f : (factor de fricción)

\varnothing_s : relación de viscosidades

N : Numero de deflectores

d_s : diámetro interior de la coraza

Para obtener la caída de presión en unidades consistentes mediante la Ecuación 3-20 se multiplica f de grafica del anexo B3.1 por 144.

3.2.5.2. Cálculo de caída de presión en la carcasa del condensador

Anteriormente se estimó el diámetro de coraza en 45mm, pero se diseñará con diámetro adicional de modo que exista suficiente espacio para la circulación del flujo y en un futuro se faciliten los mantenimientos del equipo, por tanto:

$$d_s = 60 \times 10^{-3} \text{m}$$

Donde d_s es el diámetro interno de coraza

Área transversal de flujo en la coraza (a_s):

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

$$a_s = \frac{\pi}{4} d_s^2 - \frac{\pi}{4} n_t d_e^2 = \frac{\pi}{4} (d_s^2 - n_t d_e^2) \quad \text{Ec. 3- 21}$$

Sustituyendo datos se tiene:

$$a_s = \frac{\pi}{4} ((60 \times 10^{-3})^2 - 7(13.716 \times 10^{-3})^2) m^2$$

$$a_s = 1.79 \times 10^{-3} m^2$$

Velocidad másica Gs

$$G_s = \frac{m_g}{a_s} = \frac{13.16 \times 10^{-4} kg/seg}{1.79 \times 10^{-3} m^2} = 0.73 \frac{kg}{m^2 seg} \quad Ec. 3-22$$

Diámetro equivalente

$$D_e = \frac{4a_s}{\text{perimetro humedo}} = \frac{4(P_t^2 - \pi d_e^2/4)}{\pi d_e} \quad Ec. 3-23$$

$$D_e = \frac{4 \left((17.145 \times 10^{-3})^2 - \pi \left(\frac{(13.716 \times 10^{-3})^2}{4} \right) \right)}{\pi * 13.716 \times 10^{-3}}$$

$$D_e = 13.57 \times 10^{-3} m$$

Número de Reynolds corregido

$$R_e = \frac{D_e G_s}{\mu} = \frac{13.57 \times 10^{-3} * 0.73}{2.081 \times 10^{-6}}$$

$$R_e = 4760.26$$

Usando el Reynolds, de anexo 4 se tiene $f = 0.00039$ Considerando una relación de viscosidades = 1, y sustituyendo datos en ecuación (3-20) se tiene:

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 D_s (N + 1)}{2 g \rho d_e \phi_s}$$

$$\Delta P_s = \frac{144(0.00039)(0.73)^2(0.060)(0 + 1)}{2 * 9.81 * 596.37 * 13.716 \times 10^{-3} * 1}$$

$$\Delta P_s = 1.12 \times 10^{-5} \frac{kgf}{m^2} = 1.59 \times 10^{-8} pa$$

3.2.5.3. Caída de presión en los tubos

La ec. (3-23) 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 B3.1 y se usan en la siguiente ecuación:

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L N_p}{2 g \rho d_i \phi_t} \quad \text{Ec. 3- 24}$$

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 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 multiplicada por un factor de cuatro para $\frac{v^2}{2g}$ cada paso como pérdida. La pérdida de regreso para cualquier fluido será (Ver en anexos B3.2):

$$\Delta P_r = \frac{4 N_p v^2}{s * 2g} \quad \text{Ec. 3- 25}$$

Donde

v = velocidad

s = gravedad especifica

g = aceleración de la gravedad

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

$$\Delta P_t = \Delta P_t + \Delta P_r \quad \text{Ec. 3-26}$$

3.2.5.4. Pérdida de carga para el lado de los tubos

Área transversal de flujo en tubería (a_t) de tabla A3.1.

$$a_t = 0.00050 \text{ ft}^2 = 4.64 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$a_{tt} = \frac{n_t a_t}{N_p} \quad \text{Ec. 3-27}$$

$$a_{tt} = \frac{7 * 4.64 \times 10^{-5}}{1}$$

$$a_{tt} = 3.248 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Flujo másico de velocidad (G_t)

$$G_t = \frac{m_{H_2O}}{a_{tt}} = \frac{5.6 \times 10^{-2} \text{ kg/seg}}{3.248 \times 10^{-5} \text{ m}^2}$$

$$G_t = 1724.13 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{seg}}$$

De cálculos anteriores para tubería de agua de enfriamiento en el condensador se tiene un $Re = 3684.19$, luego con Re , se obtiene de la tabla (anexo B3.1) 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

(3-24) se tiene:

$$\Delta P_t = \frac{0.00037 * 144(1724.13)^2 * 0.5 * 1}{2 * 9.81 * 995.5 * 7.67 \times 10^{-3} * 1}$$

$$\Delta P_t = 528.61 \frac{kgf}{m^2} = 0.75 \text{ pa}$$

3.2.5.5. Cálculo de pérdida por retomo

De tablas A3.5 (Ver anexos) se obtiene una gravedad específica de 1.0 para el agua de enfriamiento.

Luego sustituyendo datos en la ecuación (3-25), se tiene:

$$\Delta P_r = \frac{4 * 1 * 0.4^2}{1 * 2 * 9.81} = 3.3 \times 10^{-2} \frac{Kgf}{m^2}$$

$$\Delta P_r = 3.24 \times 10^{-1} \text{ pa}$$

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

$$\Delta P_T = 0.75 + 3.24 \times 10^{-1} = 1.07 \text{ pa}$$

Tabla 3- 1. Resumen principal de las propiedades del condensador

Variable	Magnitud
Propiedades térmicas	
T_{sat}	30°C
P_{sat}	1161.32 kpa
Q_{co}	1.639 kw
$m_{\text{h}_2\text{o}}$	5.6×10^{-2} kg/s
m_{s}	13.16×10^{-4} kg/s
ΔP_{s}	1.56×10^{-8} pa
ΔP_{T} (lado de los tubos)	1.07 pa
Propiedades mecánicas	
d_{n}	1/4 in
L_{t}	0.5 m
n_{t}	7
Configuración	Cuadrada
D_{s} (Diámetro de coraza)	60 mm
Material de tubos	Acero ASTM A-106 cedula 80
Material de la coraza	Acero ASTM A-106 cedula 80

3.3. Diseño del absorbedor

En el absorbedor se libera calor de tres fuentes. Primera: cuando se absorbe vapor refrigerante, este se transforma en líquido. El calor latente de condensación causado por este efecto debe removerse. Segunda: el mismo proceso de absorción genera calor debido a efectos químicos, al cual se le llama calor de dilución. Y finalmente, a pesar del cambiador de calor, es necesario remover el calor sensible adicional de la solución fuerte de retorno, para reducir su temperatura, hasta obtener la temperatura apropiada de operación.

A partir del modelo termodinámico del ciclo simple de refrigeración por absorción descrito en el capítulo II, se establecen las condiciones de operación del absorbedor.

3.3.1. Generalidades

3.3.1.1. Asignación de flujos

Para el caso del absorbedor el fluido que va en el lado del tubo, es el agua y el fluido que va en el lado de la carcasa es la mezcla amoníaco-agua.

3.3.1.2. Diagrama térmico

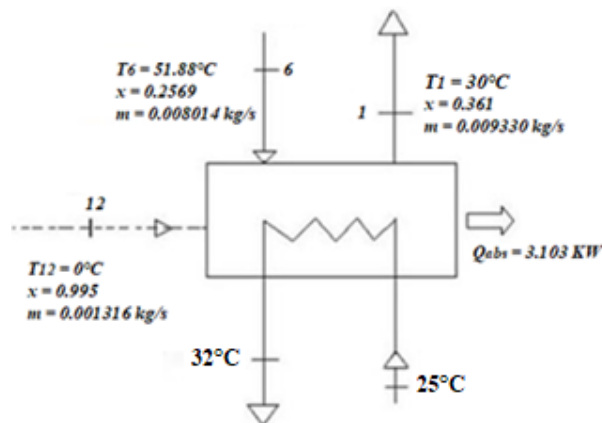


Figura 3- 6. Condiciones de operación para el diseño del absorbedor

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

Al igual que para los demás componentes, para diseño del absorbedor se utilizará una tubería de acero, con las siguientes características:

$$d_n = 1/4 \text{ in, acero ASTM A-106 cedula numero 80}$$

$$d_e = 0.540 \text{ in} = 13.72 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d_i = 0.302 \text{ in} = 7.67 \times 10^{-3} \text{ m}$$

El arreglo o disposición de los tubos para el absorbedor es de forma cuadrada, donde el paso por tubo se calcula de la siguiente forma: $P_t = 1.25d_e$

Entonces sustituyendo datos se tiene:

$$P_t = 1.25 * 13.72 \times 10^{-3}$$

$$P_t = 17.15 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

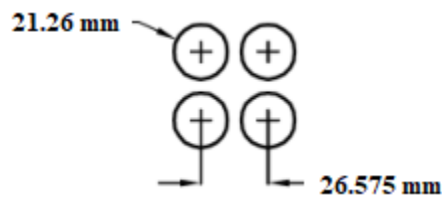


Figura 3- 7. Condiciones de operación para el diseño del absorbedor

3.3.2. Cálculo de temperatura media logarítmica (ΔT_m)

En el absorbedor existen dos fluidos de entrada uno en fase líquido saturado y el otro una mezcla de vapor y líquido. Para simplificar un poco los cálculos, se toma una media entre las temperaturas de entrada de cada fluido, por tanto:

$$T_{12,6(m)} = \frac{T_{12}(\dot{m}_{12}) + T_6(\dot{m}_6)}{\dot{m}_{12} + \dot{m}_6} \text{ (K)}$$

Ec. 3- 28

$$T_{12,6(m)} = \frac{(0 + 273.15)(0.001316) + (51.88 + 273.15)(0.008014)}{0.001316 + 0.008014} = 317.71 \text{ K}$$

$$T_{12,6(m)} = 44.56 \text{ } ^\circ\text{C}$$

A continuación, se presenta una representación de los flujos involucrados en el proceso.

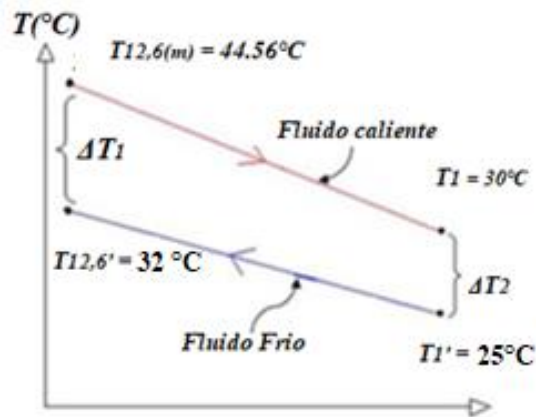


Figura 3- 8. Perfil de temperatura para el flujo a contra corriente del absorbedor

La temperatura media logarítmica será entonces:

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

$$\Delta T_m = \frac{(44.56 - 32) - (30 - 25)}{\ln \frac{(44.56 - 32)}{(30 - 25)}} = 8.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.3.3. 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 pérdida 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 25°C y a la salida 32°C.

Entonces la temperatura media del agua de enfriamiento es:

$$T_{pro} = \frac{T_{en} + T_{sal}}{2} = \frac{32 + 25}{2} = 28.5^\circ C$$

Las propiedades del agua a °C son se obtienen mediante interpolación de la tabla A3.2:

$$\rho = 995.5 \frac{kg}{m^3}$$

$$k = 0.617 \frac{W}{m^\circ C}$$

$$\mu = 8.29 \times 10^{-4} \frac{kg}{m * seg}$$

$$Pr = 5.6$$

$$C_p = 4.177 \frac{ki}{kg}$$

El número de Reynolds es:

Considerando una velocidad promedio de 0.4 m/s

$$Re = \frac{\rho v d_i}{\mu} = \frac{995.5 * 0.4 * 7.67 * 10^{-3}}{8.29 * 10^{-4}} = 3684.19$$

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

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$$

Donde n = 0.4 para calentamiento.

Sustituyendo datos:

$$Nu = 0.023(3684.19)^{0.8}(5.6)^{0.4} = 32.66$$

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

$$h_i = Nu \frac{k}{d_i} = 32.66 \frac{0.617}{7.67 * 10^{-3}} = 2627.28 \frac{w}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

De tablas para acero al 0.5% de carbono a temperatura de saturación, y de la ecuación 3-7

la resistencia térmica del acero, por unidad de longitud de tubería, se tiene:

$$k_{ac} = 54.1 \frac{w}{m \text{ } ^\circ C}$$

$$R_{ac} = \frac{\ln\left(\frac{13.716 * 10^{-3}}{7.67 * 10^{-3}}\right)}{2\pi * 54}$$

$$R_{ac} = 1.71 * 10^{-3} \text{ } ^\circ C/w$$

De la ecuación 3-8, la resistencia térmica en el interior, por unidad de longitud, es:

$$R_i = \frac{1}{h_i P_i} = \frac{1}{2627.28 * \pi * 7.67 * 10^{-3}} = 15.8 * 10^{-3} \frac{C}{w}$$

El coeficiente de convección para la condensación en el exterior de la tubería, se obtiene utilizando la ecuación (3-10).

3.3.3.1. Determinación de propiedades de la mezcla en el absorbedor

Todas las propiedades de la ecuación (3-10) se determinan a la temperatura de saturación.

$T_{sat} = 30^{\circ}\text{C}$ de la tabla A3.6 (Ver Anexo).

La densidad de la solución se determina a 23°C y la presión de saturación en el interior de la tubería que corresponde a 159.87 Kpa mediante Consulta en ESS:

$$\rho_{sol} = 892.00 \frac{kg}{m^3}$$

Las propiedades para el amoníaco saturado a 30°C son:

$$k_{NH_3} = 0.507 \frac{w}{m^{\circ}\text{C}}$$

$$\rho = 596.37 \frac{kg}{m^3}$$

Para el agua a 30°C tenemos:

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

$$k_{H_2O} = 0.619 \frac{w}{m^{\circ}\text{C}}$$

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

La determinación de viscosidad para la solución mediante las relaciones:

- Mori-Ototake (Mustafa Özilgen (1998), *Handbook of Food Process Modeling and Statistical Quality Control Vol. 12, 1 Ed*)

$$\frac{\mu_m}{\mu_l} = 1 + \frac{1.56\phi_s}{0.52 - \phi_s}$$

Ec. 3- 29

Para $\phi_s < 0.1$

- Kunitz (*Mustafa Özilgen (1998), Handbook of Food Process Modeling and Statistical Quality Control Vol. 12, 1 Ed*)

$$\frac{\mu_m}{\mu_l} = \frac{1+0.5\phi_s}{(1-\phi_s)^4} \quad \text{Ec. 3- 30}$$

Para $\phi_s < 0.4$

- Hatschek (*Y. Martínez Ochoa, A. Benítez Hernández (2010); Estimación de la viscosidad de líquidos puros y mezclas de líquidos*)

$$\frac{\mu_m}{\mu_l} = \frac{1}{1-\phi_s^{1/3}} \quad \text{Ec. 3- 31}$$

Para $0.5 < \phi_s < 0.9$

Donde:

$\phi_s =$ Fracción de la fase solida

$\mu_l =$ Viscosidad de la fase liquida

$$\phi_s = 1 + \frac{\rho_{sol}(x-1)}{\rho_{H_2O}} \quad \text{Ec. 3- 32}$$

Sustituyendo datos en la ecuación anterior se tiene:

$$\phi_s = 1 + \frac{892(0.361 - 1)}{995.26}$$

$$\phi_s = 0.427$$

Sustituyendo datos en ecuación de Kunitz (3-29):

$$\frac{\mu_m}{8.03 \times 10^{-4}} = \frac{1 + 0.5(0.427)}{(1 - 0.427)^4}$$

$$\mu_{H_2O} = 8.03 \times 10^{-4} \frac{kg}{m \text{ seg}}$$

$$\mu_m = \mu_{sol} = 9.04 \times 10^{-3} \frac{kg}{m \text{ seg}}$$

El calor latente de vaporización se obtiene mediante la siguiente ecuación

$$h_{fg} = \frac{Q_{AB}}{m_1} = \frac{3.103 \times 10^3}{9.33 \times 10^{-3}} = 332.58 \frac{kJ}{kg}$$

El cálculo de la conductividad de la solución, se estima mediante la ecuación propuesta por Tareef (*Liand-Shih Fan (1989), Gas-Liquid-Solid Fluidization Engineering*):

$$k_{sol} = k_c \frac{2k_c + k_d - 2\phi_s(k_c - k_d)}{2k_c + k_d + \phi_s(k_c - k_d)} \quad \text{Ec. 3-33}$$

La ecuación de Tareef es recomendada para estimar la conductividad térmica de mezclas con suspensión en fase sólida.

Donde:

$$k_c = k_{H_2O}$$

$$k_d = k_{NH_3}$$

Sustituyendo datos se tiene:

$$k_{sol} = (0.617) \frac{2 * 0.617 + 0.507 - 2 * 0.427(0.617 - 0.507)}{2 * 0.617 + 0.507 + 0.427(0.617 - 0.507)}$$

$$k_{sol} = 0.569 \frac{W}{m \text{ } ^\circ C}$$

Sustituyendo datos en ecuación (3-10) se tiene:

$$h_e = 0.725 \left(\frac{\rho_f^2 g h_{fg} k_f^3}{\mu d_e (T_{sat} - T_e)} \right)^{1/4}$$

$$h_e = (0.725) \left(\frac{(900)^2 * 9.81 * 332.58 \times 10^3 * (0.561)^3}{9.04 \times 10^{-3} * 13.716 \times 10^{-3} * 2(T_{sat} - T_e)} \right)^{1/4}$$

$$h_e = 4826.43(T_{sat} - T_e)^{-\frac{1}{4}} \quad \text{Ec. 3- 34}$$

La resistencia térmica para la superficie exterior es:

$$R_e = \frac{1}{h_e p_e} = \frac{1}{4826.43(T_{sat} - T_e)^{-\frac{1}{4}} * (\pi * 13.716 \times 10^{-3})}$$

$$R_e = \frac{(T_{sat} - T_e)^{\frac{1}{4}}}{207.97} \quad \text{Ec. 3- 35}$$

El balance de energía en la tubería del absorbedor es:

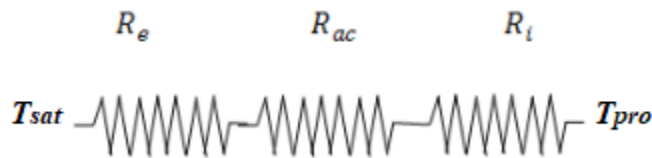


Figura 3- 9. Perfil de temperatura para el flujo a contra corriente del absorbedor

De la figura anterior se tiene:

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

Sustituyendo datos

$$\frac{(30 - T_e)}{\frac{(30 - T_e)^{1/4}}{207.97}} = \frac{T_e - T_i}{1.71 \times 10^{-3}} = \frac{T_i - 28.5}{15.8 \times 10^{-3}}$$

$$207.97(30 - T_e)^{3/4} = \frac{T_e - T_i}{1.71 \times 10^{-3}} = \frac{T_i - 28.5}{15.8 \times 10^{-3}} \quad \text{Ec. 3- 36}$$

Igualando el segundo y tercer término de ecuación anterior

$$\frac{T_e - T_i}{1.71 \times 10^{-3}} = \frac{T_i - 28.5}{15.8 \times 10^{-3}}$$

$$9.24(T_e - T_i) = T_i - 28.5$$

$$9.24T_e + 28.5 = 10.24T_i$$

$$T_i = 2.78 + 0.90T_e \quad (\text{Ec. 3-36A})$$

Igualando primer y tercer término de ecuación (3-36)

$$207.97(30 - T_e)^{3/4} = \frac{T_i - 28.5}{15.8 \times 10^{-3}}$$

$$3.29(30 - T_e)^{3/4} = T_i - 28.5$$

$$T_i = 3.29(30 - T_e)^{3/4} + 28.5 \quad (\text{Ec. 3-36B})$$

Luego, igualando ecuaciones (3-36A) y (3-36B) se obteniendo:

$$T_e = 29.77^\circ\text{C}$$

$$T_i = 29.57^\circ\text{C}$$

Conocidas las temperaturas, se sustituye datos en ecuación (3-34), y se tiene:

$$h_e = 4826.438(30 - 29.77)^{-\frac{1}{4}}$$

$$h_e = 6969.4 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$$

Luego la resistencia en el exterior es

$$R_e = \frac{(30 - 29.77)^{1/4}}{207.97} = 3.33 \times 10^{-3} \text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$$

El coeficiente global de transferencia de calor, por unidad de longitud de tubería, se obtiene de la ecuación 3-14.

$$U_c = \frac{1}{\pi * 13.716 \times 10^{-3} (3.33 \times 10^{-3} + 1.71 \times 10^{-3} + 15.8 \times 10^{-3})}$$

$$U_c = 1113.6 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$$

Considerando factor de incrustación de 0.0002 para tubos de acero en condensadores de amoniaco, obtenido de la tabla A3.4 (Ver anexos).

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{1113.6} + 0.0002$$

$$U_d = 910.75 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

3.3.4. Cálculo de la superficie de intercambio y longitud

3.3.4.1. La superficie de intercambio de calor

La superficie de intercambio se obtiene por medio de la ecuación 3-16.

$$A_{total} = \frac{Q_{AB}}{U_d \Delta T_m}$$

$$A_{total} = \frac{3.103 \times 10^3}{910.75 * 8.2} = 415.5 \times 10^{-3} m^2$$

3.3.4.2. Cálculo flujo másico del agua de enfriamiento

De la siguiente ecuación 3-17 se tiene:

$$m_{H2O} = \frac{Q_{AB}}{C_p \Delta T}$$

$$m_{H2O} = \frac{3.103 \times 10^3}{4.177 \times 10^3 * (32 - 25)} = 10.6 \times 10^{-2} kg/seg$$

3.3.4.3. Determinación del número de tubos

De la siguiente ecuación 3-18

$$A_{total} = n_t \pi d_o L_t$$

Donde L_t corresponde a la longitud de tubería que se asumirá de 0.5 m.

$$415.5 \times 10^{-3} = n_t * \pi * (13.716 \times 10^{-3})(0.5)$$

$$n_t = 19.28$$

$$n_t \approx 19 \text{ tubos}$$

3.3.4.4. Cálculo de diámetro del haz de tubos

El diámetro de carcasa puede estimarse de forma empírica con la ecuación 3-19.

$$d_s = 0.637 \sqrt{\frac{CL}{CTP} \left[\frac{A_{total}(PR)^2 d_e}{L} \right]^{1/2}}$$

Donde:

- Para un paso $CTP = 0.93$
- $CL = 1.0$ para 90° y 45°

A_o: El área total externa de los tubos ($\pi d_e n_t L = 0.415$)

PR: Es la relación de paso del tubo (Pt/d_e), 1.25 para este proyecto.

$$d_s = 0.637 \sqrt{\frac{1}{0.93} \left[\frac{(0.415)(1.25)^2 (13.716 \times 10^{-3})}{0.5} \right]^{1/2}} = 88.1 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d_s \approx 90 \text{ mm}$$

3.3.5. Cálculos de caída de presión en el absorbedor

3.3.5.1. Cálculo de caída de presión en la carcasa del absorbedor

Anteriormente se estimó el diámetro de coraza en 90 mm, pero se diseñará con 100 mm siguiendo con el razonamiento anterior, de modo que exista suficiente espacio para la circulación del flujo y en un futuro se faciliten los mantenimientos del equipo, por tanto:

$$d_s = 100 \times 10^{-3} \text{m}$$

Donde d_s es el diámetro interno de carcasa

Área transversal de flujo en la carcasa(a_s):

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

Sustituyendo datos se tiene:

$$a_s = \frac{\pi}{4} ((100 \times 10^{-3})^2 - 19(13.716 \times 10^{-3})^2) \text{ m}^2$$

$$a_s = 5.05 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Velocidad másica G_s :

$$G_s = \frac{m_1}{a_s} = \frac{0.00933 \text{ kg/seg}}{5.05 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = 1.85 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ seg}}$$

Diámetro equivalente D_{eq} :

$$D_{eq} = \frac{4a_s}{\text{perimetro humedo}} = \frac{4 \left(P_t^2 - \pi \frac{d_e^2}{4} \right)}{\pi d_e}$$
$$D_{eq} = \frac{4 \left((17.15 \times 10^{-3})^2 - \pi \left(\frac{(13.716 \times 10^{-3})^2}{4} \right) \right)}{\pi * 13.716 \times 10^{-3}}$$

$$D_{eq} = 13.59 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Numero de Reynolds:

$$\mathcal{R}_e = \frac{D_{qe} G_s}{\mu} = \frac{13.59 \times 10^{-3} * 1.85}{9.04 \times 10^{-3}}$$

$$R_e = 2.78$$

Con Reynolds, de anexo 4 se observa que no es posible obtener un valor de factor de fricción para el valor de Reynolds encontrado, por tanto, se supone $f = 0.01$. Considerando una relación de viscosidades = 1, y sustituyendo datos en ecuación (3-20) se tiene:

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 d_s (N + 1)}{2 g \rho d_e \phi_s}$$

$$\Delta P_s = \frac{144(0.01)(1.85)^2(0.100)(0 + 1)}{2 * 9.81 * 900 * 13.716 \times 10^{-3} * 1}$$

$$\Delta P_s = 2.03 \times 10^{-3} \frac{kgf}{m^2} = 2.89 \times 10^{-6} pa$$

3.3.5.2. Cálculo de pérdida de carga para el lado de los tubos

Área transversal de flujo en tubería (a_t) de tabla A3.1.

$$a_t = 0.00050 ft^2 = 4.64 \times 10^{-5} m^2$$

De la ecuación 3-27:

$$a_{tt} = \frac{n_t a_t}{N_p}$$

$$a_{tt} = \frac{19 * 4.64 \times 10^{-5}}{1}$$

$$a_{tt} = 8.816 \times 10^{-4} m^4$$

Flujo másico de velocidad (G_t)

$$G_t = \frac{m_{H_2O}}{a_{tt}} = \frac{10.6 \times 10^{-2} \text{ kg/seg}}{8.816 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$
$$G_t = 120.23 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{seg}}$$

De cálculos anteriores para tubería de agua de enfriamiento en el absorbedor se tiene un $R_e = 3684.19$, luego con R_e , se obtiene de la tabla (anexo B.1) factores de fricción para el lado del tubo un factor de $f = 0.0003$ (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

(3-24) se tiene:

$$\Delta P_t = \frac{0.0003 * 144 (177.73)^2 * 0.5 * 1}{2 * 9.81 * 995.5 * 7.67 \times 10^{-3} * 1}$$
$$\Delta P_t = 2.08 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2} = 2.96 \times 10^{-3} \text{ pa}$$

3.3.5.3. Cálculo de caída de presión por retomo

De tablas A.5 (Ver anexos) se obtiene una gravedad específica de 1.0 para el agua de enfriamiento.

Luego sustituyendo datos en la ecuación (3-25), se tiene:

$$\Delta P_r = \frac{4 * 1 * 0.4^2}{1 * 2 * 9.81} = 0.033 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^2}$$
$$\Delta P_r = 3.24 \times 10^{-1} \text{ pa}$$

La caída de presión total del lado de los tubos del condensador será:

$$\Delta P_T = 2.96 \times 10^{-3} + 3.24 \times 10^{-1} = 0.33 \text{ pa}$$

Tabla 3- 2. Resumen principal de las propiedades del absorbedor

Variable	Magnitud
Propiedades térmicas	
T _{sat}	30°C
P _{sat}	159.87 kpa
Q _{ab}	3.103 kw
m _{h2o}	5.6x10 ⁻² kg/s
m _s	10.6x10 ⁻³ kg/s
ΔP _s	2.96x10 ⁻³ pa
ΔP _T (lado de los tubos)	0.33 pa
Propiedades mecánicas	
d _n	1/4 in
L _t	0.5 m
n _t	19
Configuración	Cuadrada
D _s (Diámetro de coraza)	100 mm
Diámetro nominal sugerido	4"
Material de tubos	Acero ASTM A-106 cedula 80
Material de la coraza	Acero ASTM A-106 cedula 80

3.4. Diseño del Generador.

3.4.1. Generalidades

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 liquido-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 estas 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:

$$\frac{C_l \Delta T}{h_{fg} Pr_l^s} = C_{sf} \left(\frac{q/A}{\mu_{sol} h_{fg}} \sqrt{\frac{g_c \sigma_{sol}}{g \rho_{sol} - \rho_v}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. 3- 37}$$

Donde:

C_l = Calor específico del líquido saturado

ΔT_x = Exceso de temperatura = $T_w - T_{sat}$

h_{fg} = Entalpia de vaporización

Pr_l = número de Prandtl del líquido saturado

q/A = Flujo de Calor por unidad de área

μ_l = Viscosidad del líquido saturado

σ_l = Tensión superficial de la zona interfacial liquido-vapor.

g = Aceleración de la gravedad

ρ_l = Densidad del líquido saturado

ρ_v = Densidad del vapor saturado

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

$s = 1.0$ para el agua y 1.7 para otros líquidos

3.4.1.1. Asignación de flujos

Para nuestro diseño el fluido que va en la carcasa o casco es el amoniaco, es decir el refrigerante fluido a evaporar, mientras que la sustancia que va en el interior de la tubería no se especificara en este proyecto, lo que ofrece la posibilidad de adaptar diferentes fuentes de energía y fluidos calo-portadores para este fin. A razón de lo anterior solo se especificará la temperatura de película interior de las tuberías.

3.4.1.2. Diagrama térmico

A continuación, se muestra un diagrama esquemático de dispositivo generador del sistema, así como las corrientes involucradas en el diseño.

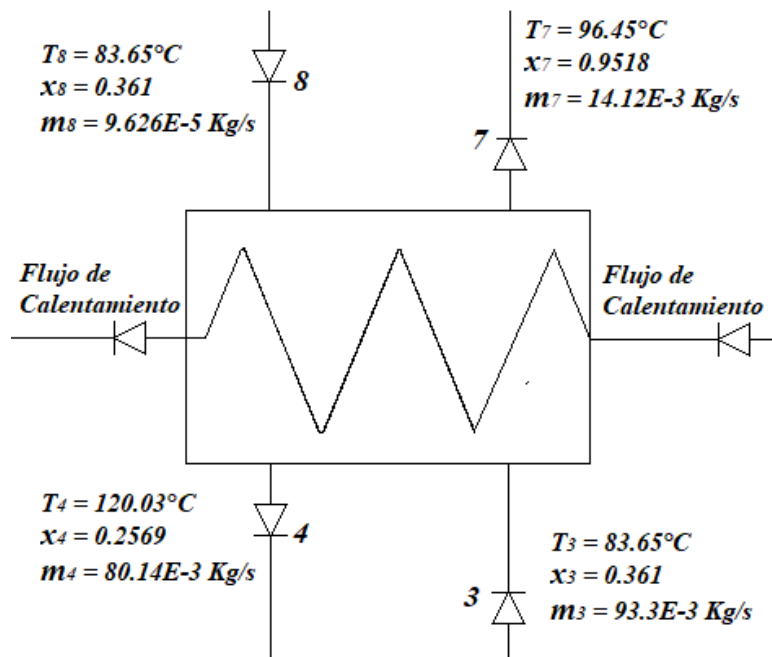


Figura 3- 10. Condiciones de operación para el diseño del generador

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

Para el diseño del generador se mantendrá tanto el material como los diámetros definidos anteriormente en los otros elementos del sistema.

Acero inoxidable, con las siguientes características:

$$d_n = 1/4 \text{ in, acero ASTM A-106 cedula numero 80}$$

$$d_e = 0.540 \text{ in} = 13.716 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d_i = 0.302 \text{ in} = 7.67 \times 10^{-3} \text{ m}$$

La configuración en los tubos se considerará de tipo cuadrada, al igual que el condensador.

De acuerdo a la norma TEMA el paso por tubo (P_t) se define por la siguiente formula:

$$P_t = 1.25d_e$$

Entonces sustituyendo datos se tiene:

$$P_t = 1.25 * 13.716 \times 10^{-3}$$

$$P_t = 17.15 \text{ mm}$$

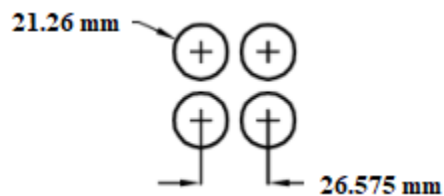


Figura 3- 11. Arreglo de tubos en el generador

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

Para el cálculo del generador se simplificará las corrientes de materia involucradas en el sistema, con el fin de facilitar el cálculo de este elemento. Estas simplificaciones implican reducir las corrientes a solamente dos, una corriente de entrada y otra corriente de salida.

De los balances de masa se tiene:

La temperatura para la corriente de salida:

$$T_{7'} \cdot \dot{m}_{7'} = T_7 \dot{m}_7 + T_4 \dot{m}_4$$
$$T_{7'} = \frac{T_7 \dot{m}_7 + T_4 \dot{m}_4}{\dot{m}_{7'}} = \frac{T_7 \dot{m}_7 + T_4 \dot{m}_4}{\dot{m}_7 + \dot{m}_4}$$

Resolviendo

$$T_{7'} = \frac{(96.447)(0.00141228) + (120.03)(0.00801398)}{(0.00141228) + (0.00801398)} = 116.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Y la concentración:

$$x_{7'} \cdot \dot{m}_{7'} = x_7 \dot{m}_7 + x_4 \dot{m}_4$$
$$x_{7'} = \frac{x_7 \dot{m}_7 + x_4 \dot{m}_4}{\dot{m}_{7'}} = \frac{x_7 \dot{m}_7 + x_4 \dot{m}_4}{\dot{m}_7 + \dot{m}_4}$$

Resolviendo

$$x_{7'} = \frac{(0.9518)(0.00141228) + (0.2569)(0.00801398)}{(0.00141228) + (0.00801398)} = 0.3601$$

De igual forma para las corrientes de entrada:

$$T_3 \dot{m}_3 = T_7 \dot{m}_7 + T_8 \dot{m}_8$$

$$T_3 = \frac{T_7 \dot{m}_7 + T_8 \dot{m}_8}{\dot{m}_3} = \frac{T_7 \dot{m}_7 + T_8 \dot{m}_8}{\dot{m}_7 + \dot{m}_8}$$

$$T_3 = \frac{(83.651)(0.00933) + (49.14)(0.00009626)}{(0.00933) + (0.00009626)} = 83.3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$x_3 \dot{m}_3 = x_7 \dot{m}_7 + x_8 \dot{m}_8$$

$$x_3 = \frac{x_7 \dot{m}_7 + x_8 \dot{m}_8}{\dot{m}_3} = \frac{x_7 \dot{m}_7 + x_8 \dot{m}_8}{\dot{m}_7 + \dot{m}_8}$$

$$x_3 = \frac{(0.361)(0.00933) + (0.361)(0.00009626)}{(0.00933) + (0.00009626)} = 0.361$$

Con la suposición anterior, el nuevo sistema solo involucra una corriente de fluido, con una temperatura de entrada y otra de salida.

La temperatura a la entrada y salida del fluido saliente será tal, que la temperatura promedio de la película interna de la tubería sea de 120°C .

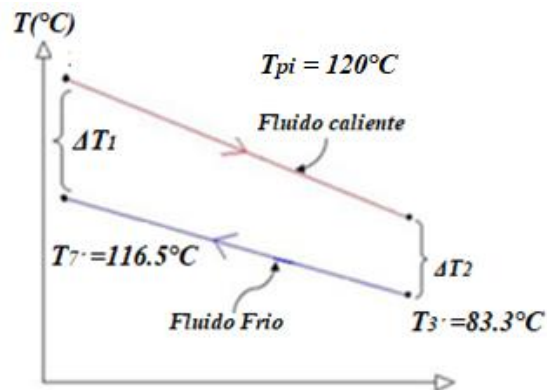


Figura 3- 12. Perfil de temperatura para el flujo contracorriente del generador

Realizando el cálculo para la temperatura media logarítmica se tiene:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$
$$\Delta T_m = \frac{(120 - 116.5) - (120 - 83.3)}{\ln \frac{(120 - 116.5)}{(120 - 83.3)}} = 14.13 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.4.3. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.

Debido a que no se conoce el fluido de calentamiento, se omitirá el cálculo de la resistencia térmica de película interior, ya que se conoce la temperatura de película interior de los tubos. Por tanto, solo se tomará en cuenta la resistencia de los tubos y la resistencia de película exterior debida a la mezcla acuosa a calentar.

Para la resistencia térmica en la pared del tubo se necesita evaluar su conductividad térmica

De tablas para acero inoxidable, se tiene $k_{ac} = 52.48 \frac{w}{m^\circ C}$

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:

$$R_{ac} = \frac{\ln\left(\frac{13.716 \times 10^{-3}}{7.67 \times 10^{-3}}\right)}{2\pi * 54}$$
$$R_{ac} = 1.71 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}/w$$

Para calcular la resistencia en el exterior del tubo se necesita determinar el coeficiente de

transferencia de calor en el exterior del mismo, para esto se reutilizará el concepto empleado anteriormente, el cual es la 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. Debido a esto y otras 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. Reescribiendo la ecuación 3-36 es posible calcular el coeficiente de película exterior del generador, tal como se muestra.

$$h_e = \frac{q}{A\Delta T} = \frac{C_p^3 \mu_{sol} \Delta T^2}{C_{sf}^3 h_{fg}^2 Pr^{5.1}} \left(\frac{g \rho_{sol} - \rho_v}{g_c \sigma_{sol}} \right)^{1/2} \quad \text{Ec. 3- 38}$$

Para determinar todas las propiedades que se involucran en la expresión anterior se utilizaran 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.

3.4.3.1. Coeficiente de película exterior

Para obtener el coeficiente de transferencia de calor externo se evalúan las propiedades a temperatura promedio de la solución diluida utilizando las mismas ecuaciones.

$$T_{pro} = \frac{T_{7'} + T_{3'}}{2} = \frac{116.5 + 83.3}{2} = 99.9^\circ C$$

Tomando la temperatura de saturación igual a la temperatura promedio.

$$T_{\text{pro}} = 99.9^{\circ}\text{C}$$

El volumen específico de la solución se determina a 99.9°C y la presión de saturación en el interior de la tubería que corresponde a 1161.324 Kpa. Mediante consultas en ESS se tiene:

$$v_{\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}} = 12.3410^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Y la densidad

$$\rho_{\text{sol}} = 810.37 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

La viscosidad y densidad para el agua a 99.9°C se puede obtener de la tabla de líquido saturado (Ver Anexo A3.2)

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 958.39 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$C_p = 4.211 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg } ^{\circ}\text{C}}$$

$$\mu_{\text{H}_2\text{O}} = 2.828 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{m} * \text{seg}}$$

Para el cálculo de la viscosidad se evalúa la fracción de la fase sólida

$$\phi_s = 1 + \frac{\rho_{\text{sol}}}{\rho_{\text{H}_2\text{O}}} (x_{\text{sat}} - 1) = 1 + \frac{810.37}{958.39} (0.361 - 1) = 45.9710^{-2}$$

Sustituyendo datos en ecuación de Hatschek (3-31):

$$\frac{\mu_m}{\mu_l} = \frac{1}{1 - \phi_s^{1/3}}$$

$$\mu_m = \frac{\mu_l}{(1 - \phi_s^{1/3})} = \frac{2.828 \times 10^{-4}}{(1 - 0.4597^{1/3})} = 1.239 \times 10^{-3}$$

Para la determinación de la conductividad térmica se hace uso de la ecuación 3-32.

Con temperatura de saturación de 99.9°C se tiene que:

$$k_c = k_{H_2O} = 0.6816 \frac{W}{m^\circ C} \text{ y } k_d = k_{NH_3} = 0.476 \frac{W}{m^\circ C}$$

Sustituyendo

$$k_{sol} = k_c \frac{2k_c + k_d - 2\phi_s(k_c - k_d)}{2k_c + k_d + \phi_s(k_c - k_d)}$$

$$k_{sol} = 0.6816 \frac{2(0.6816) + 0.476 - 2(0.870)(0.6816 - 0.476)}{2(0.6816) + 0.476 + (0.870)(0.6816 - 0.476)}$$

$$k_{sol} = 0.5 \frac{W}{m^\circ C}$$

Para el cambio de entalpía será necesario realizar el balance de masa para las corrientes involucradas.

Para la corriente de salida:

$$h_{7'} \dot{m}_{7'} = h_7 \dot{m}_7 + h_4 \dot{m}_4$$

$$h_{7'} = \frac{h_7 \dot{m}_7 + h_4 \dot{m}_4}{\dot{m}_{7'}} = \frac{h_7 \dot{m}_7 + h_4 \dot{m}_4}{\dot{m}_7 + \dot{m}_4}$$

Resolviendo

$$h_{7'} = \frac{(1524.332)(0.00141228) + (354.012)(0.00801398)}{(0.00141228) + (0.00801398)} = 529.35 \frac{kJ}{kg K}$$

De igual forma para las corrientes de entrada:

$$h_3 \dot{m}_3 = h_3 \dot{m}_7 + h_8 \dot{m}_8$$

$$h_3 = \frac{h_3 \dot{m}_3 + h_8 \dot{m}_8}{\dot{m}_3} = \frac{h_3 \dot{m}_3 + h_8 \dot{m}_8}{\dot{m}_3 + \dot{m}_8}$$

$$h_3 = \frac{(153.121)(0.00933) + (153.21)(0.00009626)}{(0.00933) + (0.00009626)} = 153.121 \frac{kJ}{kg K}$$

Por tanto, la entalpia de transformación queda:

$$h_{fg} = h_7 - h_3 = 529.35 - 153.121 = 376.23 \frac{kJ}{kg K}$$

Para el cálculo de la capacidad calorífica se utilizará la ecuación Ec. 3-39.

$$\frac{C_p - C_p^\circ}{R} = 1.45 + \frac{0.45}{1 - T_r} + 0.25\omega \left[17.11 + \frac{25.2(1 - T_r)^{\frac{1}{3}}}{T_r} + \frac{1.742}{1 - T_r} \right] \quad \text{Ec. 3-39}$$

Donde C_p° esta terminado por la ecuación 3-40 y corresponde a la capacidad calorífica de un gas ideal.

$$C_p^\circ = CPVAP A + (CPVAP B)T + (CPVAP C) T^2 + (CPVAP D) T^3 \quad \text{Ec. 3-40}$$

Donde los valores de $CPVAP$ se obtiene de la tabla A3.8 (Ver Anexos).

$$T = 373.05 \text{ K}$$

$$CPVAP A = 2.731 \times 10^1$$

$$CPVAP B = 2.383 \times 10^{-2}$$

$$CPVAP C = 1.707 \times 10^{-5}$$

$$CPVAP D = -1.185 \times 10^{-8}$$

$$T_c = 405.5 \text{ K}$$

$$\omega = 0.250$$

$$R = 8.31447 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

$$M_u = 17.031 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

Donde M_u corresponde a la masa molar del amoniaco.

Y para T_r .

$$T_r = \frac{T}{T_c}$$

Ec. 3- 41

$$T_r = \frac{373.05}{405.5} = 0.92$$

Sustituyendo en la ecuación 3-40.

$$C_p^\circ = 2.731 \times 10^1 + 2.383 \times 10^{-2} (373.05) + (1.707 \times 10^{-5}) (373.05)^2 + (-1.185 \times 10^{-8}) (373.05)^3$$

$$C_p^\circ = 38.575 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

Ahora sustituyendo en ecuación 3-39 y resolviendo:

$$\frac{C_p - 38.575}{8.31447} = 1.45 + \frac{0.45}{1 - 0.92} + 0.25(0.25) \left[17.11 + \frac{25.2(1 - 0.92)^{\frac{1}{3}}}{0.92} + \frac{1.742}{1 - 0.92} \right]$$

$$C_p = 123.74 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

$$C_{p,NH_3} = 7.265 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

El valor de C_p anterior corresponde al amoníaco, para obtener el C_p sol, es necesario obtener la contribución de cada componente de la solución.

Por tanto, el C_p de la solución será.

$$C_{p,sol} = C_{p,NH_3}X + C_{p,H_2O}(1 - X) \quad \text{Ec. 3- 42}$$

Donde la X corresponde a la concentración de amoníaco en la solución.

$$C_{p,sol} = 7.265(0.361) + 4.211(1 - 0.361)$$

$$C_{p,sol} = 5.313 \frac{kJ}{kg K}$$

El número de Prandtl se obtiene de la siguiente ecuación:

$$Pr = \frac{C_p \mu_{sol}}{K_{sol}} \quad \text{Ec. 3- 43}$$

$$Pr = \frac{5.313 \times 10^3 * 1.239 \times 10^{-3}}{0.5} = 13.166$$

- Tensión superficial

La tensión superficial de la solución se asumirá igual a la tensión superficial del amoníaco a 100°C (Ver Anexo A.9) y se tomará de 0.00579 N/m.

$$\sigma_{sol} = 5.79 \times 10^{-3} \frac{N}{m}$$

La constante experimental C_{sf} se tomará como $C_{sf} = 0.008$ que corresponde a Agua-acero inoxidable moldeado y pulido.

Ahora sustituyendo estos valores en la ecuación (3-38) para encontrar el coeficiente de convección externo en el generador se tiene:

$$h_e = \frac{q}{A\Delta T} = \frac{C_p^3 \mu_{sol} \Delta T^2}{C_{sf}^3 h_{fg}^2 Pr^{5.1}} \left(\frac{g \rho_{sol} - \rho_v}{g_c \sigma_{sol}} \right)^{1/2}$$

Para este caso se considera de $\rho_{sol} \gg \rho_v$, por lo tanto $\rho_{sol} - \rho_v = \rho_{sol}$

$$h_e = \frac{q}{A\Delta T} = \frac{(5.313 \times 10^3)^3 * 6.235 \times 10^{-3} (T_e - 99.9)^2}{0.008^3 * (376.23 \times 10^3)^2 * 13.166^{5.1}} \left(\frac{9.81(810.37)}{9.81 (5.79 \times 10^{-3})} \right)^{1/2}$$

$$h_e = 9.429(T_e - 99.9)^2$$

Entonces la resistencia térmica en el exterior tendrá la siguiente forma

$$R_e = \frac{1}{h_e A_e} = \frac{1}{9.429(T_e - 99.9)^2 * (\pi * 21.26 \times 10^{-3})} = 1.588(T_e - 99.9)^{-2}$$

El balance térmico en tubería del generador es

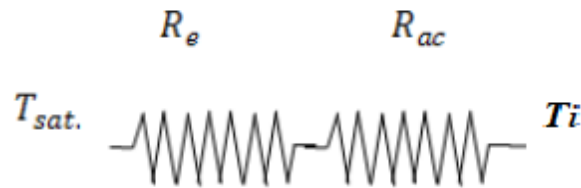


Figura 3- 13. Perfil de resistencias térmicas en el generador.

De acuerdo a figura 3-13 tenemos:

$$\frac{(T_e - 99.9)}{R_e} = \frac{(T_i - T_e)}{R_{ac}} \quad \text{Ec. 3- 44}$$

Donde T_i es la temperatura promedio de la película interior del tubo, igual a 120°C .

Sustituyendo los valores en la ecuación 3-44 se tiene:

$$\frac{(T_e - 99.9)}{1.588(T_e - 99.9)^{-2}} = \frac{(120 - T_e)}{1.71 \times 10^{-3}}$$

Resolviendo para T_e se tiene:

$$T_e = 115.73^\circ\text{C}$$

Conociendo T_e , se determina h_e

$$h_e = 9.429(115.73 - 99.9)^2 = 2362.8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}$$

La resistencia térmica en el tubo es

$$R_e = 1.588(T_e - 99.9)^{-2} = 6.34 \times 10^{-3} \text{ }^\circ\frac{\text{C}}{\text{W}}$$

El coeficiente global de transferencia de calor, por unidad de longitud de tubería se obtiene

sustituyendo datos en ecuación (3-14).

$$U_c = \frac{1}{p_e(R_{ac} + R_e)}$$

$$U_e = \frac{1}{\pi * 13.716 \times 10^{-3} (1.71 \times 10^{-3} + 6.34 \times 10^{-3})}$$

$$U_e = 2882.88 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}$$

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

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

$$\frac{1}{U_{op}} = \frac{1}{2882.88} + 0.0002$$

$$U_{op} = 1828.57 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

3.4.4. Cálculo de superficie de intercambio de calor y longitud

3.4.4.1. La superficie de intercambio de calor

La superficie de intercambio se obtiene por medio de la ecuación 3-1.

Despejando el área total de transferencia en el generador se tiene:

$$A_{total} = \frac{Q_{GE}}{U\Delta T_m} = \frac{3.561 \times 10^3}{1828.88 * 14.13} = 137.8 \times 10^{-3} m^2$$

3.4.4.2. Determinación del número de tubos

De la ecuación 3-18

$$A_{total} = n_t \pi d_o L_t$$

Donde L_t corresponde a la longitud de tubería que se asumirá de 0.5 m.

$$137.8 \times 10^{-3} = n_t * \pi * (13.716 \times 10^{-3})(0.5)$$

$$n_t = 6.4$$

$$n_t \approx 7 \text{ tubos}$$

3.4.4.3. Cálculo de diámetro del haz de tubos

El diámetro de carcasa puede estimarse de forma empírica con la ecuación 3-19.

$$d_s = 0.637 \sqrt{\frac{CL}{CTP} \left[\frac{A_{total}(PR)^2 d_e}{L} \right]^{1/2}}$$

Donde:

- Para un paso CTP = 0.93
- CL = 1.0 para 90 ° y 45 °

A_o: El área total externa de los tubos ($\pi d_e n_t L = 0.0888$)

PR: Es la relación de paso del tubo (Pt/d_e), 1.25 para este proyecto.

$$d_s = 0.637 \sqrt{\frac{1}{0.93} \left[\frac{(137.8 \times 10^{-3})(1.25)^2(13.716 \times 10^{-3})}{0.5} \right]^{1/2}} = 50.75 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d_s \approx 50 \text{ mm}$$

3.4.5. Cálculos de caída de presión en el generador

3.4.5.1. Cálculo de caída de presión en la carcasa del generador

Anteriormente se estimó el diámetro de coraza en 50 mm, pero se diseñará con 60 mm para con el fin de tener una mayor área transversal, en la cual pueda circular el fluido, por tanto:

$$d_s = 60 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Donde d_s es el diámetro interno de carcasa

Área transversal de flujo en la carcasa(a_s):

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

Sustituyendo datos se tiene:

$$a_s = \frac{\pi}{4}((60 \times 10^{-3})^2 - 7(13.716 \times 10^{-3})^2) m^2$$

$$a_s = 1.79 \times 10^{-3} m^2$$

Velocidad másica G_s :

$$G_s = \frac{m_3 + m_8}{a_s} = \frac{9.33 \times 10^{-3} + 9.626 \times 10^{-3} \text{ kg/seg}}{1.79 \times 10^{-3} m^2} = 5.22 \frac{\text{kg}}{m^2 \text{seg}}$$

Diámetro equivalente D_{eq} ;

$$D_{eq} = \frac{4a_s}{\text{perimetro humedo}} = \frac{4 \left(P_t^2 - \pi \frac{d_e^2}{4} \right)}{\pi d_e}$$

$$D_{eq} = \frac{4 \left((17.15 \times 10^{-3})^2 - \pi \left(\frac{(13.716 \times 10^{-3})^2}{4} \right) \right)}{\pi * 13.716 \times 10^{-3}}$$

$$D_{eq} = 13.59 \times 10^{-3} m$$

Numero de Reynolds:

$$R_e = \frac{D_{qe} G_s}{\mu} = \frac{13.716 \times 10^{-3} * 5.22}{6.235 \times 10^{-3}}$$

$$R_e = 11.48$$

Al igual que el intercambiar de calor de la solución, no es posible obtener un valor de factor de fricción para el valor de Reynolds encontrado, por tanto, se supone $f = 0.01$.

Considerando una relación de viscosidades = 1 y 4 deflectores a lo largo de generador.

Sustituyendo datos en ecuación (3-20) se tiene:

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 d_s (N + 1)}{2g\rho d_e \phi_s}$$

$$\Delta P_s = \frac{144(0.01)(5.22)^2(0.060)(4 + 1)}{2 * 9.81 * 810.37 * 0.013716 * 1}$$

$$\Delta P_s = 43.18 \times 10^{-3} \frac{kgf}{m^2} = 0.614 \text{ pa}$$

3.4.5.2. Cálculo de pérdida de carga para el lado de los tubos

Las pérdidas del lado de los tubos de este elemento no se determinarán ya que en este trabajo no se establecerá el fluido que circulará por el interior de los tubos.

Tabla 3- 3. Resumen principal de las propiedades del generador.

Variable	Magnitud
Propiedades térmicas	
T _{sat, prom}	99.9°C
P _{sat}	1161.324 kpa
Q _{ge}	3.561 kw
m _s	9.426x10 ⁻³ kg/s
ΔP _s	0.614 Pa
Propiedades mecánicas	
d _n	1/4 in
L _t	0.5 m
n _t	7
Configuración	Cuadrada
D _s (Diámetro de coraza)	60 mm
Diámetro Nominal Sugerido	3 plg
Material de tubos	Acero ASTM A-106 cedula 80
Material de la coraza	Acero ASTM A-106 cedula 80

3.5. Diseño del Intercambiador de calor solución-solución

El intercambiador de calor incorporado en este equipo tiene como finalidad precalentar la solución débil, de modo que el calor demandado en el generador para producir la vaporización de la solución sea menor, mejorando la eficiencia del ciclo al aprovechar la energía contenida en la solución de retorno.

3.5.1. Generalidades

3.5.1.1. Asignación de flujos

En el intercambiador de calor solución-solución el fluido que circula en lado de la carcasa como en el lado de los tubos, es una mezcla acuosa de amoníaco que difiere en su concentración. En este caso, la mezcla que va en el lado de los tubos será la solución débil de retorno, mientras que la solución con 36.1% de amoníaco pasará por el lado de la carcasa.

3.5.1.2. Diagrama térmico

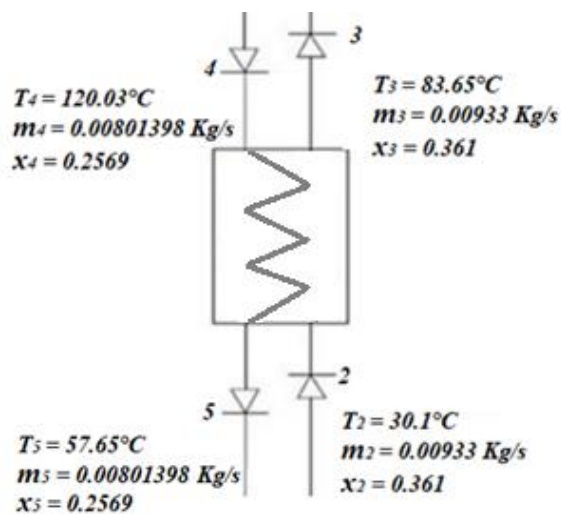


Figura 3- 14. Condiciones de operación para el diseño del intercambiador

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

En el intercambiador se utilizará una tubería de acero al 0.5 de carbono, con las siguientes características:

$$d_n = 1/4 \text{ in, acero ASTM A-106 cedula 80}$$

$$d_e = 0.540 \text{ in} = 13.716 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d_i = 0.302 \text{ in} = 7.67 \times 10^{-3} \text{ m}$$

El arreglo o disposición de los tubos será de forma cuadra, donde el paso por tubo se calcula de la siguiente forma:

$$P_t = 1.25d_e$$

Entonces sustituyendo datos se tiene:

$$P_t = 1.25 * 13.716 \times 10^{-3}$$

$$P_t = 17.15 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

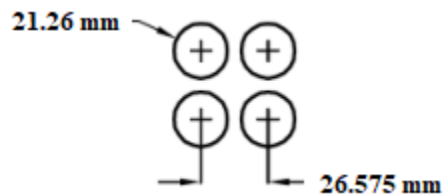


Figura 3- 15. Condiciones de operación para el diseño del intercambiador

3.5.2. Cálculo de temperatura media logarítmica (ΔT_m)

La figura 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.

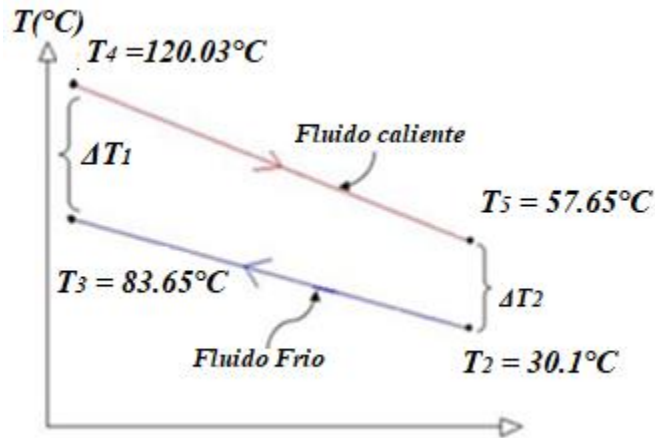


Figura 3- 16. Perfil de temperatura para el flujo a contra corriente del intercambiador

Al resolver la ecuación resultante del grafico anterior se tiene:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{(120.03 - 83.65) - (57.65 - 30.1)}{\ln \frac{(120.03 - 83.65)}{(57.65 - 30.1)}} = 31.76^{\circ}\text{C}$$

3.5.3. Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor

3.5.3.1. Coeficiente de película interior

Se asignan los tubos para la solución de retorno y la carcasa para la solución con concentración de 36.1% de amoníaco.

La temperatura de la solución diluida al 36.1% de amoníaco es de 30.1°C y a la salida 83.65°C.

La transferencia de calor total necesaria es:

$$Q_{in} = m_3(h_3 - h_2) = 8.14 \times 10^{-3}(153.121 - (-82.656))$$

$$Q_{in} = 1.8895 \text{ kw}$$

$$Q_{in} \approx 1.89 \text{ kw}$$

Parte de las propiedades en el interior de tubería se establecen a través de consultas en el software empleado para la simulación en el capítulo anterior.

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.

$$T_{pro} = \frac{T_4 + T_5}{2} = \frac{120.03 + 57.649}{2} = 88.84^\circ\text{C}$$

Tomando $T_{sat} = T_{pro} = 88.84^\circ\text{C}$

El volumen específico de la solución se determina a 88.84°C y la presión de saturación en el interior de la tubería que corresponde a 1161.324 Kpa:

$$v_{NH_3H_2O} = 11.66 \times 10^{-4} \frac{m^3}{kg}$$

Y la densidad

$$\rho_{sol} = 857.63 \frac{kg}{m^3}$$

La viscosidad y densidad para el agua a 88.84°C se puede obtener de la tabla de líquido saturado (Ver Anexo A.2)

$$\rho_{h_2o} = 966.03 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_{H_2O} = 3.23 \times 10^{-4} \frac{kg}{m \cdot seg}$$

$$C_{p,H_2O} = 4.20 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

La conductividad térmica del agua a 88.84°C se obtiene igualmente de tablas mientras que la conductividad del amoniaco se tomara de 0.476 w/m°C.

$$k_{NH_3} = 0.476 \frac{w}{m^\circ C}$$

$$k_{h_2o} = 0.6486 \frac{w}{m^\circ C}$$

Para el caculo de la viscosidad se evaluada la fracción de la fase solidad

$$\phi_s = 1 + \frac{\rho_{sol}}{\rho_{H_2O}} (x_{sat} - 1) = 1 + \frac{857.63}{966.03} (0.2569 - 1) = 0.34$$

Sustituyendo datos en ecuación de Kunitz:

$$\frac{\mu_m}{\mu_l} = \frac{1 + 0.5\phi_s}{(1 - \phi_s)^4}$$

$$\frac{\mu_m}{3.23 \times 10^{-4}} = \frac{1 + 0.5(0.34)}{(1 - 0.34)^4}$$

$$\mu_{sol} = \mu_m = 1.99 \times 10^{-3} \frac{kg}{m \cdot seg}$$

Para la determinación de la conductividad térmica se hace uso de la ecuación 3-33.

$$k_{sol} = k_a \frac{2k_a + k_b - 2\phi_s(k_a - k_b)}{2k_a + k_b + \phi_s(k_a - k_b)}$$

Con temperatura de saturación de 54°C se tiene que:

$$k_a = k_{H_2O} = 0.6486 \frac{W}{m^{\circ}C} \text{ y } k_b = k_{NH_3} = 0.476 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

sustituyendo

$$k_{sol} = 0.6486 \frac{2(0.6486) + 0.476 - 2(0.34)(0.6486 - 0.476)}{2(0.6486) + 0.476 + (0.34)(0.6486 - 0.476)}$$

$$k_{sol} = 0.586 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

Para el cálculo de la capacidad calorífica se utilizará el método propuesto en *“The properties of gases & liquids 4ed (Robert C. Reid; Jhon M. Prausnitz; Bruce E. Poling).*

Ecuación 3-39.

$$\frac{C_p - C_p^{\circ}}{R} = 1.45 + \frac{0.45}{1 - T_r} + 0.25\omega \left[17.11 + \frac{25.2(1 - T_r)^{\frac{1}{3}}}{T_r} + \frac{1.742}{1 - T_r} \right]$$

Donde C_p° esta terminado por la ecuación 3-40 y corresponde a la capacidad calorífica de un gas ideal.

$$C_p^{\circ} = CPVAP A + (CPVAP B)T + (CPVAP C) T^2 + (CPVAP D) T^3$$

Donde los valores de $CPVAP$ se obtiene de la tabla A3.8 (Ver Anexos).

$$T = 361.84K$$

$$CPVAP A = 2.731 \times 10^1$$

$$CPVAP B = 2.383 \times 10^{-2}$$

$$CPVAP C = 1.707 \times 10^{-5}$$

$$CPVAP D = -1.185 \times 10^{-8}$$

$$T_c = 405.5 \text{ K}$$

$$\omega = 0.250$$

$$R = 8.31447 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

$$M_u = 17.031 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

Donde M_u corresponde a la masa molar del amoníaco.

Y para T_r de la ecuación 3-41

$$T_r = \frac{T}{T_c}$$
$$T_r = \frac{361.84}{405.5} = 0.89$$

Sustituyendo en la ecuación 3-40.

$$C_p^\circ = 2.731 \times 10^1 + 2.383 \times 10^{-2} (361.84) + (1.707 \times 10^{-5}) (361.84)^2 + (-1.185 \times 10^{-8}) (361.84)^3$$

$$C_p^\circ = 37.606 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

Ahora sustituyendo en ecuación 3-39 y resolviendo:

$$\frac{C_p - 37.606}{8.31447} = 1.45 + \frac{0.45}{1 - 0.89} + 0.25(0.25) \left[17.11 + \frac{25.2(1 - 0.89)^{\frac{1}{3}}}{0.89} + \frac{1.742}{1 - 0.89} \right]$$

$$C_p = 108.57 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

$$C_{p,NH_3} = 6.37 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

El valor de Cp anterior corresponde al amoniac, para obtener el Cp sol, es necesario obtener la contribución de cada componente de la solución.

Por tanto, el Cp de la solución será.

$$C_{p,sol} = C_{p,NH_3}X + C_{p,H_2O}(1 - X)$$

Donde la X corresponde a la concentración de amoniac en la solución.

$$C_{p,sol} = 6.37(0.2569) + 4.20(1 - 0.2569)$$

$$C_{p,sol} = 4.757 \frac{kJ}{kg K}$$

El número de Prandtl se obtiene de la ecuación 3-42

$$Pr = \frac{C_p \mu_{sol}}{K_{sol}}$$

$$Pr = \frac{4.757 \times 10^3 * 1.992 \times 10^{-3}}{0.586} = 16.17$$

Ya conociendo las propiedades involucradas se inicia el cálculo del intercambiador de calor.

Para determinar el número de Reynolds se asumirá una velocidad de flujo de 0.4 m/s

$$Re = \frac{d_i \rho_{sol} v}{\mu_{sol}} = \frac{7.67 \times 10^{-3} * 857.63 * 0.4}{1.992 \times 10^{-3}}$$

$$Re = 1320.9$$

Suponiendo que el flujo es turbulento

$$Nu = 0.023 \mathcal{R}_e^{0.8} P_r^n$$

Donde $n = 0.4$ para calentamiento

$$Nu = 0.023(1320.9)^{0.8}(16.17)^{0.4} = 21.97$$

Entonces el coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos del intercambiador es:

$$h_i = Nu \frac{k}{d_i} = 21.97 * \frac{0.586}{7.67 \times 10^{-3}} = 1678.5 \frac{w}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Y la resistencia interna por unidad de longitud es:

$$R_i = \frac{1}{h_i P_i} = \frac{1}{1678.5 * \pi * 7.67 \times 10^{-3}} = 24.72 \times 10^{-3} \frac{^\circ C}{w}$$

Para la resistencia térmica en la pared del tubo se necesita evaluar su conductividad térmica a temperatura de saturación.

De tablas para acero al 0.5 de carbono, se tiene:

$$k_{ac} = 54.52 \frac{w}{m \text{ } ^\circ C}$$

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

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

Sustituyendo datos se tiene:

$$R_{ac} = \frac{\ln\left(\frac{13.716 \times 10^{-3}}{7.67 \times 10^{-3}}\right)}{2\pi * 54}$$

$$R_{ac} = 1.71 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ C/w$$

3.5.3.2. Coeficiente de película exterior

Para obtener el coeficiente de transferencia de calor externo se evalúan las propiedades a temperatura promedio de la solución diluida utilizando las mismas ecuaciones.

$$T_{pro} = \frac{T_2 + T_3}{2} = \frac{30.096 + 83.651}{2} = 56.87^{\circ}C$$

Tomando la temperatura de saturación igual a la temperatura promedio.

$$T_{pro} = 56.87^{\circ}C$$

El volumen específico de la solución se determina a 56.87°C y la presión de saturación en el interior de la tubería que corresponde a 1161.324 Kpa. Mediante consultas en ESS se tiene:

$$v_{NH_3H_2O} = 1.174 \times 10^{-4} \frac{m^3}{kg}$$

Y la densidad

$$\rho_{sol} = 851.79 \frac{kg}{m^3}$$

La viscosidad y densidad para el agua a 56.87°C se puede obtener de la tabla de líquido saturado (Ver Anexo A3.2)

$$\rho_{H_2O} = 984.65 \frac{kg}{m^3}$$

$$C_p = 4.179 \frac{KJ}{Kg \text{ } ^{\circ}C}$$

$$\mu_{H_2O} = 4.95 \times 10^{-4} \frac{kg}{m * seg}$$

La conductividad térmica del amoníaco y el agua a 56.87°C se obtiene igualmente de tablas.

$$k_{NH_3} = 0.476 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

$$k_{H_2O} = 0.6512 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

Para el cálculo de la viscosidad se evalúa la fracción de la fase sólida

$$\phi_s = 1 + \frac{\rho_{sol}}{\rho_{H_2O}} (x_{sat} - 1) = 1 + \frac{851.79}{984.65} (0.361 - 1) = 0.447$$

Sustituyendo datos en ecuación de Kunitz:

$$\frac{\mu_m}{\mu_{H_2O}} = \frac{1 + 0.5\phi_s}{(1 - \phi_s)^4}$$

$$\frac{\mu_m}{4.946 \times 10^{-4}} = \frac{1 + 0.5(0.447)}{(1 - 0.447)^4}$$

$$\mu_{sol} = \mu_m = 6.471 \times 10^{-3}$$

Para la determinación de la conductividad térmica se hace uso de la ecuación 3-33.

Con temperatura de saturación de 56.87°C se tiene que:

$$k_a = k_{H_2O} = 0.6512 \frac{W}{m^{\circ}C} \text{ y } k_b = k_{NH_3} = 0.476 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

Sustituyendo

$$k_{sol} = 0.6512 \frac{2(0.656) + 0.476 - 2(0.447)(0.6512 - 0.476)}{2 * 0.6512 + 0.476 + (0.447)(0.6512 - 0.476)}$$

$$k_{sol} = 0.598 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

De los datos obtenidos en la simulación se tiene el cambio de entalpia de la solución:

$$h_{fg} = (h_3 - h_2) = (153.121 - (-82.666)) = 235.79 \frac{kJ}{kg K}$$

Sustituyendo valores en la ecuación 3-9 se tiene:

$$h_e = 0.725 \left(\frac{(851.79)^2(9.81)(235.787)(0.5979)^3}{(6.471 \times 10^{-3})(13.716 \times 10^{-3})(T_e - T_{sat})} \right)^{1/4}$$

$$h_e = 1027.95(T_e - T_{sat})^{-1/4} \quad \text{Ec. 3- 45}$$

La resistencia térmica para la superficie exterior es:

$$R_e = \frac{1}{h_e p_e} = \frac{1}{1027.95(T_e - T_{sat})^{-1/4} * (\pi * 13.716 \times 10^{-3})}$$

$$R_e = \frac{(T_e - 56.87)^{1/4}}{44.25}$$

El balance de energía en la tubería del intercambiador de calor es:

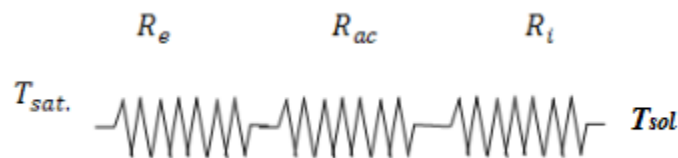


Figura 3- 17. Perfil de resistencia en el tubo del intercambiador de calor

De la figura 3-39, realizando el balance de energía en la tubería del intercambiador se tiene:

$$\frac{(T_e - 56.87)}{R_e} = \frac{T_i - T_e}{R_{ac}} = \frac{88.84 - T_i}{R_i}$$

$$\frac{(T_e - 56.87)}{\frac{(T_e - 56.87)^{\frac{1}{4}}}{44.25}} = \frac{T_i - T_e}{1.71 \times 10^{-3}} = \frac{88.84 - T_i}{24.72 \times 10^{-3}}$$

$$44.25(T_e - 56.87)^{3/4} = \frac{T_i - T_e}{1.71 \times 10^{-3}} = \frac{88.84 - T_i}{24.72 \times 10^{-3}} \quad \text{Ec. 3-46}$$

De esta relación se tiene las siguiente dos ecuaciones.

Igualando el segundo y tercer término de la ecuación

$$\frac{T_i - T_e}{1.71 \times 10^{-3}} = \frac{88.84 - T_i}{24.72 \times 10^{-3}}$$

$$14.46T_i - 14.46T_e = 88.84 - T_i$$

$$15.46T_i = 14.46T_e + 88.84$$

$$T_i = 0.935T_e + 5.75 \quad \text{Ec. 3-46A}$$

Igualando primer y tercer término de ecuación (3-46)

$$44.25(T_e - 56.87)^{3/4} = \frac{88.84 - T_i}{24.72 \times 10^{-3}}$$

$$1.09(T_e - 56.87)^{3/4} = 88.84 - T_i$$

$$T_i = 88.84 - 1.09(T_e - 56.87)^{3/4} \quad \text{Ec. 3-46B}$$

Resolviendo las ecuaciones 3-46A y 3-46B para T_e se tiene.

$$88.84 - 1.09(T_e - 56.87)^{\frac{3}{4}} = 0.935T_e + 5.75$$

$$T_e = 77.56$$

$$T_i = 78.27$$

Sustituyendo T_e en la ecuación (3-46) se tiene:

$$h_e = 1027.95(77.56 - 56.87)^{-1/4}$$

$$h_e = 481.98 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Y la resistencia interna por unidad de longitud es:

$$R_e = \frac{1}{h_e P_e} = \frac{1}{481.98 * \pi * 13.716 \times 10^{-3}} = 48.15 \times 10^{-3} \frac{^\circ C}{W}$$

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

$$U_c = \frac{1}{p_e(R_i + R_{ac} + R_e)}$$

Donde:

P_e = Perímetro interior de la sección transversal de la tubería ($2\pi r_e = \pi d_e$)

El subíndice c denota el coeficiente de transferencia de calor para condición limpia.

$$U_c = \frac{1}{\pi * 13.716 \times 10^{-3} (48.15 \times 10^{-3} + 1.71 \times 10^{-3} + 24.72 \times 10^{-3})}$$

$$U_c = 311.17 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Considerando factor de incrustación de 0.0002 para tubos de acero en condensadores de amoníaco, obtenido de la tabla A3.4 (Ver anexos).

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{311.12} + 0.0002$$

$$U_d = 292.89 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

3.5.4. Cálculo de la superficie de intercambio y longitud

3.5.4.1. La superficie de intercambio de calor

La superficie de intercambio se obtiene por medio de la ecuación.

$$A_{total} = \frac{Q_{in}}{U_d \Delta T_m}$$
$$A_{total} = \frac{1.89 \times 10^3}{292.89 * 31.76} = 203.18 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

3.5.4.2. Determinación del número de tubos

De la siguiente ecuación 3-18

$$A_{total} = n_t \pi d_o L_t$$

Donde L_t corresponde a la longitud de tubería que se asumirá de 0.5 m.

$$203.18 \times 10^{-3} = n_t * \pi * (13.716 \times 10^{-3})(0.5)$$
$$n_t = 9.43$$
$$n_t \approx 10 \text{ tubos}$$

3.5.4.3. Cálculo de diámetro del haz de tubos

El diámetro de carcasa puede estimarse de forma empírica con la ecuación 3-19.

$$d_s = 0.637 \sqrt{\frac{CL}{CTP} \left[\frac{A_{total}(PR)^2 d_e}{L} \right]^{1/2}}$$

Donde:

- Para un paso CTP = 0.93
- CL = 1.0 para 90 ° y 45 °

Ao: El área total externa de los tubos ($\pi d_e n_t L = 0.215 \text{ m}^2$)

PR: Es la relación de paso del tubo (Pt/d_e), 1.25 para este proyecto.

$$d_s = 0.637 \sqrt{\frac{1}{0.93} \left[\frac{(0.215)(1.25)^2(13.716 \times 10^{-3})}{0.5} \right]^{1/2}} = 63.41 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d_s \approx 65 \text{ mm}$$

3.5.5. Cálculos de caída de presión en el condensador

3.5.5.1. Cálculos de caída de presión en la carcasa del intercambiador

Anteriormente se estimó el diámetro de coraza en 65 mm, pero se utilizará un diámetro de 75 para efectos de mantenimiento futuros y por la disponibilidad de los materiales en el mercado.

$$d_s = 75 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Donde d_s es el diámetro interno de carcasa

Área transversal de flujo en la carcasa(a_s):

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

Sustituyendo datos se tiene:

$$a_s = \frac{\pi}{4} ((75 \times 10^{-3})^2 - 10(13.716 \times 10^{-3})^2) \text{ m}^2$$

$$a_s = 4 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Velocidad másica G_s :

$$G_s = \frac{m_1}{a_s} = \frac{0.00933 \text{ kg/seg}}{4 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = 2.33 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ seg}}$$

Diámetro equivalente D_{eq} ;

$$D_{eq} = \frac{4a_s}{\text{perimetro humedo}} = \frac{4\left(P_t^2 - \pi \frac{d_e^2}{4}\right)}{\pi d_e}$$

$$D_{eq} = \frac{4\left((17.15 \times 10^{-3})^2 - \pi \left(\frac{(13.716 \times 10^{-3})^2}{4}\right)\right)}{\pi * 13.716 \times 10^{-3}}$$

$$D_{eq} = 0.014 \text{ m}$$

Numero de Reynolds:

$$\mathcal{R}_e = \frac{D_{eq} G_s}{\mu} = \frac{0.014 * 2.33}{6.471 \times 10^{-3}}$$

$$R_e = 5.04$$

Con Reynolds, de anexo 4 se observa que no es posible obtener un valor de factor de fricción para el valor de Reynolds encontrado, por tanto, se supone $f = 0.01$. Considerando una relación de viscosidades = 1 y 4 deflectores a lo largo de intercambiador, y sustituyendo datos en ecuación (3-20) se tiene:

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 d_s (N + 1)}{2 g \rho d_e \phi_s}$$

$$\Delta P_s = \frac{144(0.01)(2.33)^2(0.75)(4 + 1)}{2 * 9.81 * 851.79 * 13.716 \times 10^{-3} * 1}$$

$$\Delta P_s = 0.079 \frac{kgf}{m^2} = 1.12 \text{ pa}$$

3.5.5.2. Cálculo de pérdida de carga para el lado de los tubos

Área transversal de flujo en tubería (a_t) de tabla A3.1.

$$a_t = 0.00050 \text{ ft}^2 = 4.64 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$a_{tt} = \frac{10 * 4.64 \times 10^{-5}}{1}$$

$$a_{tt} = 4.64 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

Flujo másico de velocidad (G_t)

$$G_t = \frac{m_1}{a_{tt}} = \frac{0.00801398 \text{ kg/seg}}{4.64 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$G_t = 17.27 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ seg}}$$

De cálculos anteriores para tubería se tiene un $Re = 1320.9$, luego con Re , se obtiene de la tabla (anexo B3.1) factores de fricción para el lado del tubo un factor de $f = 0.00055$ (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

(3-24) se tiene:

$$\Delta P_t = \frac{0.00055 * 144 (17.27)^2 * 0.5 * 1}{2 * 9.81 * 857.63 * 13.716 \times 10^{-3} * 1}$$

$$\Delta P_t = 51.17 \times 10^{-3} \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2} = 0.73 \text{ pa}$$

A continuación, se muestra un resumen de las características del condensador solución-solución.

Tabla 3- 4. Resumen principal de las propiedades del intercambiador de calor.

Variable	Magnitud
Propiedades térmicas	
T_{sat} (solución al 36.1%)	88.84 °C
T_{sat} (solución al 25.69%)	56.87 °C
P_{sat}	1161.324 kpa
Q_{in}	1.89kw
m_t	8.01×10^{-3} kg/s
m_s	9.33×10^{-3} kg/s
ΔP_s	1.12 pa
ΔP_T (lado de los tubos)	0.73 pa
Propiedades mecánicas	
d_n	1/4 in
L_t	0.5 m
n_t	10
Configuración	Cuadrada
D_s (Diámetro de coraza)	75 mm
Diámetro Nominal Sugerido	3 plg
Material de tubos	Acero ASTM A-106 cedula 80
Material de la coraza	Acero ASTM A-106 cedula 80

3.6.Diseño del evaporador

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.

3.6.1. Generalidades

3.6.1.1. Asignación de flujos

El evaporador como tal, consiste básicamente en un tubo que está contenido en un cajón térmicamente aislado, este espacio es utilizado para enfriar agua, por lo que el serpentín de acero está total mente sumergido en agua. Por tanto, el fluido que pasa por el interior de la tubería es amoníaco en fase vapor.

3.6.2. Diagrama térmico del evaporador

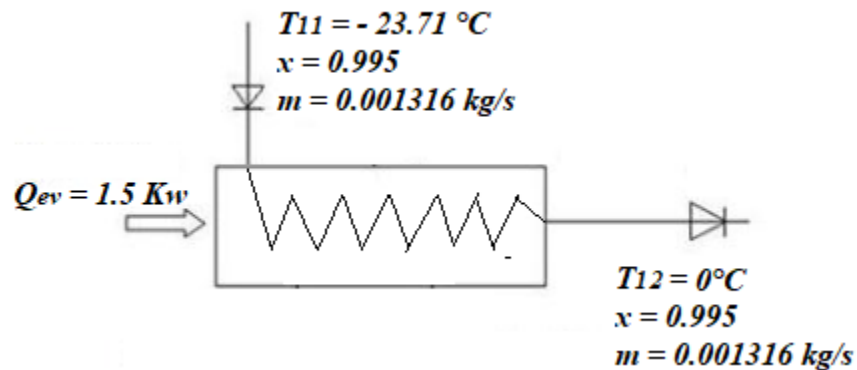


Figura 3- 18. Condiciones de operación para el diseño del evaporador

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

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

$$d_n = 1/2\text{ in, cedula numero 40}$$

$$d_e = 0.840\text{ in} = 21.336 \times 10^{-3}\text{m}$$

$$d_i = 0.662\text{ in} = 15.799 \times 10^{-3}\text{m}$$

3.6.4. Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor

La temperatura del amoniaco a la entrada del evaporador es de -23.71°C y a la salida de 0°C . Entonces la temperatura media es:

$$T_{pro} = \frac{T_{en} + T_{sal}}{2} = \frac{-23.71 + 0}{2} = -11.85^{\circ}\text{C}$$

Las propiedades del amoniaco a -11.855°C se obtienen de tablas de líquido saturado:

$$\rho = 656.03 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$k = 0.54375 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}$$

$$P_r = 2.074$$

$$C_p = 4.554 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\nu = 37.86 \times 10^{-8} \frac{\text{m}^2}{\text{seg}}$$

Y la viscosidad dinámica:

$$\mu = 24.83 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m} * \text{seg}}$$

El número de Reynolds es:

La velocidad en el interior de la tubería se determinará por continuidad

$$m = A_{ti} * v * \rho$$

Donde:

m: Corresponde al caudal en la tubería

A: Área transversal interior de la tubería

Resolviendo para “v” se tiene:

$$v_{12} = \frac{m_{12}}{A_{ti} * \rho} = \frac{0.00131602}{\pi * (15.799 \times 10^{-3})^2 * 656.03} = 25.58 \times 10^{-4} \frac{m}{s}$$

$$\mathcal{R}_d = \frac{\rho v d_i}{\mu} = \frac{656.03 * 2.558 \times 10^{-3} * 15.799 \times 10^{-3}}{24.835 \times 10^{-5}} = 106.62$$

Y puesto que el flujo se considera laminar, Huasen presenta una relación empírica (Ec.3-48), (Hollman J.P. (2010). *Heat Transfer 10th ed*) donde el coeficiente promedio de transferencia de calor que se calcula de esta relación, es el valor promedio sobre la longitud total del tubo.

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0668(d/L)\mathcal{R}_d Pr}{1 + 0.04((d/L)\mathcal{R}_d Pr)^{2/3}} \quad \text{Ec. 3- 47}$$

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0668(15.799 \times 10^{-3}/L)(106.62)(656.03)}{1 + 0.04((15.799 \times 10^{-3}/L)(106.62)(656.03))^{2/3}}$$

$$Nu = 3.66 + \frac{\left(\frac{73.726}{L}\right)}{1 + 4.2755 \left(\frac{1}{L}\right)^{2/3}}$$

$$Nu = 1.86(R_e Pr)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{d}{L}\right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

Sustituyendo datos:

$$Nu = 36.662 \times 10^{-1}$$

$$h_i = N_u \frac{k}{d_i} = \left(3.66 + \frac{\left(\frac{73.726}{L}\right)}{1 + 4.2755 \left(\frac{1}{L}\right)^{2/3}} \right) \frac{54.375 \times 10^{-3}}{15.799 \times 10^{-3}}$$

$$h_i = \left(3.66 + \frac{\left(\frac{73.726}{L}\right)}{1 + 4.2755 \left(\frac{1}{L}\right)^{2/3}} \right) (34.42) \frac{w}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

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

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

De tablas para acero a temperatura de saturación, tenemos:

$$k_{ac} = 54.85 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

Sustituyendo datos se tiene:

$$d_e = 0.840 \text{ in} = 21.336 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d_i = 0.662 \text{ in} = 15.799 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$R_{ac} = \frac{\ln\left(\frac{21.336 \times 10^{-3}}{15.799 \times 10^{-3}}\right)}{2\pi * 54.85}$$

$$R_{ac} = 8.718 \times 10^{-3} \text{ }^\circ\text{C/w}$$

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

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i} = \frac{1}{\left(3.66 + \frac{\left(\frac{73.726}{L}\right)}{1 + 4.2755 \left(\frac{1}{L}\right)^{2/3}}\right) (34.42) * \pi * 6.83 \times 10^{-3}} = 20.78 \times 10^{-3} \frac{C}{w}$$

$$R_i = \frac{1}{\left(3.66 + \frac{\left(\frac{73.726}{L}\right)}{1 + 4.2755 \left(\frac{1}{L}\right)^{2/3}}\right) (34.42)}$$

El balance de energía en la tubería del condensador es:

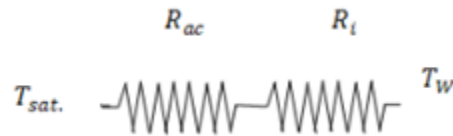


Figura 3- 19. Perfil de resistencia en el tubo del evaporador

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

$$U_e = \frac{1}{p_e (R_i + R_{ac})}$$

$$U_e = \frac{1}{\pi d_e * (R_i + R_{ac})}$$

$$U_e = \frac{1}{\pi * d_e \left(\frac{1}{1} + 8.718 \times 10^{-3} \left(\left(3.66 + \frac{\left(\frac{73.726}{L}\right)}{1 + 4.2755 \left(\frac{1}{L}\right)^{2/3}}\right) (34.42) \right) \right)}$$

$$Q_{eva} = U_e * A * \Delta T_m$$

$$Q_{eva} = \frac{1}{\pi \cdot d_e \left(\frac{1}{\left(3.66 + \frac{\left(\frac{73.726}{L} \right)}{1 + 4.2755 \left(\frac{1}{L} \right)^{2/3}} \right)} + 8.718 \times 10^{-3} \right)} * (\pi d_e L) * (T_e - T_{prom})$$

$$Q_{eva} = \frac{(T_e - T_{prom})L}{\left(\frac{1}{\left(3.66 + \frac{\left(\frac{73.726}{L} \right)}{1 + 4.2755 \left(\frac{1}{L} \right)^{2/3}} \right)} + 8.718 \times 10^{-3} \right)}$$

$$1.5 = \frac{(0 - (-11))L}{\left(\frac{1}{\left(3.66 + \frac{\left(\frac{73.726}{L} \right)}{1 + 4.2755 \left(\frac{1}{L} \right)^{2/3}} \right)} + 8.718 \times 10^{-3} \right)}$$

Resolviendo para L, se tiene:

$$L = 1.446 \text{ m}$$

Que corresponde a la longitud total del tubo del evaporador, con lo cual el coeficiente de transferencia de calor es:

$$U_e = 1406.81 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Considerando factor de incrustación de 0.0002 para el tubo en el evaporador de amoniaco.

$$\frac{1}{U_{op}} = \frac{1}{U_e} + R_f + 0.0002$$

$$\frac{1}{U_{op}} = \frac{1}{1406.81} + 0.0002$$

$$U_{op} = 1097.9 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

3.6.5. Pérdida de carga para el lado del tubo

3.6.5.1. Cálculo de pérdida de carga para el lado del tubo

Área transversal de flujo en tubería (a_t) de tabla A3.1.

$$a_t = 0.00211 \text{ ft}^2 = 1.96 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$a_{tt} = \frac{n_t a_t}{N_p}$$

$$a_{tt} = \frac{1 * 1.96 \times 10^{-4}}{1}$$

$$a_{tt} = 1.96 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Flujo másico de velocidad (G_t)

$$G_t = \frac{m_{12}}{a_{tt}} = \frac{0.00131602 \text{ kg/seg}}{1.96 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$G_t = 6.714 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ seg}}$$

De cálculos anteriores para tubería se tiene un $Re = 106.62$, luego con Re , Al igual que el intercambiar de calor de la solución, no se puede obtener un valor de factor de fricción para este valor de Reynolds, por tanto, se supone $f = 0.01$. Considerando una relación de viscosidades = 1. Sustituyendo datos en ecuación (3-24) se tiene:

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

$$\Delta P_t = \frac{0.01 * 144(6.714)^2 * 1.446 * 1}{2 * 9.81 * 656.03 * 15.799 * 10^{-3} * 1}$$

$$\Delta P_t = 0.4616 \frac{kgf}{m^2} = 4.53 \text{ pa}$$

A continuación, se muestra un resumen de las características del evaporador solución-solución.

Tabla 3- 5. Resumen principal de las propiedades del evaporador

Variable	Magnitud
Propiedades térmicas	
T _{sat}	-11.855 °C
P _{sat}	49.003 kpa
Q _{eva}	1.5 kw
m _{NH3}	13.16x10 ⁻⁴ kg/s
ΔP _T (lado del tubo)	4.53 pa
Propiedades mecánicas	
d _n	1/2 in
L _t	1.446 m
n _t	1
Configuración	Tipo serpentín
Material del tubo	Acero ASTM A-106 cedula 80

3.7. Diseño de rectificador

El rectificador es el elemento encargado de enriquecer el contenido de amoníaco en la mezcla, mediante la separación por condensación del vapor de agua, que posteriormente es retornada al generador.

3.7.1. Generalidades

La estructura del rectificado consiste en un cilindro de 50 mm, con una serie de pasos y aletas exteriores que se encargaran de condensar el vapor de agua excedente en la solución acuosa. A continuación, se muestra un esquema del dispositivo a diseñar.

3.7.2. Diagrama térmico del rectificador

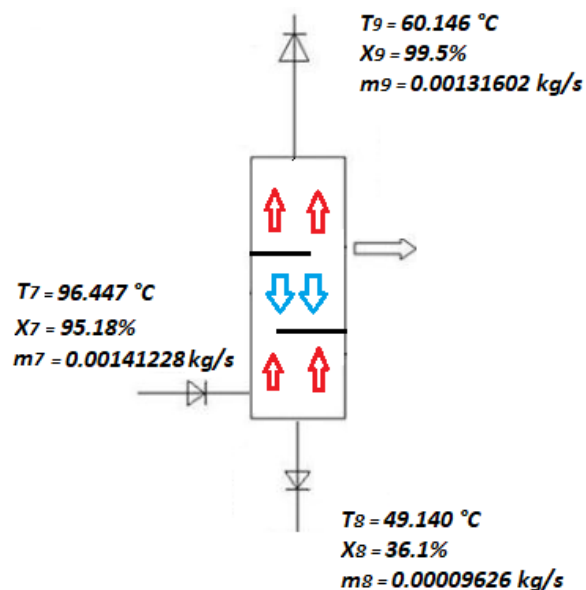


Figura 3- 20. Condiciones de operación para el diseño del rectificador

3.7.3. Selección de espesor, material y configuración de dispositivo

Para el diseño del rectificador se utilizará acero inoxidable, y se utilizarán perfiles de tubo circular de aproximadamente 3 mm de espesor, más “n” platinas del mismo material con un diámetro de 150 mm:

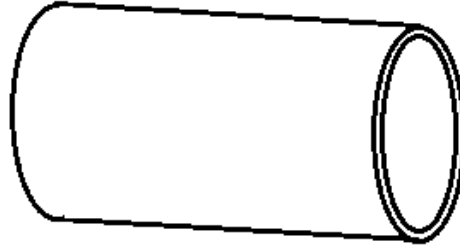


Figura 3- 21. Condiciones de operación para el diseño del rectificador

3.7.4. Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor

La temperatura del amoníaco a la entrada del rectificador es de 120°C y a la salida de 60.15°C. Entonces la temperatura media es:

$$T_{pro} = \frac{T_{en} + T_{sal}}{2} = \frac{120 + 60.15}{2} = 90.075^{\circ}C$$

El calor disipado corresponde al valor obtenido durante la simulación del capítulo 2.

$$Q_{RE} = 1.324 \text{ Kw}$$

Para el diseño de las aletas del rectificador existen tres casos de estudio. Los cuales se mencionan a continuación:

Caso 1 La aleta es muy larga y la temperatura en el extremo de la aleta es esencialmente la del líquido que la rodea.

Caso 2 La aleta tiene una longitud finita y pierde calor por convección por su extremo.

Caso 3 El extremo de la aleta se encuentra aislado de manera que $dT/dx = 0$.

La condición de interés para el diseño de las aletas del rectificador corresponde al caso 2, pero, el caso puede tratarse como un caso particular del caso 3.

De las ecuaciones propuestas en *Transferencia de calor 10 Ed. Holman J. P.* Y sumiendo el funcionamiento de las aletas como un caso particular del caso 3 propuesto en el mismo libro, se tiene:

$$q = -kA\theta_0 m \left(\frac{1}{1+e^{-2mL}} - \frac{1}{1+e^{-2mL}} \right) \quad \text{Ec. 3- 48}$$

$$q = \sqrt{hPkA}\theta_0 \tanh mL \quad \text{Ec. 3- 49}$$

Donde:

k: Coeficiente de conducción ($52.48 \frac{W}{m^{\circ}C}$)

P: Perímetro de la sección transversal de la aleta

h: Coeficiente de convección (de Tabla 1-3 de *Heat Transfer 10th Edition*, para convección libre en placas verticales de 0.3 m se tiene $6.5 \frac{W}{m^2 \text{ }^{\circ}C}$)

A: área de sección transversal de la aleta

θ_0 : Temperatura en la base de la aleta

tanh: Tangente hiperbólico de h

$$m: \sqrt{hP/kA}$$

L: Longitud de la aleta

3.7.5. Número de aletas del rectificador

Harper y Brown han mostrado que la solución del Caso 2 antes mencionado puede expresarse de la misma manera que la 3-49, cuando la longitud de la aleta se extiende por la mitad del espesor t de la aleta. Se utiliza entonces una longitud corregida L_c en todas las ecuaciones que se utilicen para el caso de una aleta con punta aislada.

$$L_c = L + \frac{t}{2} \quad \text{Ec. 3-50}$$

Donde el extremo de la aleta se encuentra aislado de manera que $dT/dx = 0$, por lo que la aleta solo pierde calor alrededor de sus caras laterales.

Teniendo las siguientes condiciones se puede evaluar la cantidad de aletas necesarias para el funcionamiento del rectificador.

$$q = 1.324 \text{ Kw}$$

$$k = 52.48 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$P = 2\pi r = 2\pi(0.15) = 0.942 \text{ m}$$

$$A = \pi(r_i^2 - r_o^2) = \pi(0.15^2 - 0.05^2) = 0.0628 \text{ m}^2$$

$$t = 3 \text{ mm}$$

$$\theta_0 = \Delta T = 90.07 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$L = 0.15 - 0.05 = 0.1$$

$$1.324 \text{ KW} = n\sqrt{hPkA}\theta_0 \tanh\left(\left(\sqrt{hP/kA}\right)\left(L + \frac{t}{2}\right)\right)$$

Sustituyendo y despejando para “n” se tiene:

$$n = \frac{1324}{\sqrt{hPkA}\theta_0 \tanh\left(\left(\sqrt{hP/kA}\right)\left(L + \frac{t}{2}\right)\right)}$$

$$n = \frac{1324}{\sqrt{(6.5)(0.942)(52.48)(0.0628)}(90.07) \tanh\left(\left(\sqrt{\frac{(6.5)(0.942)}{52.48(0.0628)}}\right)\left(0.1 + \frac{0.03}{2}\right)\right)}$$

$$= 21.047$$

Nota:

Se puede pensar, que al cambiar el material del rectificador se podría notar un cambio apreciable en la cantidad de aletas del mismo. Por ejemplo, al aumentar la conductividad térmica del material se podría necesitar una menor cantidad de aletas para disipar la misma cantidad de calor, pero lo cierto es que, en la ecuación anterior, los factores que más influyen en el número de aletas el coeficiente de convección y la temperatura de la base de la aleta.

Las aletas determinadas anteriormente serán distribuidas a lo largo de un tubo con una longitud total de 110 mm y el espaciamiento aproximado entre aleta y aleta será de 5 mm aproximada mente.

Capítulo 4: Sistemas auxiliares

4.1. Sistemas de control

Para el buen funcionamiento del equipo existen variables de operación que deben ser controladas, las cuales se mencionan a continuación:

1. Temperatura del agua del condensador
2. Temperatura del agua enfriada
3. Fuente de energía

4.1.1. 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 el dispositivo de enfriamiento. El bypass debe ser capaz de limitar la variación de la temperatura del agua del condensador a 23.5 °C y hacer que la temperatura recupere rápidamente su nivel de funcionamiento de modo que desvíe el caudal total del agua del condensador.

4.1.2. 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 el desempeño de la máquina para

reconcentrar la solución que es retornada al absorbedor. Cuando más diluida sea la concentración en el absorbedor, menor capacidad tiene el equipo para enfriar el agua.

4.1.3. 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.

4.1.4. Control de seguridad

El sistema de absorción debe estar provisto de controles de seguridad para evitar su deterioro. A continuación se describen 3 principales sistemas de seguridad del equipo:

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 máquina cuando estas bombas son inoperantes.
3. Interruptores de flujo de agua enfriada o del agua del condensador o contactos auxiliares de sus bombas para que la máquina interrumpa el flujo de agua en cada uno de los circuitos, cuando existan condiciones atípicas en el sistema.

4.1.5. 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 DE ACERO INOX. DN1/2"
	TUB. DE LIQUIDO DE ACERO INOX. DN1/2"
	VALVULA DE EXPASIÓN
	MANÓMETRO
	VALVULA DE SERVICIO
	TERMÓMETRO
	BOMBA CENTRIFUGA
	VISOR DE LIQUIDO

Figura 4- 1. Simbología para controles del circuito de refrigeración

4.2. Dispositivo de expansión

Existe una gran variedad de válvulas de expansión termostáticas y en todas ellas el objetivo es entregar la máxima eficiencia del evaporador con un sobrecalentamiento adecuado.

Lo primero es analizar y conocer el funcionamiento de la válvula de expansión: consta de un elemento termostático (1) separado del cuerpo por medio de una membrana, el elemento termostático está en contacto con el bulbo (2) a través de un tubo capilar, un cuerpo con un asiento y orificio (3) y un muelle o resorte.

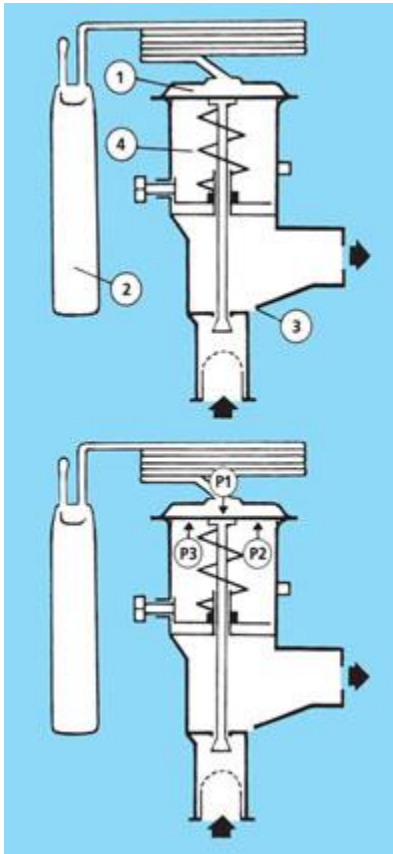


Figura 4- 2. Funcionamiento de una Válvula termostática

Fuente: <https://www.mundohvacr.com.mx/2008/02/valvulas-de-expansion-funcionamiento-y-seleccion-de-la-adecuada/>

4.2.1. Funcionamiento

P1: la presión del bulbo que actúa en la parte superior de la membrana y en dirección de apertura de la válvula.

P2: la presión del evaporador, que influye en la parte inferior de la membrana y en la dirección de cierre de la válvula.

P3: la fuerza del resorte, que influye en la parte inferior de la membrana y la única variable que es controlable.

Cuando la válvula regula, hay un balance entre la presión del bulbo por la parte superior de la membrana y en contra se tendrá la presión del evaporador y la del resorte, esto con el fin de encontrar el sobrecalentamiento más adecuado de operación.

4.2.2. Sobrecalentamiento

El concepto de sobrecalentamiento es el calor agregado al vapor después de la vaporización en la válvula de expansión. Esto se puede medir en el lugar donde está el bulbo que es la tubería de succión. La diferencia que existe entre la temperatura del termómetro y la presión de evaporación, traducida a temperatura que le corresponde, el resultado será el recalentamiento en el evaporador, el cual está diseñado para operar con un rango de recalentamiento de 5° C. Para obtener el sobrecalentamiento total basta con cambiar el termómetro hasta el final de la tubería de succión, 30 centímetros antes del compresor, y tomar la presión de succión a la entrada del compresor. La diferencia en temperatura será el sobrecalentamiento total el cual no deberá ser mayor a 15° C. Es muy importante aclarar que estas mediciones se deberán hacer cuando ya se haya obtenido la temperatura de cámara, si por algún motivo no se llega a la temperatura deseada se debe revisar bien el balance térmico o probables taponamientos por suciedad y/o humedad en el sistema de refrigeración.

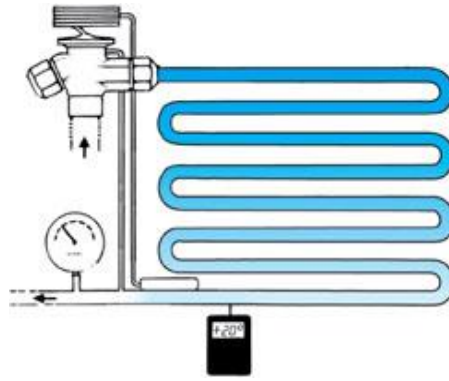


Figura 4- 3. Sobre calentamiento de vapor.

Fuente: <https://www.mundohvacr.com.mx/2008/02/valvulas-de-expansion-funcionamiento-y-seleccion-de-la-adecuada/>

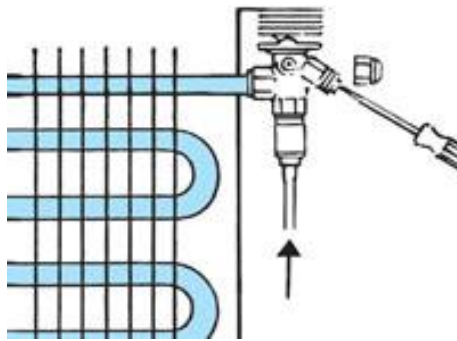


Figura 4- 4. Ajuste de válvula de expansión termostática.

Fuente: <https://www.mundohvacr.com.mx/2008/02/valvulas-de-expansion-funcionamiento-y-seleccion-de-la-adecuada/>

El sobrecalentamiento sirve para asegurar que el refrigerante líquido será evaporado en su totalidad en el evaporador. Pero existen situaciones donde deberá de modificar el ajuste de sobrecalentamiento, el cual se puede hacer cuando se tienen distancias mayores a 15mts, en esta condición se podrá disminuir el sobrecalentamiento al girar el tornillo en contra de las manecillas del reloj. Por otro lado, si el sobrecalentamiento total es muy reducido se tendrá que aumentar el mismo y esto se logra girando el tornillo a favor de las manecillas del reloj (Figura). Cabe aclarar que la presencia o ausencia de escarcha de hielo en una tubería de succión no indica o garantiza el estado físico del refrigerante.

4.2.3. Cómo seleccionar la válvula de expansión

Los siguientes datos son importantes para la selección de la válvula de expansión:

- Caída de presión a través de la válvula
- Igualación de presión interna o externa
- Refrigerante
- Capacidad del evaporador
- Presión de evaporación
- Presión de condensación

El elemento termostático está equipado con una marca realizada a láser en la parte superior de la membrana. El código indica el refrigerante para el que está diseñada la válvula:

L = R410A

N = R134a

S = R404A/ R507

X = R22

Z = R407C

Esta marca indica el tipo de válvula (con número de código), rango de temperatura de evaporación, punto MOP (Maximum Operation Pressure MOP también se llama a veces “Protección de Sobrecarga del Motor” (Motor Overload Protection)), refrigerante y máxima presión de funcionamiento, etc.

Identificación

El conjunto de orificio para T2 y TE2 está marcado con el tamaño del orificio (p.ej. 06).

El número del conjunto de orificio también está indicado en la tapa del embalaje. La válvula de expansión debe instalarse en la tubería de líquido, delante del evaporador, y su bulbo sujeto a la tubería de aspiración lo más cerca posible del evaporador.

En caso de que haya compensación de presión externa, la tubería de compensación deberá conectarse a la tubería de aspiración inmediatamente después del bulbo.

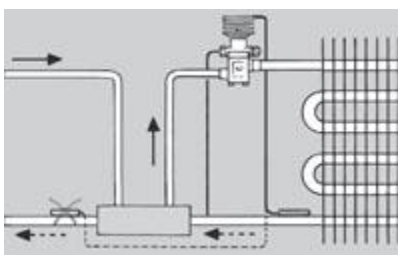


Figura 4- 5. Ubicación de la válvula termostática

Fuente: <https://www.mundohvacr.com.mx/2008/02/valvulas-de-expansion-funcionamiento-y-seleccion-de-la-adecuada/>

4.2.3.1.Instalación

La mejor posición de montaje del bulbo es en una tubería de aspiración horizontal, en una posición entre la una y las cuatro de las agujas del reloj. La ubicación depende del diámetro exterior de la tubería.

Nota:

El bulbo no deberá montarse nunca en la parte baja de una tubería de succión, debido a la posibilidad de que la existencia de aceite en el fondo de la tubería produzca señales falsas.

El bulbo debe poder medir la temperatura del vapor de succión recalentado y, por lo tanto, no debe situarse de manera que esté sometido a fuentes extrañas de calor/frío.

Si el bulbo está sometido a corrientes de aire caliente, se recomienda su aislamiento. El bulbo no debe montarse detrás de un intercambiador de calor, ya que en esta posición dará señales falsas a la válvula de expansión.

La válvula sugerida para esta aplicación, es una válvula termostática para amoníaco. TEA 20-1 del fabricante Danfoss. La hoja técnica de la válvula se brinda en el apartado anexos.

4.3.Bomba de alimentación

Para la alimentación de la solución acuosa de amoníaco se utilizará una bomba de acero, Little Giant TE-6-MD-HC, 115V, de la cual se brindará la hoja técnica en anexos.

Las conexiones tanto de succión como descarga, deberán ajustarse a las tuberías que conectarán a los demás elementos, en este caso las tuberías de acero a utilizar, serán de ½ plg, para los diferentes circuitos y dispositivos del sistema.

4.4.Presupuesto de construcción

A continuación, se detallan los recursos utilizados en la construcción del sistema de refrigeración por absorción.

Tabla 4- 1. Presupuesto de construcción del sistema de refrigeración por absorción.

N°	Descripción	Cantidad	Precio unitario (\$)	Total
Generador				
1	Tubería DN 3" SCH80	1mts	\$125.00/6mts	\$20.83
2	Tubería DN ½" SCH80 (7x0.5mts)	3.5 mts	\$14.67/6mts	\$8.56
3	Placa metálica 10mm ASTM A-36 10 X 1000 X 3000 MM	½ pieza	\$300.00/pieza	\$150.00
4	Placa metálica 5mm ASTM A-36 5 X 1000 X 2000 MM	½ pieza	\$99.85/pieza	\$49.75
5	Perno M8X25 Galvanizado en caliente	7	\$1.25	\$8.75
6	Tuerca M8X25 Galvanizado en caliente	7	\$0.5	\$3.50
Sub-Total				\$241.39
Absorbedor				
8	Tubería DN 4" SCH80	1mts	\$182.70/6mts	\$30.45
9	Tubería DN ½" SCH80 (15x0.5mts)	7.5	\$14.67/6mts	\$18.34
10	Placa metálica 10mm ASTM A-36 10 X 1000 X 2000 MM	½ pieza	\$300.00/pieza	\$150.00
11	Placa metálica 5mm ASTM A-36 5 X 1000 X 2000 MM	½ pieza	\$99.85/pieza	\$49.75
12	Perno M8X25 Galvanizado en caliente	7	\$1.25	\$8.75
13	Tuerca M8X25 Galvanizado en caliente	7	\$0.5	\$3.50
Sub-Total				\$260.79
Condensador				
14	Tubería DN 3" SCH80	1mts	\$125.00/6mts	\$20.83
15	Tubería DN ½" SCH80 (5x0.5mts)	2.5mts	\$14.67/6mts	\$6.11
16	Placa metálica 10mm ASTM A-36 10 X 1000 X 3000 MM	½ pieza	\$300.00/pieza	\$150.00
17	Placa metálica 5mm ASTM A-36 5 X 1000 X 2000 MM	½ pieza	\$99.85/pieza	\$49.75
18	Perno M8X25 Galvanizado en caliente	7	\$1.25	\$8.75
19	Tuerca M8X25 Galvanizado en caliente	7	\$0.5	\$3.50
Sub-Total				\$238.94
Evaporador				
20	Tubería DN ½" SCH80 (2mts)	2mts	\$14.67/6mts	\$4.90
21	Placa metálica 10mm ASTM A-36 10 X 1000 X 3000 MM	1 pieza	\$300.00/pieza	\$300.00
Sub-Total				\$304.9

Intercambiador Solución-solución				
22	Tubería DN 3" SCH80	1mts	\$125.00/6mts	\$20.83
23	Tubería DN ½" SCH80 (10x0.5mts)	5mts	\$14.67/6mts	\$12.25
24	Placa metálica 10mm ASTM A-36 10 X 1000 X 3000 MM	½ pieza	\$300.00/pieza	\$150
25	Perno M8X25 Galvanizado en caliente	7	\$1.25	\$8.75
26	Tuerca M8X25 Galvanizado en caliente	7	\$0.5	\$3.50
Sub-Total				\$195.33
Rectificador				
27	Tubería DN 1 ½" SCH80 (0.5mts)	1mts	\$44.75/6mts	\$7.46
28	Tubería DN ½" SCH80 (0.5mts)	0.5mts	\$14.67/6mts	\$1.22
29	Placa metálica 3 mm ASTM A-36 (21x0.15mts) (3 X 1000 X 2000 MM)	½ pieza	\$61.30/pieza	\$30.65
Sub-Total				\$39.33
Estructura soporte y aislamiento				
30	Tubo industrial cuadrado de 1plg chapa 20 (0.90mm) (length: 6mts)	15mts	\$6.25/6mts	\$15.62
31	Material aislante para tuberías (Rubatex)	10	\$2.00/2mts	\$10.00
32	Material aislante para tuberías	10	\$3.00/m2	\$30.00
33	Electrodo E7018	10	\$10.00/Lb	\$100.00
34	Electrodo E6013	10	\$5.00/Lb	\$50.00
Sub-Total				\$205.62
Accesorios y equipos				
35	Little Giant TE-6-MD-HC1/5 hp, 115V	1	\$700.00	\$700.00
36	Manómetro de acero inoxidable	2	\$20.00	\$40.00
37	Válvula de expansión TEA 20-1 Danfoss	2	\$400.00	\$800.00
38	Válvulas de servicio	2	\$400.00	\$800.00
39	Visor de refrigerante	1	\$100.00	\$100.00
Sub-Total				\$2440.0
Total				\$3926.3
40	Otros gastos (5%)			\$196.32
Costo Total				\$4122.62

4.5. Ensamble del equipo

A continuación, se muestra un esquema del ensamble del sistema de refrigeración, en el cual se puede observar la estructura soporte del sistema y la altura aproximada del equipo de refrigeración ensamblado.

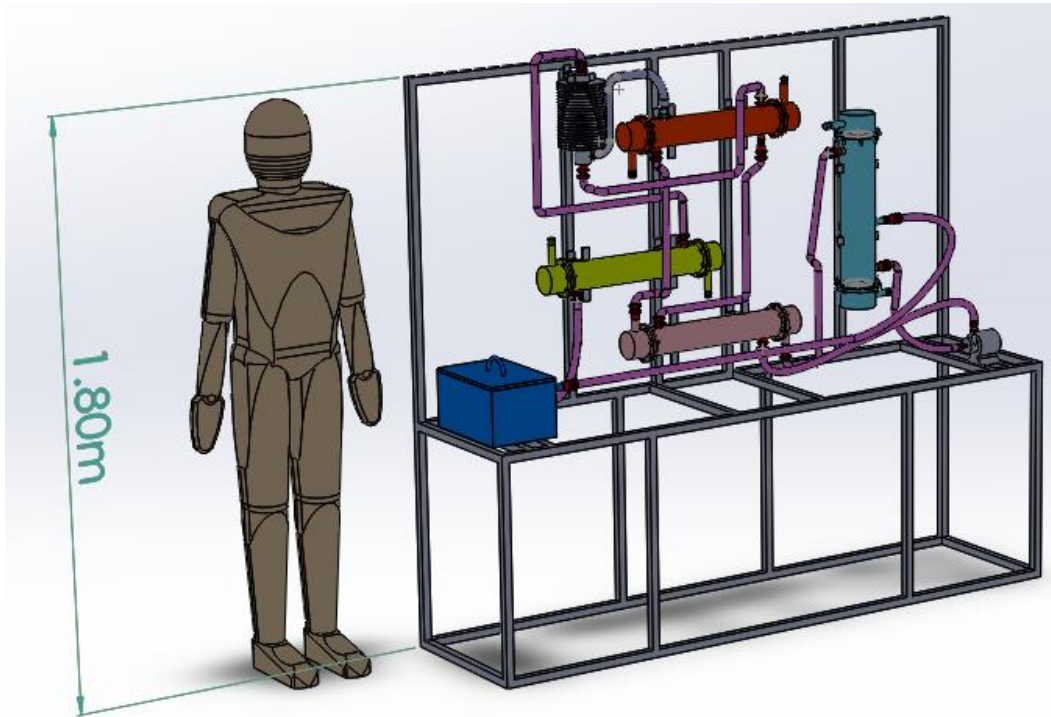


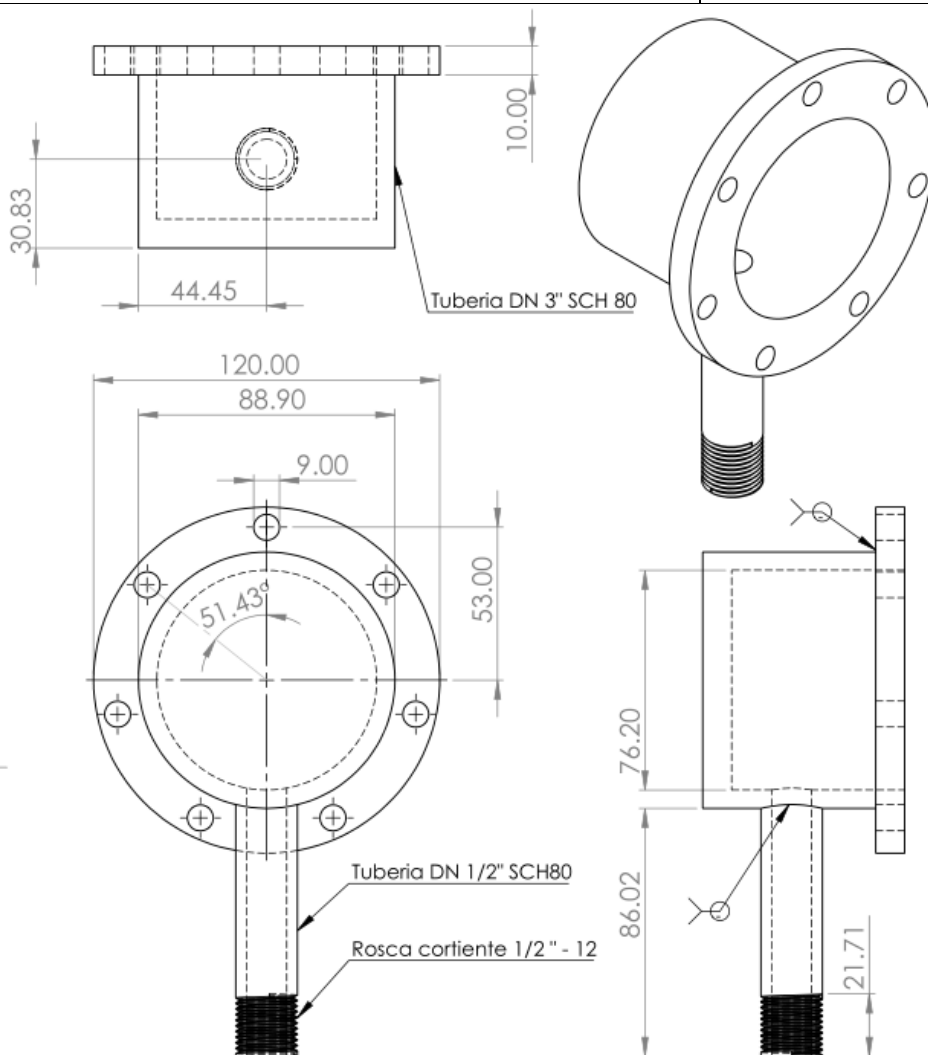
Figura 4- 6. Banco de soporte del sistema de refrigeración por absorción.

4.6. Carta de proceso de fabricación

4.6.1. Condensador

Carta de proceso de fabricación		Hoja 1/4
Equipo: Condensador		Plano No. 1
No. pieza: 1	Materiales: Acero ASTM A-106	Cantidad de pieza a fabricar: 1
Fase	Operación	Equipos y Herramientas
1	Trazado del tramo de tubería de carcasa Trazado de lámina a utilizar para la construcción de las bridas Trazado de la tubería para la construcción de los niples	<ul style="list-style-type: none"> • Cintra métrica • Granete (centro punto) • Marcador • Compas metálico
2	Corte de los materiales trazados en el paso anterior	<ul style="list-style-type: none"> • Sierra manual • Sierra eléctrica • Pulidora • Cinta métrica

3	Perforado de los agujeros para acople de los niples ($\Phi=21.35$ mm) y agujeros para las bridas ($\Phi=9$ mm).	<ul style="list-style-type: none"> • Taladro • Martillo • Granete (Centro punto)
4	Pulir bordes obtenidos en pasos 2, para eliminar filos y rebabas de material	<ul style="list-style-type: none"> • Lija • Lima plana • Lima circular
5	Soldar las bridas en los extremos de las tuberías	<ul style="list-style-type: none"> • Máquina de soldar • Electrodo para acero • Cepillo de alambre • Careta • Guantes y delantal de cuero
6	Soldar los niples de entrada y salida en el cuerpo de la carcasa previamente perforado.	<ul style="list-style-type: none"> • Máquina de soldar • Electrodo para acero • Cepillo de alambre • Careta • Guantes y delantal de cuero
7	Roscado de los niples	<ul style="list-style-type: none"> • Dado de media pulgada con maneral.
8	Limpieza de las áreas soldadas	<ul style="list-style-type: none"> • Cepillo de alambre • Lija
9	Ubicar y corregir fugas en puntos de soldadura. (Prueba hidrostática con bridas ciegas)	<ul style="list-style-type: none"> • Compresor • Bidas Ciegas

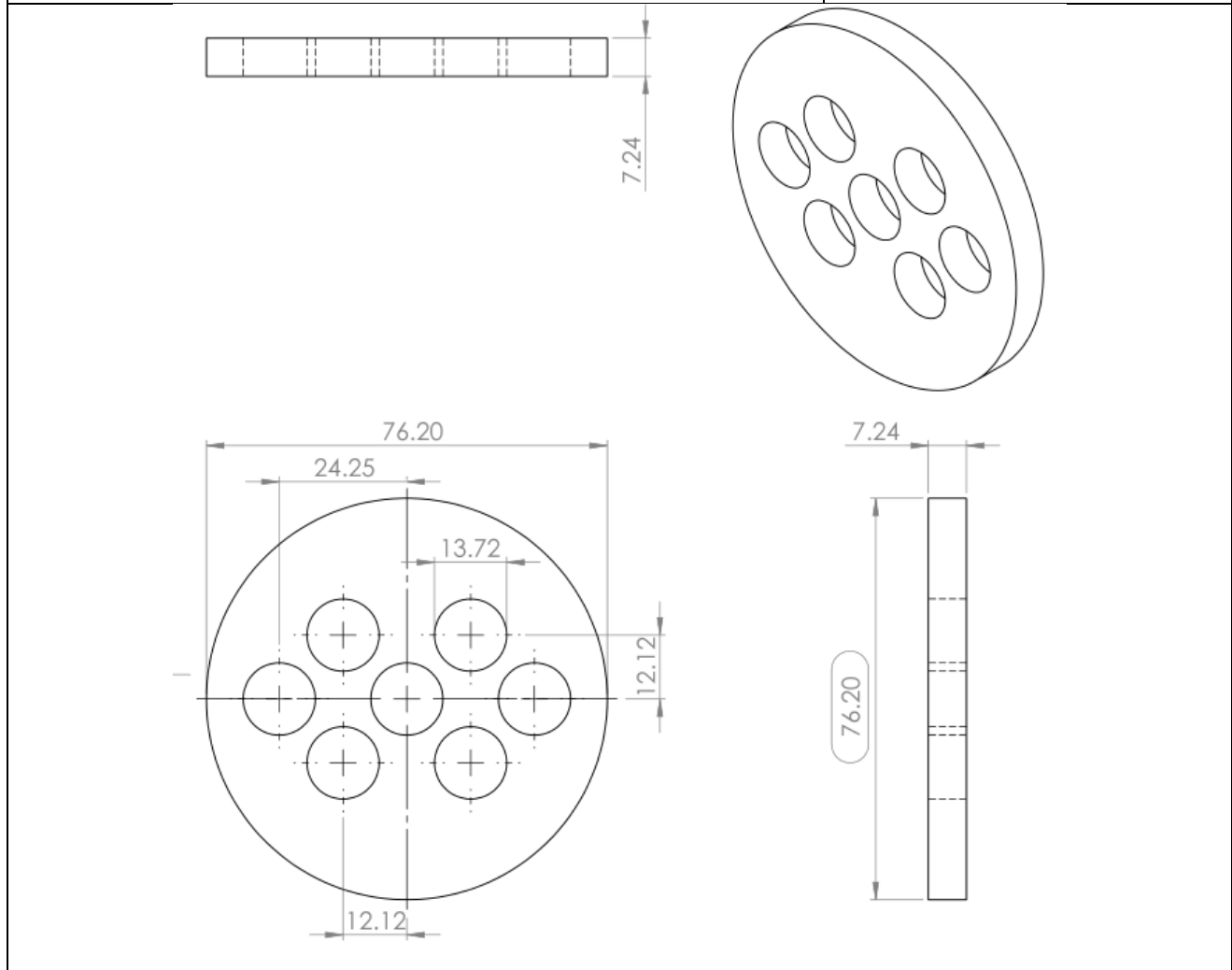


o. pieza: 2	Materiales: Acero ASTM A-106	Cantidad de piezas a fabricas: 2
Fase	Operación	Equipos y Herramientas
1	<p>Trazado del tramo de tubería de la tapadera bridada</p> <p>Trazado de lámina para la construcción de la brida y la tapadera</p> <p>Trazado de la tubería para la construcción del niple</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Cintra métrica • Granete (centro punto) • Marcador • Compas metálicos

2	Corte de los materiales trazados en el paso anterior	<ul style="list-style-type: none"> • Sierra manual • Sierra eléctrica • Pulidora • Cinta métrica
3	Perforado de los agujeros para acople de los niples ($\Phi=21.35$ mm) y agujeros para las bridas ($\Phi=9$ mm).	<ul style="list-style-type: none"> • Taladro • Martillo • Granete (Centro punto)
4	Pulir bordes obtenidos en pasos 2, para eliminar filos y rebabas de material	<ul style="list-style-type: none"> • Lija • Lima plana • Lima circular
5	Soldar la brida en el extremo de las tuberías y la tapadera en el extremo puesto	<ul style="list-style-type: none"> • Máquina de soldar • Electrodo para acero • Cepillo de alambre • Careta • Guantes y delantal de cuero
6	Soldar el niple en la posición especificada en el cuerpo de la tapadera previamente perforado.	<ul style="list-style-type: none"> • Máquina de soldar • Electrodo para acero • Cepillo de alambre • Careta • Guantes y delantal de cuero
7	Roscado del niple	<ul style="list-style-type: none"> • Dado de media pulgada con maneral.
8	Limpieza de las áreas soldadas	<ul style="list-style-type: none"> • Cepillo de alambre • Lija
9	Ubicar y corregir fugas en puntos de soldadura. (Prueba hidrostática con bridas ciegas)	<ul style="list-style-type: none"> • Compresor • Bridas Ciegas

Carta de proceso de fabricación	Hoja 3/4
--	-----------------

Equipo: Condensador	Plano No. 1
----------------------------	--------------------



No. pieza: 3	Materiales: Acero ASTM A-106	Cantidad de piezas a fabricas: 2
---------------------	-------------------------------------	---

Fase	Operación	Equipos y Herramientas
1	Trazado de lámina para la construcción de la tapadera	<ul style="list-style-type: none"> • Cintra métrica • Granete (centro punto) • Marcador • Compas metálico
2	Corte de los materiales trazados en el paso anterior	<ul style="list-style-type: none"> • Sierra manual • Sierra eléctrica • Pulidora • Cinta métrica

3	Perforado de los agujeros para acople de los tubos	<ul style="list-style-type: none"> • Taladro • Martillo • Granete (Centro punto)
4	Pulir bordes obtenidos en pasos 2, para eliminar filos y rebabas de material	<ul style="list-style-type: none"> • Lija • Lima plana • Lima circular

Carta de proceso de fabricación		Hoja 4/4
Equipo: Condensador		Plano No. 1
No. pieza: 4	Materiales: Acero ASTM A-106	Cantidad de piezas a fabricas: 5
Fase	Operación	Equipos y Herramientas
1	Trazado del tramo de tubería	<ul style="list-style-type: none"> • Cintra métrica • Marcador
2	Corte de los materiales trazados en el paso anterior	<ul style="list-style-type: none"> • Sierra manual • Sierra eléctrica • Pulidora • Cinta métrica
3	Ensamble del tubo a la tapadera	<ul style="list-style-type: none"> • Prensa hidráulica

4.6.2. Absorbedor

Carta de proceso de fabricación		Hoja 1/4
Equipo: Absorbedor		Plano No. 1
<p>The drawing shows a side view of a cylindrical absorber with a total length of 490.00 mm. It features a top flange with a diameter of 150.00 mm and a height of 114.30 mm. A central vertical pipe is labeled 'Tubería DN 4" SCH80'. Two side pipes are labeled 'Tubería DN 1/2" SCH80 Rosca ordinaria 1/2" - 12'. Dimensions include a 5.00 mm offset from the left edge, a 45.00 mm distance to the first side pipe, a 197.45 mm distance between side pipes, and a 21.34 mm distance to the right edge. A 62.85 mm vertical offset is shown for the side pipes. The end view shows a 51.43° chamfered edge, a 9.00 mm offset for the side pipes, and a 97.18 mm diameter for the main body.</p>		
No. pieza: 1	Materiales: Acero ASTM A-106	Cantidad de pieza a fabricas: 1
Fase	Operación	Equipos y Herramientas
1	<p>Trazado del tramo de tubería de carcasa</p> <p>Trazado de lámina a utilizar para la construcción de las bridas</p> <p>Trazado de la tubería para la construcción de los niples</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Cintra métrica • Granete (centro punto) • Marcador • Compas metálico

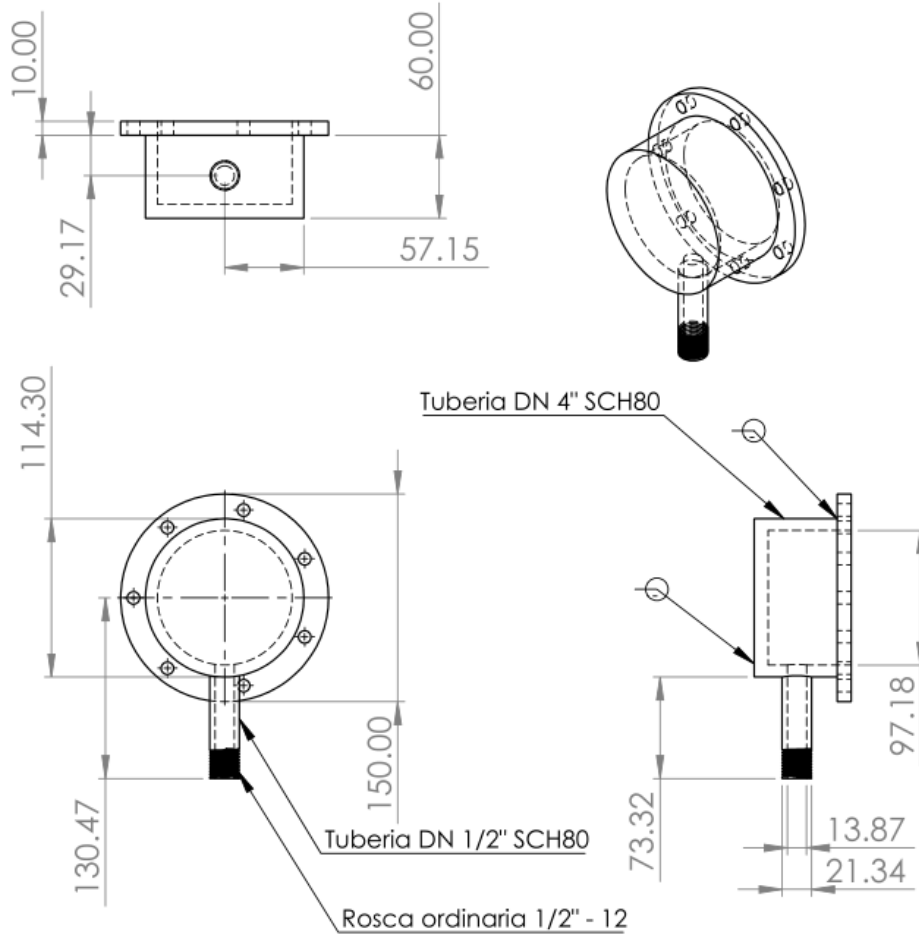
2	Corte de los materiales trazados en el paso anterior	<ul style="list-style-type: none"> • Sierra manual • Sierra eléctrica • Pulidora • Cinta métrica
3	Perforado de los agujeros para acople de los niples ($\Phi=21.35$ mm) y agujeros para las bridas ($\Phi=9$ mm).	<ul style="list-style-type: none"> • Taladro • Martillo • Granete (Centro punto)
4	Pulir bordes obtenidos en pasos 2, para eliminar filos y rebabas de material	<ul style="list-style-type: none"> • Lija • Lima plana • Lima circular
5	Soldar las bridas en los extremos de las tuberías	<ul style="list-style-type: none"> • Máquina de soldar • Electrodo para acero • Cepillo de alambre • Careta • Guantes y delantal de cuero
6	Soldar los niples de entrada y salida en el cuerpo de la carcasa previamente perforado.	<ul style="list-style-type: none"> • Máquina de soldar • Electrodo para acero • Cepillo de alambre • Careta • Guantes y delantal de cuero
7	Roscado de los niples	<ul style="list-style-type: none"> • Dado de media pulgada con maneral.
8	Limpieza de las áreas soldadas	<ul style="list-style-type: none"> • Cepillo de alambre • Lija
9	Ubicar y corregir fugas en puntos de soldadura. (Prueba hidrostática con bridas ciegas)	<ul style="list-style-type: none"> • Compresor • Bidas Ciegas

Carta de proceso de fabricación

Hoja 2/4

Equipo: Absorbedor

Plano No. 1



No. pieza: 2	Materiales: Acero ASTM A-106	Cantidad de piezas a fabricar: 2
Fase	Operación	Equipos y Herramientas
1	<p>Trazado del tramo de tubería de la tapadera bridada</p> <p>Trazado de lámina para la construcción de la brida y la tapadera</p> <p>Trazado de la tubería para la construcción del niple</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Cintra métrica • Granete (centro punto) • Marcador • Compas metálico

2	Corte de los materiales trazados en el paso anterior	<ul style="list-style-type: none"> • Sierra manual • Sierra eléctrica • Pulidora • Cinta métrica
3	Perforado de los agujeros para acople de los niples ($\Phi=21.35$ mm) y agujeros para las bridas ($\Phi=9$ mm).	<ul style="list-style-type: none"> • Taladro • Martillo • Granete (Centro punto)
4	Pulir bordes obtenidos en pasos 2, para eliminar filos y rebabas de material	<ul style="list-style-type: none"> • Lija • Lima plana • Lima circular
5	Soldar la brida en el extremo de las tuberías y la tapadera en el extremo puesto	<ul style="list-style-type: none"> • Máquina de soldar • Electrodo para acero • Cepillo de alambre • Careta • Guantes y delantal de cuero
6	Soldar el niple en la posición especificada en el cuerpo de la tapadera previamente perforado.	<ul style="list-style-type: none"> • Máquina de soldar • Electrodo para acero • Cepillo de alambre • Careta • Guantes y delantal de cuero
7	Roscado del niple	<ul style="list-style-type: none"> • Dado de media pulgada con maneral.
8	Limpieza de las áreas soldadas	<ul style="list-style-type: none"> • Cepillo de alambre • Lija
9	Ubicar y corregir fugas en puntos de soldadura. (Prueba hidrostática con bridas ciegas)	<ul style="list-style-type: none"> • Compresor • Bridas Ciegas

Carta de proceso de fabricación		Hoja 3/4
Equipo: Absorbedor		Plano No. 1
<p>The drawing shows a circular absorber plate with 16 circular holes arranged in a 4x4 grid. The overall diameter is 97.18. The distance between the centers of adjacent holes is 24.25. The distance from the center of a hole to the outer edge of the plate is 12.13. The diameter of each hole is 11.53. The thickness of the plate is 7.24. A perspective view shows the plate with its holes.</p>		
No. pieza: 3	Materiales: Acero ASTM A-106	Cantidad de piezas a fabricar: 2
Fase	Operación	Equipos y Herramientas
1	Trazado de lámina para la construcción de la tapadera	<ul style="list-style-type: none"> • Cintra métrica • Granete (centro punto) • Marcador • Compas metálico

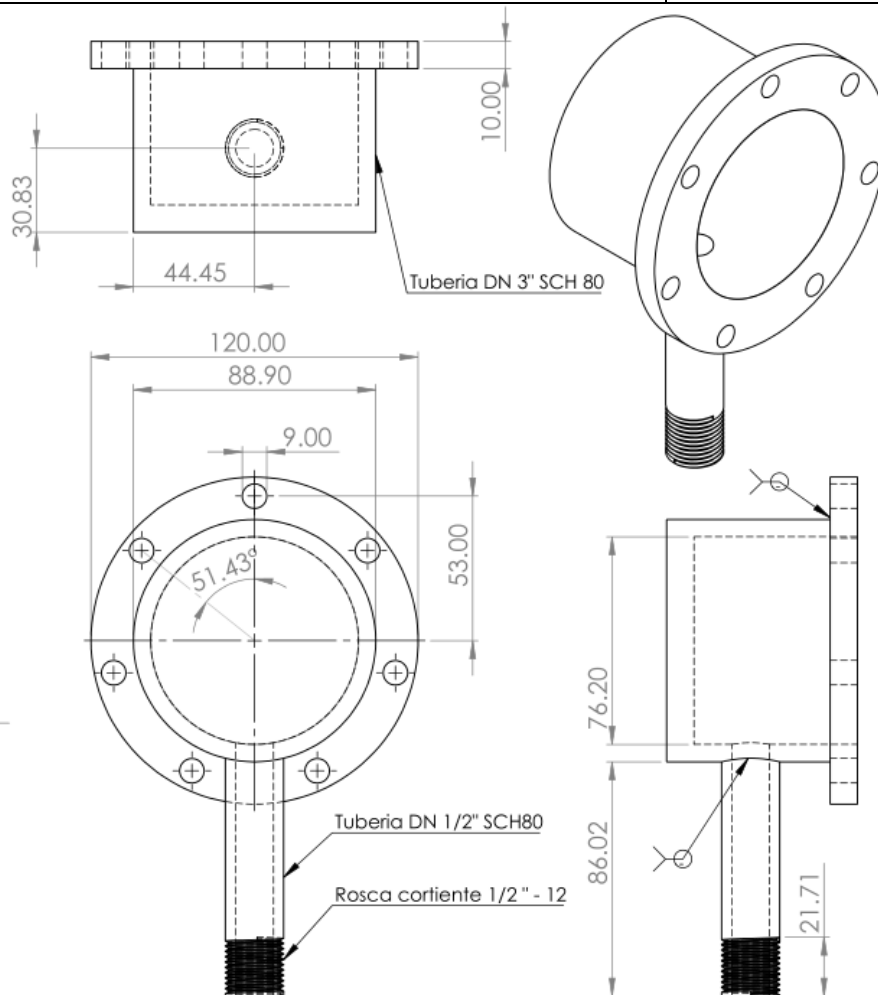
2	Corte de los materiales trazados en el paso anterior	<ul style="list-style-type: none"> • Sierra manual • Sierra eléctrica • Pulidora • Cinta métrica
3	Perforado de los agujeros para acople de los tubos	<ul style="list-style-type: none"> • Taladro • Martillo • Granete (Centro punto)
4	Pulir bordes obtenidos en pasos 2, para eliminar filos y rebabas de material	<ul style="list-style-type: none"> • Lija • Lima plana • Lima circular

Carta de proceso de fabricación		Hoja 4/4
Equipo: Absorbedor		Plano No. 1
No. pieza: 4	Materiales: Acero ASTM A-106	Cantidad de piezas a fabricas: 5
Fase	Operación	Equipos y Herramientas
1	Trazado del tramo de tubería	<ul style="list-style-type: none"> • Cintra métrica • Marcador
2	Corte de los materiales trazados en el paso anterior	<ul style="list-style-type: none"> • Sierra manual • Sierra eléctrica • Pulidora • Cinta métrica
3	Ensamble del tubo a la tapadera	<ul style="list-style-type: none"> • Prensa hidráulica

4.6.3. Generador

Carta de proceso de fabricación		Hoja 1/4
Equipo: Generador		Plano No. 1
<p>The drawing shows a cylindrical component with a total length of 490.00 mm. Key dimensions include: 21.71 mm for the top flange thickness, 13.87 mm for the top flange width, 21.34 mm for the bottom flange thickness, 35.55 mm for the distance from the centerline to the top of the main body, 76.11 mm for the diameter of the main body, and 5.00 mm for the distance from the centerline to the bottom of the main body. The drawing also shows a 45.00 mm diameter hole in the top flange and a 45.00 mm diameter hole in the main body. The end view shows a 120.00 mm diameter outer circle and a 76.20 mm diameter inner circle. Labels include 'Rosca ordinaria 1/2" -12' and 'Tubería DN 1/2" SCH 80'.</p>		
No. pieza: 1	Materiales: Acero ASTM A-106	Cantidad de pieza a fabricar: 1
Fase	Operación	Equipos y Herramientas
1	<p>Trazado del tramo de tubería de carcasa</p> <p>Trazado de lámina a utilizar para la construcción de las bridas</p> <p>Trazado de la tubería para la construcción de los niples</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Cintra métrica • Granete (centro punto) • Marcador • Compas metálico

2	Corte de los materiales trazados en el paso anterior	<ul style="list-style-type: none"> • Sierra manual • Sierra eléctrica • Pulidora • Cinta métrica
3	Perforado de los agujeros para acople de los niples ($\Phi=21.35$ mm) y agujeros para las bridas ($\Phi=9$ mm).	<ul style="list-style-type: none"> • Taladro • Martillo • Granete (Centro punto)
4	Pulir bordes obtenidos en pasos 2, para eliminar filos y rebabas de material	<ul style="list-style-type: none"> • Lija • Lima plana • Lima circular
5	Soldar las bridas en los extremos de las tuberías	<ul style="list-style-type: none"> • Máquina de soldar • Electrodo para acero • Cepillo de alambre • Careta • Guantes y delantal de cuero
6	Soldar los niples de entrada y salida en el cuerpo de la carcasa previamente perforado.	<ul style="list-style-type: none"> • Máquina de soldar • Electrodo para acero • Cepillo de alambre • Careta • Guantes y delantal de cuero
7	Roscado de los niples	<ul style="list-style-type: none"> • Dado de media pulgada con maneral.
8	Limpieza de las áreas soldadas	<ul style="list-style-type: none"> • Cepillo de alambre • Lija
9	Ubicar y corregir fugas en puntos de soldadura. (Prueba hidrostática con bridas ciegas)	<ul style="list-style-type: none"> • Compresor • Bidas Ciegas



No. pieza: 2

Materiales: Acero ASTM A-106

Cantidad de piezas a fabricas: 2

Fase

Operación

Equipos y Herramientas

1

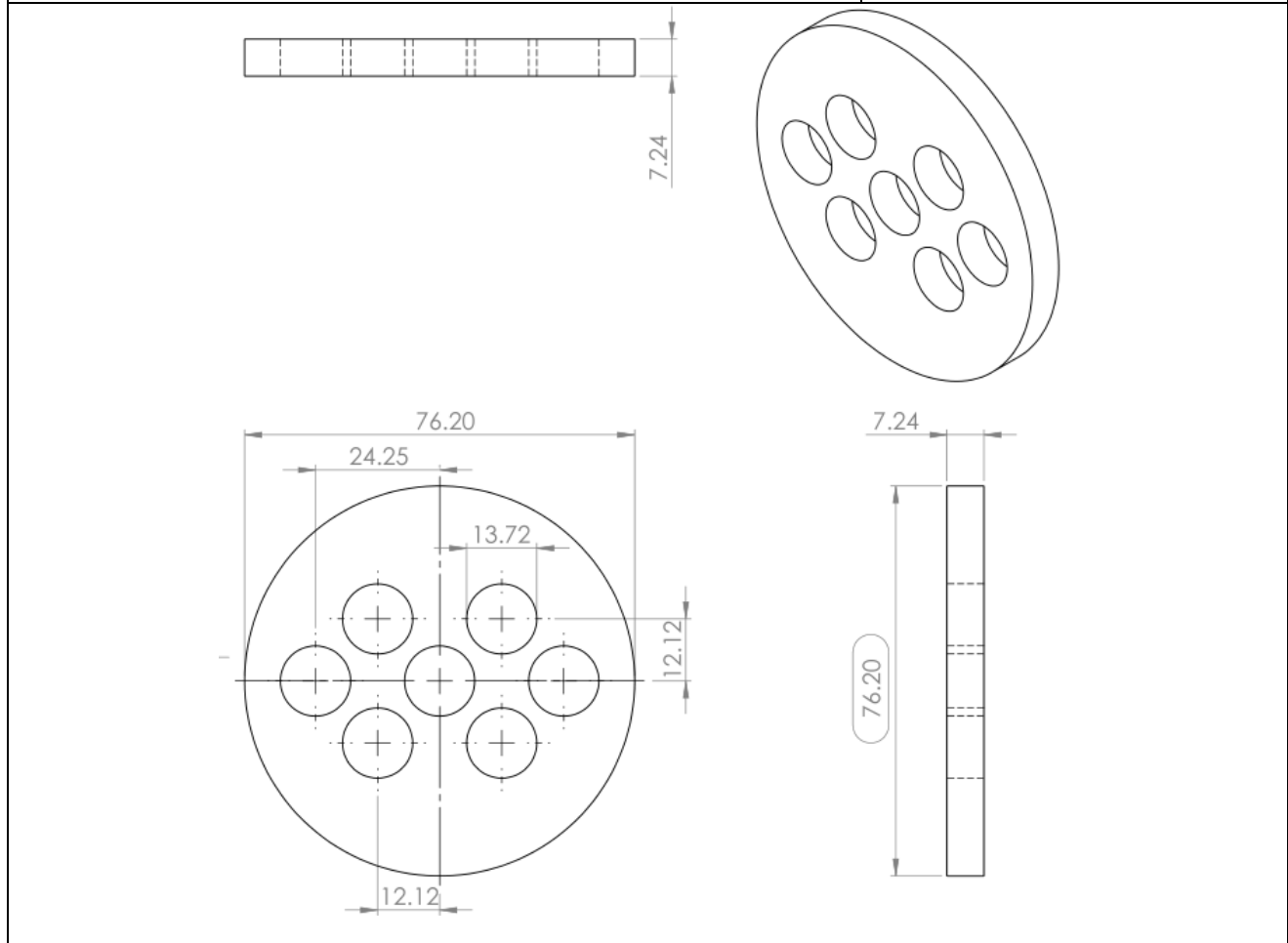
Trazado del tramo de tubería de la tapadera bridada
 Trazado de lámina para la construcción de la brida y la tapadera
 Trazado de la tubería para la construcción del niple

- Cintra métrica
- Granete (centro punto)
- Marcador
- Compas metálico

2	Corte de los materiales trazados en el paso anterior	<ul style="list-style-type: none"> • Sierra manual • Sierra eléctrica • Pulidora • Cinta métrica
3	Perforado de los agujeros para acople de los niples ($\Phi=21.35$ mm) y agujeros para las bridas ($\Phi=9$ mm).	<ul style="list-style-type: none"> • Taladro • Martillo • Granete (Centro punto)
4	Pulir bordes obtenidos en pasos 2, para eliminar fillos y rebabas de material	<ul style="list-style-type: none"> • Lija • Lima plana • Lima circular
5	Soldar la brida en el extremo de las tuberías y la tapadera en el extremo puesto	<ul style="list-style-type: none"> • Máquina de soldar • Electrodo para acero • Cepillo de alambre • Careta • Guantes y delantal de cuero
6	Soldar el niple en la posición especificada en el cuerpo de la tapadera previamente perforado.	<ul style="list-style-type: none"> • Máquina de soldar • Electrodo para acero • Cepillo de alambre • Careta • Guantes y delantal de cuero
7	Roscado del niple	<ul style="list-style-type: none"> • Dado de media pulgada con maneral.
8	Limpieza de las áreas soldadas	<ul style="list-style-type: none"> • Cepillo de alambre • Lija
9	Ubicar y corregir fugas en puntos de soldadura. (Prueba hidrostática con bridas ciegas)	<ul style="list-style-type: none"> • Compresor • Bridas Ciegas

Carta de proceso de fabricación	Hoja 3/4
--	-----------------

Equipo: Generador	Plano No. 1
--------------------------	--------------------



No. pieza: 3	Materiales: Acero ASTM A-106	Cantidad de piezas a fabricas: 2
---------------------	-------------------------------------	---

Fase	Operación	Equipos y Herramientas
1	Trazado de lámina para la construcción de la tapadera	<ul style="list-style-type: none"> • Cintra métrica • Granete (centro punto) • Marcador • Compas metálico
2	Corte de los materiales trazados en el paso anterior	<ul style="list-style-type: none"> • Sierra manual • Sierra eléctrica • Pulidora • Cinta métrica

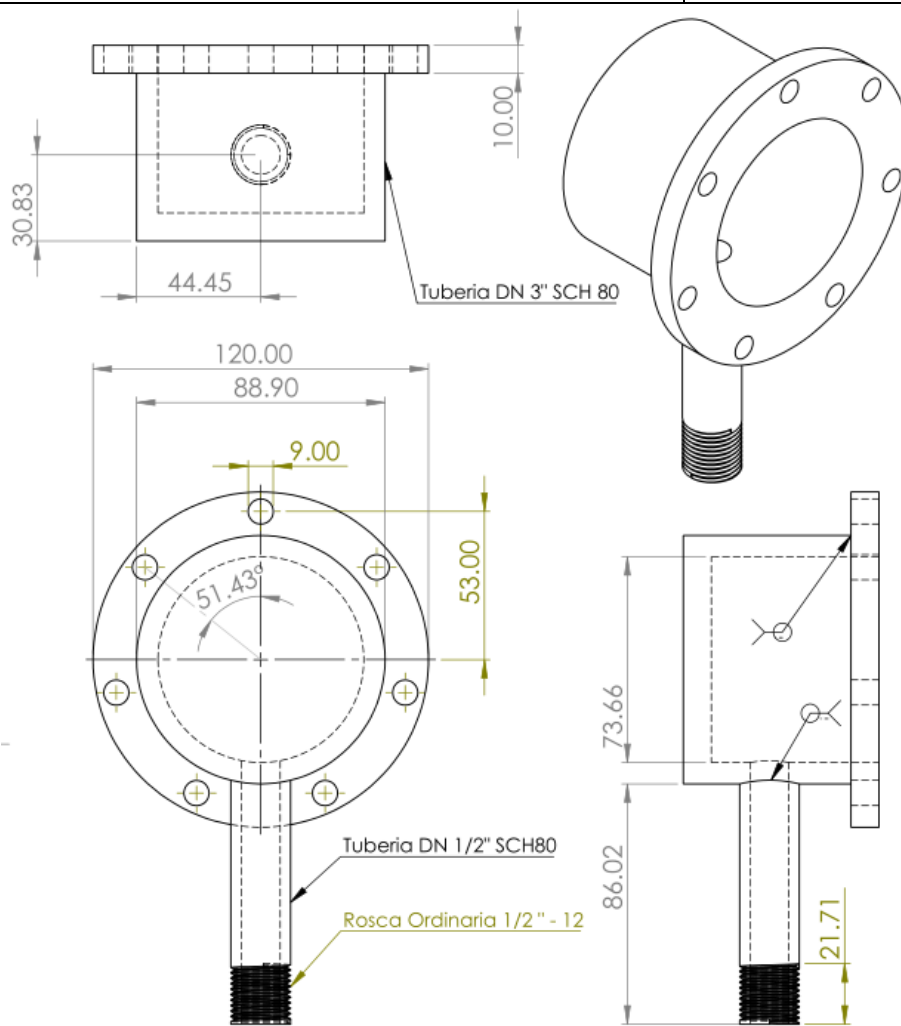
3	Perforado de los agujeros para acople de los tubos	<ul style="list-style-type: none"> • Taladro • Martillo • Granete (Centro punto)
4	Pulir bordes obtenidos en pasos 2, para eliminar filos y rebabas de material	<ul style="list-style-type: none"> • Lija • Lima plana • Lima circular

Carta de proceso de fabricación		Hoja 4/4
Equipo: Generador		Plano No. 1
No. pieza: 4	Materiales: Acero ASTM A-106	Cantidad de piezas a fabricas: 5
Fase	Operación	Equipos y Herramientas
1	Trazado del tramo de tubería	<ul style="list-style-type: none"> • Cintra métrica • Marcador
2	Corte de los materiales trazados en el paso anterior	<ul style="list-style-type: none"> • Sierra manual • Sierra eléctrica • Pulidora • Cinta métrica
3	Ensamble del tubo a la tapadera	<ul style="list-style-type: none"> • Prensa hidráulica

4.6.4. Intercambiador

Carta de proceso de fabricación		Hoja 1/4
Equipo: Intercambiador		Plano No. 1
No. pieza: 1	Materiales: Acero ASTM A-106	Cantidad de pieza a fabricas: 1
Fase	Operación	Equipos y Herramientas
1	Trazado del tramo de tubería de carcasa Trazado de lámina a utilizar para la construcción de las bridas Trazado de la tubería para la construcción de los niples	<ul style="list-style-type: none"> • Cintra métrica • Granete (centro punto) • Marcador • Compas metálico
2	Corte de los materiales trazados en el paso anterior	<ul style="list-style-type: none"> • Sierra manual • Sierra eléctrica • Pulidora • Cinta métrica

3	Perforado de los agujeros para acople de los niples ($\Phi=21.35$ mm) y agujeros para las bridas ($\Phi=9$ mm).	<ul style="list-style-type: none"> • Taladro • Martillo • Granete (Centro punto)
4	Pulir bordes obtenidos en pasos 2, para eliminar filos y rebabas de material	<ul style="list-style-type: none"> • Lija • Lima plana • Lima circular
5	Soldar las bridas en los extremos de las tuberías	<ul style="list-style-type: none"> • Máquina de soldar • Electrodo para acero • Cepillo de alambre • Careta • Guantes y delantal de cuero
6	Soldar los niples de entrada y salida en el cuerpo de la carcasa previamente perforado.	<ul style="list-style-type: none"> • Máquina de soldar • Electrodo para acero • Cepillo de alambre • Careta • Guantes y delantal de cuero
7	Roscado de los niples	<ul style="list-style-type: none"> • Dado de media pulgada con maneral.
8	Limpieza de las áreas soldadas	<ul style="list-style-type: none"> • Cepillo de alambre • Lija
9	Ubicar y corregir fugas en puntos de soldadura. (Prueba hidrostática con bridas ciegas)	<ul style="list-style-type: none"> • Compresor • Bidas Ciegas



No. pieza: 2

Materiales: Acero ASTM A-106

Cantidad de piezas a fabricar: 2

Fase

Operación

Equipos y Herramientas

1

Trazado del tramo de tubería de la tapadera bridada
 Trazado de lámina para la construcción de la brida y la tapadera
 Trazado de la tubería para la construcción del niple

- Cintra métrica
- Granete (centro punto)
- Marcador
- Compas metálico

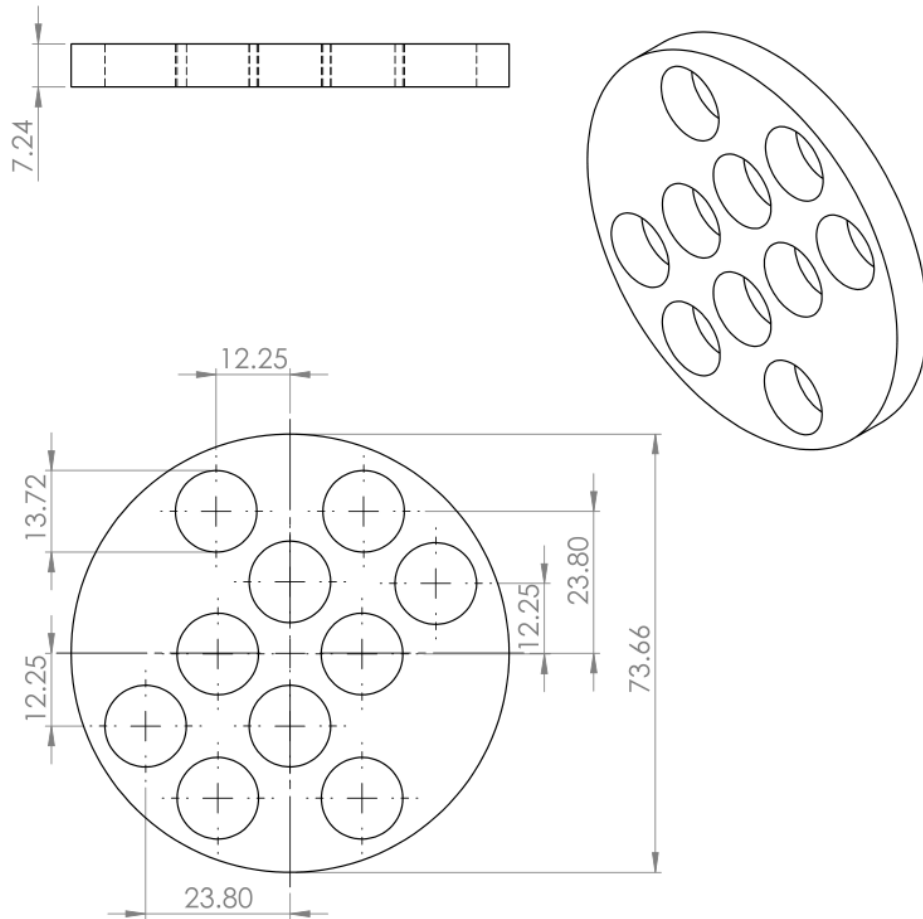
2	Corte de los materiales trazados en el paso anterior	<ul style="list-style-type: none"> • Sierra manual • Sierra eléctrica • Pulidora • Cinta métrica
3	Perforado de los agujeros para acople de los niples ($\Phi=21.35$ mm) y agujeros para las bridas ($\Phi=9$ mm).	<ul style="list-style-type: none"> • Taladro • Martillo • Granete (Centro punto)
4	Pulir bordes obtenidos en pasos 2, para eliminar filos y rebabas de material	<ul style="list-style-type: none"> • Lija • Lima plana • Lima circular
5	Soldar la brida en el extremo de las tuberías y la tapadera en el extremo puesto	<ul style="list-style-type: none"> • Máquina de soldar • Electrodo para acero • Cepillo de alambre • Careta • Guantes y delantal de cuero
6	Soldar el niple en la posición especificada en el cuerpo de la tapadera previamente perforado.	<ul style="list-style-type: none"> • Máquina de soldar • Electrodo para acero • Cepillo de alambre • Careta • Guantes y delantal de cuero
7	Roscado del niple	<ul style="list-style-type: none"> • Dado de media pulgada con maneral.
8	Limpieza de las áreas soldadas	<ul style="list-style-type: none"> • Cepillo de alambre • Lija
9	Ubicar y corregir fugas en puntos de soldadura. (Prueba hidrostática con bridas ciegas)	<ul style="list-style-type: none"> • Compresor • Bridas Ciegas

Carta de proceso de fabricación

Hoja 3/4


Equipo: Intercambiador

Plano No. 1



No. pieza: 3	Materiales: Acero ASTM A-106	Cantidad de piezas a fabricas: 2
Fase	Operación	Equipos y Herramientas
1	Trazado de lámina para la construcción de la tapadera	<ul style="list-style-type: none"> • Cintra métrica • Granete (centro punto) • Marcador • Compas metálico
2	Corte de los materiales trazados en el paso anterior	<ul style="list-style-type: none"> • Sierra manual • Sierra eléctrica • Pulidora • Cinta métrica

3	Perforado de los agujeros para acople de los tubos	<ul style="list-style-type: none"> • Taladro • Martillo • Granete (Centro punto)
4	Pulir bordes obtenidos en pasos 2, para eliminar filos y rebabas de material	<ul style="list-style-type: none"> • Lija • Lima plana • Lima circular

Carta de proceso de fabricación		Hoja 4/4
Equipo: Intercambiador		Plano No. 1
		
No. pieza: 4	Materiales: Acero ASTM A-106	Cantidad de piezas a fabricar: 5
Fase	Operación	Equipos y Herramientas
1	Trazado del tramo de tubería	<ul style="list-style-type: none"> • Cintra métrica • Marcador
2	Corte de los materiales trazados en el paso anterior	<ul style="list-style-type: none"> • Sierra manual • Sierra eléctrica • Pulidora • Cinta métrica
3	Ensamble del tubo a la tapadera	<ul style="list-style-type: none"> • Prensa hidráulica

4.6.5. Evaporador

Carta de proceso de fabricación		Hoja 1/3
Equipo: Evaporador		Plano No. 1
No. pieza: 1	Materiales: Acero ASTM A-106	Cantidad de piezas a fabricas: 1
Fase	Operación	Equipos y Herramientas
1	Trazado de lámina para la construcción del cuerpo del evaporador	<ul style="list-style-type: none"> • Cintra métrica • Granete (centro punto) • Marcador • Compas metálico
2	Corte de los materiales trazados en el paso anterior	<ul style="list-style-type: none"> • Sierra manual • Sierra eléctrica • Pulidora • Cinta métrica

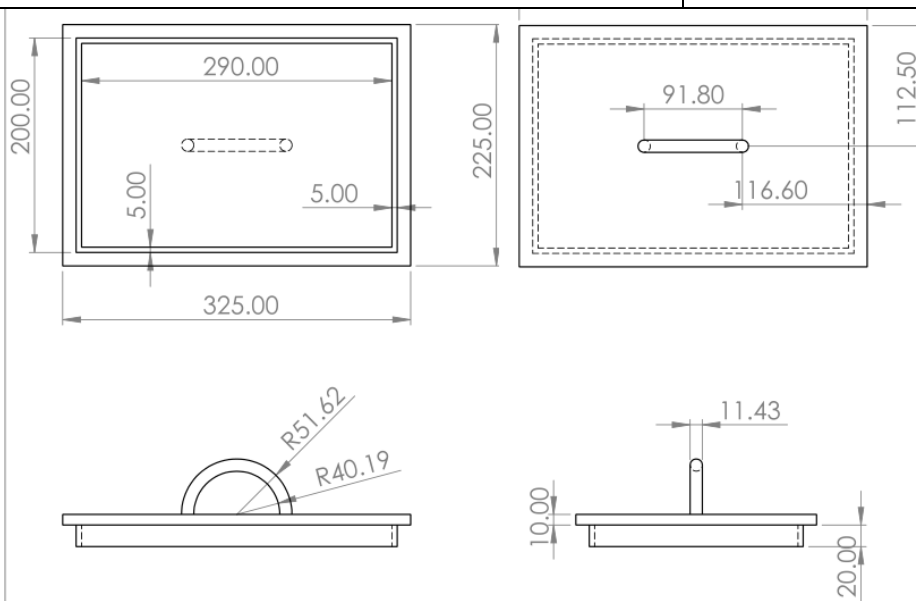
3	Perforado de los agujeros para acople de los niples ($\Phi=21.35$ mm)	<ul style="list-style-type: none"> • Taladro • Martillo • Granete (Centro punto)
4	Pulir bordes obtenidos en pasos 2, para eliminar filos y rebabas de material	<ul style="list-style-type: none"> • Lija • Lima plana • Lima circular
5	Soldar la los pliegos de láminas obtenidos en el paso anterior	<ul style="list-style-type: none"> • Máquina de soldar • Electrodo para acero • Cepillo de alambre • Careta • Guantes y delantal de cuero
8	Limpieza de las áreas soldadas	<ul style="list-style-type: none"> • Cepillo de alambre • Lija

Carta de proceso de fabricación

Hoja 2/3

Equipo: Evaporador

Plano No. 1

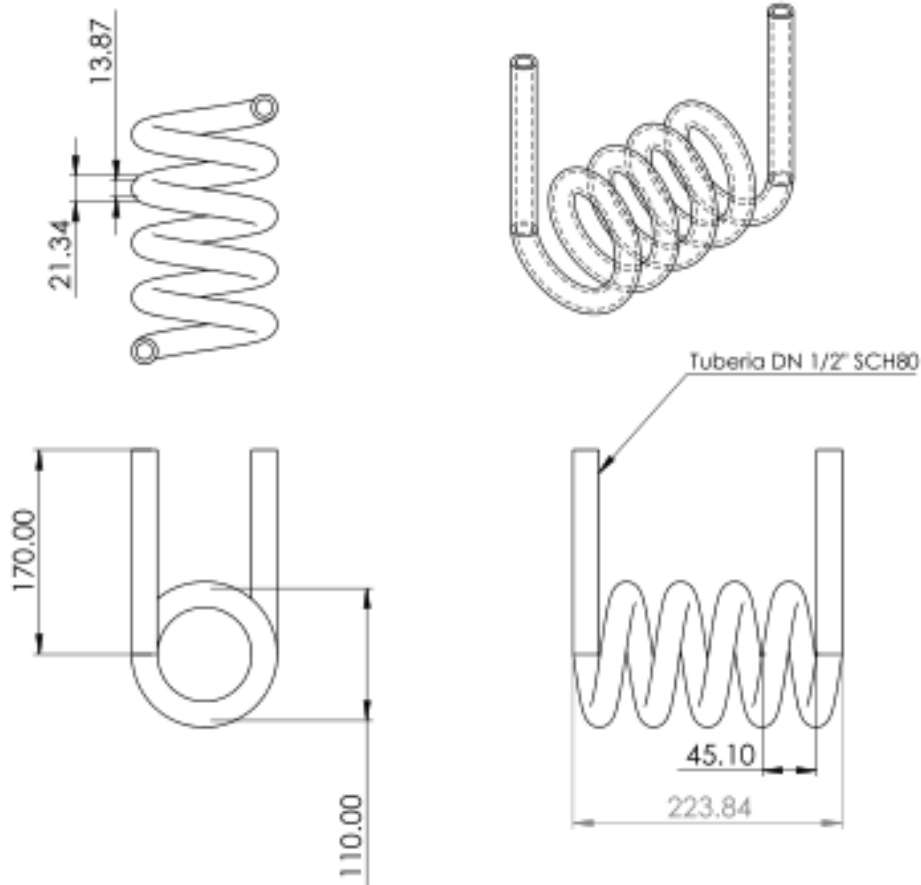


No. pieza: 2

Materiales: Acero ASTM A-106

Cantidad de piezas a fabricas: 2

Fase	Operación	Equipos y Herramientas
1	Trazado de lámina para la construcción de la tapadera del evaporador Medición de la longitud de varilla a utilizar, para la fabricación de la oreja de la tapadera	<ul style="list-style-type: none"> • Cintra métrica • Granete (centro punto) • Marcador • Compas metálico
2	Corte de los materiales trazados en el paso anterior	<ul style="list-style-type: none"> • Sierra manual • Sierra eléctrica • Pulidora • Cinta métrica
5	Soldar la los pliegos de láminas y la varilla obtenida en el paso anterior	<ul style="list-style-type: none"> • Máquina de soldar • Electrodo para acero • Cepillo de alambre • Careta • Guantes y delantal de cuero
8	Limpieza de las áreas soldadas	<ul style="list-style-type: none"> • Cepillo de alambre • Lija

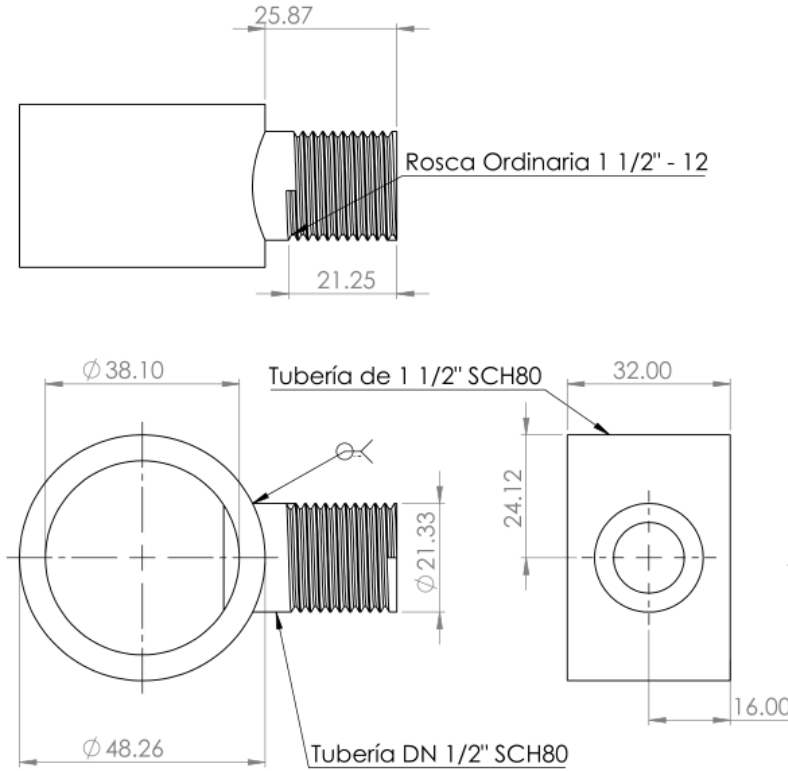


No. pieza: 3	Materiales: Acero ASTM A-106	Cantidad de piezas a fabricas: 2
Fase	Operación	Equipos y Herramientas
1	Medición de la longitud de tubo a utilizar, para la fabricación de la oreja de la tapadera	<ul style="list-style-type: none"> • Cintra métrica • Marcador
2	Corte de los materiales trazados en el paso anterior	<ul style="list-style-type: none"> • Sierra manual • Sierra eléctrica • Pulidora • Cinta métrica
5	Rolado de la tubería según los especificado en plano	<ul style="list-style-type: none"> • Roladora • Guantes

4.6.6. Rectificador

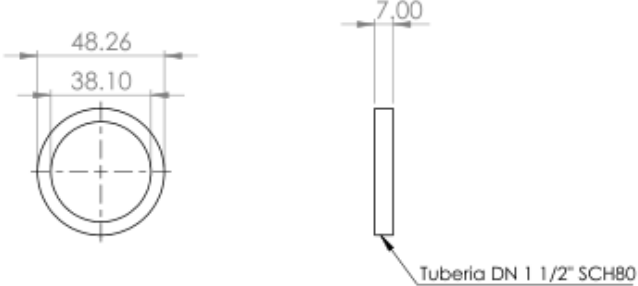
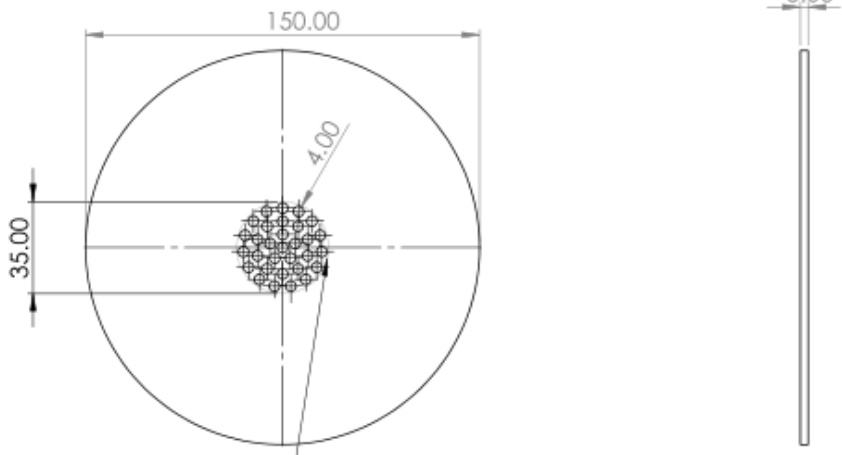
Carta de proceso de fabricación		Hoja 1/3
Equipo: Rectificador		Plano No. 1
No. pieza: 1	Materiales: Acero ASTM A-106	Cantidad de piezas a fabricas: 2
Fase	Operación	Equipos y Herramientas
1	Trazado del tramo de tubería de la tapadera Trazado de lámina para la construcción de la tapadera Trazado de la tubería para la construcción del niple	<ul style="list-style-type: none"> • Cintra métrica • Granete (centro punto) • Marcador • Compas metálico

2	Corte de los materiales trazados en el paso anterior	<ul style="list-style-type: none"> • Sierra manual • Sierra eléctrica • Pulidora • Cinta métrica
3	Perforado de los agujeros para acople del niple ($\Phi=21.35$ mm)	<ul style="list-style-type: none"> • Taladro • Martillo • Granete (Centro punto)
4	Pulir bordes obtenidos en pasos 2, para eliminar fillos y rebabas de material	<ul style="list-style-type: none"> • Lija • Lima plana • Lima circular
5	Soldar la brida en el extremo de las tuberías y la tapadera en el extremo puesto	<ul style="list-style-type: none"> • Máquina de soldar • Electrodo para acero • Cepillo de alambre • Careta • Guantes y delantal de cuero
6	Soldar el niple en la posición especificada en el cuerpo de la tapadera previamente perforado.	<ul style="list-style-type: none"> • Máquina de soldar • Electrodo para acero • Cepillo de alambre • Careta • Guantes y delantal de cuero
7	Roscado del niple	<ul style="list-style-type: none"> • Dado de media pulgada con maneral.
8	Limpieza de las áreas soldadas	<ul style="list-style-type: none"> • Cepillo de alambre • Lija



No. pieza: 2	Materiales: Acero ASTM A-106	Cantidad de piezas a fabricas: 2
Fase	Operación	Equipos y Herramientas
1	Trazado del tramo de tubería para la sección con niple Trazado de la tubería para la construcción del niple	<ul style="list-style-type: none"> • Cintra métrica • Granete (centro punto) • Marcador • Compas metálico
2	Corte de los materiales trazados en el paso anterior	<ul style="list-style-type: none"> • Sierra manual • Sierra eléctrica • Pulidora • Cinta métrica
3	Perforado de los agujeros para acople del niple ($\Phi=21.35$ mm)	<ul style="list-style-type: none"> • Taladro • Martillo • Granete (Centro punto)

4	Pulir bordes obtenidos en pasos 2, para eliminar filos y rebabas de material	<ul style="list-style-type: none"> • Lija • Lima plana • Lima circular
6	Soldar el niple en la posición especificada en el cuerpo de la tapadera previamente perforado.	<ul style="list-style-type: none"> • Máquina de soldar • Electrodo para acero • Cepillo de alambre • Careta • Guantes y delantal de cuero
7	Roscado del niple	<ul style="list-style-type: none"> • Dado de media pulgada con maneral.
8	Limpieza de las áreas soldadas	<ul style="list-style-type: none"> • Cepillo de alambre • Lija

Carta de proceso de fabricación		Hoja 3/3
Equipo: Rectificador		Plano No. 1
<p style="text-align: center;"><u>Seccion de tuberia del rectificador</u></p>  <p style="text-align: center;"><u>Aleta Perforada</u></p> 		
No. pieza: 3	Materiales: Acero ASTM A-106	Cantidad de piezas a fabricas: 21
Fase	Operación	Equipos y Herramientas
1	Trazado de lámina para la construcción de la aleta perforada	<ul style="list-style-type: none"> • Cintra métrica • Granete (centro punto) • Marcador • Compas metálicos
2	Corte de los materiales trazados en el paso anterior	<ul style="list-style-type: none"> • Sierra manual • Sierra eléctrica • Pulidora • Cinta métrica

3	Perforado de los agujeros en el interior de la aleta	<ul style="list-style-type: none"> • Taladro • Martillo • Granete (Centro punto)
4	Pulir bordes obtenidos en pasos 2, para eliminar filos y rebabas de material	<ul style="list-style-type: none"> • Lija • Lima plana • Lima circular
5	Corte de tubería de 1 ½" SCH80, la longitud debe de ser de 7 mm.	<ul style="list-style-type: none"> • Pulidora • Cinta métrica
6	Ensamblar y soldar todos los elementos del rectificador.	<ul style="list-style-type: none"> • Máquina de soldar • Cepillo de Alambre • Guante y delantal de cuero • Careta para soldador

Capítulo 5: Manual de Usuario

Los equipos para la transferencia de calor son equipos destinadas a transferir calor de un fluido a otro en forma controlada, separados a través de paredes de forma consecutiva denominadas resistencias.

Debido a que los equipos para transferencia de calor tienen un gran número de aplicaciones, desde las domésticas hasta las industriales, resulta de gran importancia conocer los tipos de equipos que existen, los principios de diseño térmico y mecánico, los problemas que ocasiona el ensuciamiento y las reglas que se deben seguir para proporcionar un mantenimiento adecuado a esos equipos y de esta forma asegurar su operación óptima.

5.1.Mantenimiento de intercambiadores de calor

El rendimiento y operación satisfactoria de un intercambiador de calor únicamente puede obtenerse de aquellas unidades que hayan sido debidamente diseñadas y construidas con calidad. La correcta instalación y el mantenimiento preventivo son responsabilidad del usuario del equipo. Técnicas preventivas simples, como la realización periódica de inspecciones visuales externas, monitoreo de su funcionamiento y programas de limpieza apropiados asegurarán el buen funcionamiento de los equipos a lo largo de su vida útil. La realización de estos controles e inspecciones se realizará siempre y cuando se detecte un aumento apreciable de pérdida de presión y/o una reducción de la capacidad de trabajo.

El funcionamiento incorrecto de intercambiadores de calor puede ser originado por algunas de las causas que se describen a continuación:

1. Ensuciamiento excesivo.

Los intercambiadores expuestos a ensuciamiento deberán ser limpiados periódicamente ya que una ligera capa de suciedad en tubos reducirá su eficiencia. Un aumento de la caída de presión y/o una reducción del rendimiento normalmente indican que es necesaria una limpieza de los tubos del haz. Debido a que la dificultad de la limpieza del haz incrementa a medida que el aumenta espesor de ensuciamiento, los intervalos de limpieza no deberán ser excesivos.

2. Bolsas de aire o gas.

Motivadas por un conexionado incorrecto o por la ausencia de venteos en el intercambiador. Antes de realizar una limpieza de los tubos del haz se deberá analizar si la disminución del rendimiento no es debida a gases o vapor atrapado en los tubos.

3. Corrosión de la carcasa, distribuidor y/o tubos del haz, produciendo:

- Holgura excesiva entre bandejas y tubos o bandejas y carcasa.
- Disminución de espesores.

5.1.1. Inspección y evaluación de mantenimiento

En principio, y como norma fundamental, el equipo no debe funcionar en condiciones que excedan las indicadas en la placa de características que todo intercambiador debe llevar acompañándole.

Los intercambiadores de calor deberán ser inspeccionados, tanto interna como externamente, a intervalos regulares y/o tan frecuentemente como marque la experiencia.

La negligencia en el mantenimiento puede ocasionar el cierre del paso de fluido por

algunos tubos pudiendo originar tensiones térmicas y roturas en la unión de tubo a placa tubular.

El alcance de las inspecciones y pruebas periódicas a las que deberán someterse los intercambiadores de calor son las siguientes:

1. Inspección exterior.

Consistirá, como mínimo, en una inspección visual de las zonas sometidas a mayores esfuerzos y a mayor corrosión, en una comprobación de espesores por ultrasonido y en cualquier ensayo no destructivo que se considere necesario, siempre que las condiciones del proceso lo permitan. Para realizar esta inspección no será necesario poner fuera de servicio el equipo a inspeccionar.

2. Inspección interior.

Esta inspección tiene una importancia fundamental, ya que durante la misma se puede conocer el daño producido durante el servicio en lo referente a corrosión, agrietamiento y estado de las soldaduras. Consistirá, al menos, en una completa inspección visual de todas las partes sometidas a presión. Si de esta inspección resultase que había motivos razonables para aumentar el control se aplicarían los ensayos no destructivos que se consideren necesarios. Antes del desmontaje de los equipos, se deberá asegurar que la unidad ha sido despresurizada, ventada y drenada y neutralizada y/o purgada de material peligroso. Cuando una inspección interior no se pueda llevar a cabo por imposibilidad física se sustituirá por una prueba de presión.

3. Control de espesores con medidor ultrasónico de carcasa y distribuidor.

4. Examen visual interno de los tubos del haz tubular mediante el uso de baroscopio (endoscopio).
5. Prueba de presión

Consistirá en una prueba hidrostática que se combinará en lo posible con la inspección interior. Normalmente, la prueba hidrostática se realizará para la localización de posibles fugas en tubos.

5.1.2. Limpieza de los equipos

Las superficies de intercambio de calor de los intercambiadores deberán mantenerse razonablemente limpias para asegurar un funcionamiento satisfactorio, disponiendo para ello de los métodos adecuados de limpieza. Los intercambiadores podrán limpiarse mediante métodos químicos o mecánicos, siendo el usuario del equipo el que deberá seleccionar el método de limpieza más apropiado en función del tipo de equipo y de la disponibilidad de los medios de limpieza existentes en la planta.

A continuación, se describen diferentes procedimientos de limpieza a ser considerados:

1. Circulación de aceite caliente a alta velocidad a través de los tubos del haz o de la carcasa. Será efectivo para suciedades fácilmente desprendibles.
2. Circulación de agua caliente limpia por la carcasa o por los tubos para eliminar posibles depósitos salinos.
3. Limpiadores de tubos de tipo turbina para suciedades en el interior de los tubos.
4. Baquetas o cepillos helicoidales de alambre para la extracción de incrustaciones u otras deposiciones.
5. Limpieza por agua a alta presión.

En la limpieza de los equipos se deberán tomar algunas precauciones, tales como asegurarse que la limpieza mecánica no dañará los tubos del haz tubular. Tampoco es recomendable la limpieza de tubos soplando vapor a través de ellos debido a que el sobrecalentamiento puede originar tensiones por dilatación diferencial.

5.2. Plan de mantenimiento

5.2.1. Documentación, condiciones de diseño y funcionamiento

El personal encargado debe conocer, comprender y, además, deben tener pleno conocimiento para qué fue diseñado el sistema y para qué no. También deberá disponer de la información detallada a continuación.

Además, deben tener pleno conocimiento para qué fue diseñado el sistema y para qué no.

- Plano de construcción del equipo mostrando trazado de la red de los sistemas de refrigeración con amoníaco.
- Manual de operación y mantenimiento de los sistemas de refrigeración incluyendo los parámetros de operación de diseño y de operación normal.
- Planos de ensamble, operación y mantenimiento de los equipos que componen el sistema de refrigeración.
- Archivar con Historial de la Instalación: incluye los planes de mantenimiento preventivo preparados para cada año, mantenimientos correctivos, reparaciones mayores, y modificaciones del equipo.

5.2.2. Riesgos y precauciones asociadas a la operación y mantenimiento de un sistema de refrigeración con amoníaco

5.2.2.1. Buenos hábitos del operador

- Es obligación de los operadores conocer íntegramente el sistema de refrigeración, tanto en terreno como en planos, sus especificaciones y sus respectivos manuales.
- Es obligación de los usuarios conocer el uso de los elementos de protección personal (EPP) y utilizarlos cuando corresponda.
- Los usuarios deben conocer y estar conscientes del peligro potencial de los posibles escapes de amoníaco (ver anexo A5.1 - Hoja de Seguridad del Amoníaco).
- Riesgos durante la operación y el mantenimiento.

A continuación, se enumeran algunas buenas prácticas que ayudan a operar y mantener un sistema de refrigeración con amoníaco de forma segura, a fin de minimizar los riesgos de emergencias como un escape de amoníaco.

- Los usuarios deben conocer y comprender el Manual de Operación y Mantenimiento de los sistemas de refrigeración con amoníaco de la planta.
- Los usuarios deben conocer, comprender y aplicar el programa de mantenimiento preventivo.
- Los usuarios deben mantener el sistema de refrigeración completamente hermético, e investigar y reportar cualquier escape de amoníaco que se presente.

- Toda fuga de amoníaco debe ser reparada por personal capacitado con la máxima premura posible.

5.2.2.2. Manejo y almacenamiento de amoníaco

CLASIFICACIÓN ELÉCTRICA: Clase 1, grupo de D

Conecte a tierra todas las líneas y equipo asociados con el sistema de Amoníaco. El equipo eléctrico no debería producir chispas y ser a prueba de explosiones. El Amoníaco gaseoso corroe ciertos metales a temperaturas ambiente. La presencia de oxígeno aumenta la corrosión de aceros ordinarios de semi-aleación. La adición de agua inhibe esta acción. Mantenga los sistemas de Amoníaco escrupulosamente secos. Use sólo en áreas bien ventiladas. Las tapas de protección de válvulas deben permanecer en su lugar, a menos que el contenedor esté asegurado con una salida de válvula con cañerías al punto de uso. No arrastre, deslice o ruede cilindros. Use una carretilla adecuada para el movimiento de cilindros. Use un regulador de reducción de presión al conectar un cilindro a cañerías o sistemas de baja presión. No caliente el cilindro por ningún medio para aumentar la velocidad de descarga del producto desde el cilindro. Proteja los cilindros del daño físico. Almacénelos en un área fría, seca, bien ventilada, lejos de las áreas con gran tráfico y de las salidas de emergencia. No permita que la temperatura donde se encuentren almacenados los cilindros exceda los 125°F (52°C).

Los cilindros deberían almacenarse verticalmente y asegurados firmemente, para impedir que caigan o sean golpeados. Los cilindros llenos y vacíos deberían ser segregados.

Use el sistema de inventario de "primero que entra - primero que sale" para impedir que los cilindros completos sean almacenados por excesivos períodos de tiempo. Una filtración puede resultar en un incendio, explosión o en una exposición tóxica.

5.3.Mantenimiento

Se debe contar con procedimientos escritos de operación segura para hacer mantenimiento en el sistema de refrigeración. Sólo personal calificado en los riesgos, y familiarizado con los procedimientos de trabajo seguro, debe ejecutar y supervisar los trabajos de mantenimiento.

El sistema de refrigeración debe ser detenido si su operación representa un riesgo inminente de fuga de amoníaco. La sección que presente dicho riesgo debe ser aislada del sistema y el amoníaco evacuado totalmente.

5.3.1. Mantenimiento preventivo

El plan de mantenimiento preventivo anual debe considerar lo especificado por el respectivo fabricante de cada uno de los equipos y componentes principales del sistema (compresores, condensadores, evaporadores, otros intercambiadores de calor, bombas, etc.). Además, debe considerar las siguientes inspecciones periódicas en todos los sistemas de refrigeración con amoníaco:

Tabla 5- 1. Inspecciones y frecuencias.

N°	Revisión	Periodicidad mínima				
		D	S	Q	M	T
1	Limpieza General: Estado general exterior de los componentes	X				
2	Revisión de fugas: Estado y vida útil de las Válvulas de seguridad y Válvulas reguladoras de presión o de alivio			X		
3	Revisión de tuberías: Estado de protección de corrosión, Mangueras de trasvasije			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 bridas y pernos (estado físico)					X

D= Diario S=Semanal Q= Quincenal M= Mensual T= Trimestral

5.3.1.1.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 diseño en el generador y los demás elementos del sistema.

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 trimestralmente.

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 bridas y pernos.

Hay que estar pendientes del estado físico de ambas partes, sin embargo, es bueno revisar el apriete de los pernos.

Los operadores deberán observar el sistema de refrigeración durante sus actividades cotidianas en búsqueda de posibles anomalías.

Después de cada mantenimiento preventivo, se dejará constancia por escrito de lo realizado en Archivador Historial del quipo.

5.3.2. Mantenimiento correctivo

Cuando sea necesario realizar una reparación o mantenimiento correctivo a un sistema de refrigeración con amoníaco, se debe procurar que esta reparación lleve el sistema a su condición original.

Después de cada mantenimiento correctivo, se debe dejar constancia por escrito de lo realizado en Historial de la Instalación.

En caso de algún evento como sismo, incendio, etc. se debe revisar la integridad de los sistemas de refrigeración con amoníaco.

5.3.2.1. 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 usuario 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 usuario(s) principal del equipo 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.

5.3.2.1.1. Diagrama de flujo para el cambio de una válvula de expansión













Información General						Resumen de Actividades			
Símbolo		Actividad				1. Quitar suministro del fluido 2. Desmante 3. Limpieza 4. Montaje 5. Prueba			
		Operación							
		Transporte							
		Inspección							
		Almacenaje							
		Demora o atraso							
		Actividad Combinada							
						Actividad	Tiempo de ejecución		
					•	Adquisición de válvula de repuesto	1 semana		
	•					Traslado de la válvula al banco de refrigeración	15 minutos		
•						Cerrar el paso de refrigeración en el circuito	1 minuto		
•						Recuperar refrigerante remanente	3 minutos		
•						Desmontaje de la válvula a sustituir	3 minutos		
					•	Limpieza e inspección del área de trabajo	2 minutos		
•						Montaje de la nueva válvula	3 minutos		
•						Hacer vacío	5 minutos		
•						Abrir el paso del refrigerante o solución débil	1 minuto		
		•				Inspeccionar la hermeticidad del equipo	1 minuto		
		•				Verificación de presiones	2 minutos		
•						Prueba de funcionamiento	2 minutos		

Tabla 5- 2. Diagrama para cambio de una válvula de expansión

5.3.2.1.2. Diagrama de flujo para el cambio de una válvula de servicio en tubería de succión y en tubería de líquido













Información General						Resumen de Actividades	
Símbolo	Actividad						
	Operación					1. Quitar suministro del fluido	
	Transporte					2. Desmante	
	Inspección					3. Limpieza	
	Almacenaje					4. Montaje	
	Demora o atraso					5. Prueba	
	Actividad Combinada						
						Actividad	Tiempo de ejecución
					•	Adquisición de válvula de repuesto	1 semana
	•					Traslado de la válvula al banco de refrigeración	15 minutos
•						Cerrar el paso de refrigeración en el circuito	1 minuto
•						Recuperar refrigerante remanente	3 minutos
•						Desmontaje de la válvula a sustituir	3 minutos
					•	Limpieza e inspección del área de trabajo	2 minutos
•						Montaje de la nueva válvula	3 minutos
•						Hacer vacío	5 minutos
		•				Abrir el paso del refrigerante o solución débil	1 minuto
•						Inspeccionar la hermeticidad del equipo	1 minuto
		•				Verificación de presiones	2 minutos
		•				Prueba de funcionamiento	2 minutos

Tabla 5- 3. Diagrama para cambio de una válvula de servicio

5.3.2.2. 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. Entre esas tareas de mantenimiento está la carga del sistema.

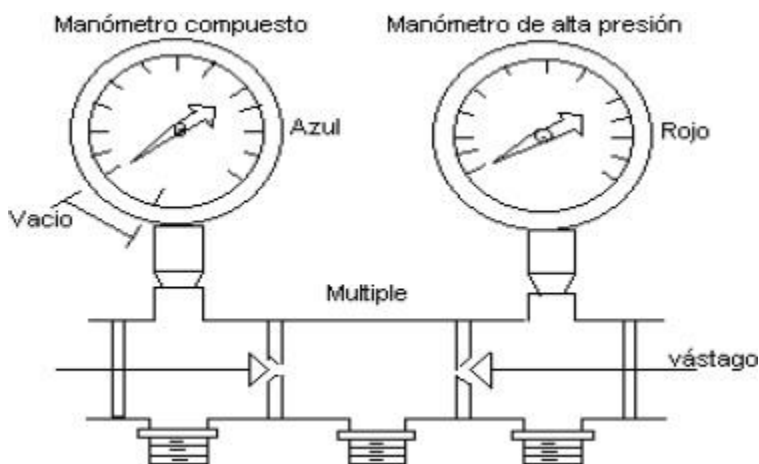


Figura 5- 1. Cabezal de manómetro

5.3.2.2.1. 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.

5.3.2.2.2. 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.

- a. Instalar el cabezal de manómetros
- b. Conectar el cilindro de refrigerante a la manguera de la conexión central y abra la válvula del lado de baja del múltiple
- c. Coloque el cilindro en posición vertical
- d. Abra la válvula de servicio de succión a dos vueltas del asiento trasero
- e. Abra la válvula de cilindro del refrigerante y vea que salga el peso correcto de la carga

- f. Cuando haya agregado la carga correcta, cierre la válvula del cabezal de vacío del lado de baja y la del cilindro de refrigerante
- g. 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
7. Cierre las válvulas de servicio de succión y de líquido contra su asiento trasero
8. 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 sé que requiere equipo de mayor exactitud.

5.3.2.3. Diagrama de flujo para el cambio de un manómetro













Información General						Resumen de Actividades			
Símbolo	Actividad					1. Quitar suministro del fluido 2. Desmonte 3. Limpieza 4. Montaje 5. Prueba			
	Operación								
	Transporte								
	Inspección								
	Almacenaje								
	Demora o atraso								
	Actividad Combinada								
						Actividad	Tiempo de ejecución		
					●	Adquisición de válvula de repuesto	1 semana		
	●					Traslado de la válvula al banco de refrigeración	15 minutos		
●						Cerrar el paso de refrigeración en el circuito	1 minuto		
●						Recuperar refrigerante remanente	3 minutos		
●						Desmontaje del manómetro a sustituir	3 minutos		
					●	Limpieza e inspección del área de trabajo	2 minutos		
●						Montaje del nuevo manómetro	3 minutos		
●						Hacer vacío	5 minutos		
●						Abrir el paso del refrigerante o solución débil	1 minuto		
		●				Inspeccionar la hermeticidad del equipo	1 minuto		
		●				Verificación de presiones	2 minutos		
●						Prueba de funcionamiento	2 minutos		

Tabla 5- 4. Diagrama para el cambio de un manómetro

5.3.2.4. Diagrama de flujo para el cambio de la bomba













Información General						Resumen de Actividades			
Símbolo	Actividad					1. Quitar suministro del fluido 2. Desmonte 3. Limpieza 4. Montaje 5. Prueba			
	Operación								
	Transporte								
	Inspección								
	Almacenaje								
	Demora o atraso								
	Actividad Combinada								
						Actividad	Tiempo de ejecución		
					•	Adquisición de la bomba de repuesto	1 semana		
•						Cerrar el paso de refrigeración en el circuito	1 minuto		
•						Desconectar la bomba del sistema eléctrico	3 minutos		
•						Desmontaje de la bomba sustituir	3 minutos		
					•	Limpieza e inspección del área de trabajo	2 minutos		
•						Montaje de la nueva bomba	3 minutos		
•						Hacer vacío	5 minutos		
•						Conectar al sistema electro	30 minutos		
•						Abrir válvulas	1 minuto		
		•				Inspeccionar la hermeticidad del equipo	1 minuto		
		•				Verificación de presiones	2 minutos		
•						Prueba de funcionamiento	2 minutos		

Tabla 5- 5. Diagrama de flujo para cambio de bomba

5.3.3. 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.

5.3.3.1. 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.

5.3.4. Hoja de trabajo

Orden de trabajo							
Orden de Trabajo N°:				Departamento Solicitante:			
Fecha:				Costo:			
Ubicación:				Departamento de Unidad:			
Equipo N°:				Unidad:			
Prioridad		Normal		Urgente		Emergencia	
El trabajo debe completarse sin interrupción:							
Descripción general del trabajo							
Habilidades (Oficio o especialidades)	Tiempo		Descripción detallada del trabajo	Descripción	Parte núm.	Unidad	Total
	Estimado	Real					

5.4.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

5.4.1. 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 está 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 serían 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.

5.4.2. 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.

5.5. Consecuencias médicas debidas a la exposición

5.5.1.1. Diferentes grados de exposición

Los elementos siguientes subrayan la necesidad de tratar el amoníaco 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 amoníaco 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.

5.5.1.2. 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, enronquecimiento 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.

5.5.2. 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 un 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.

5.5.2.1. Características de la inflamabilidad del amoniaco

El amoniaco se descompone térmicamente por encima de 450 °C. A muy altas concentraciones en la atmósfera, el vapor de amoniaco 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 ppm (partes por millón), lo que representa 105 gr/m³ o 9.2% en peso.
- Límite superior de inflamabilidad: 30.2 % en volumen, es decir, 302,000 ppm., lo que representa 215 gr/m³ o 20.1% en peso.

Se pueden producir explosiones en los locales cerrados, aunque la inflamación sea más 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 serían 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.

5.5.3. Equipos de seguridad

5.5.3.1. 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 amoniaco.

5.5.3.2. Detector de amoniaco – alarma – riesgo de explosión o de incendio

Haya o no personal presente en la planta o áreas colindantes es preciso instalar detectores de amoniaco. 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 ppm. a reserva de una evacuación de personal en menos de 2 minutos. Se recomienda extender la detección a un umbral de 2000 ppm. para las demás zonas. El proyecto de norma europea prevé este nivel bajo de alarma a 500 ppm. (380 mg/m³).
- Nivel de alarma alto. Este nivel debe activar los equipos de seguridad para el sistema frigorífico. Se prevé el doble del nivel bajo de alarma (es decir 1200 ppm. si hay personal permanentemente, 4000 ppm.). 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 amoniaco puede deteriorar los productos almacenados).

En los locales frecuentados por un personal de explotación cualificado, el olfato detecta muy eficazmente la presencia de amoniaco a niveles muy inferiores y no tóxicos.

5.5.3.3.Solubilidad del amoniaco en agua

El Amoniaco se disuelve fácilmente en agua. El punto de congelación del agua es considerablemente menor debido al amoniaco. 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 amoniaco libre de humedad. El punto de congelación del amoniaco es -77.9°C . Pero esta temperatura puede llegar a ser menor proporcionalmente a la cantidad de agua disuelta en el amoniaco.

5.5.4. Manejo y disposición de residuos con presencia de amoníaco

5.5.4.1.Equipos de protección personal

5.5.4.1.1. Ropa de trabajo

Camisas ordinarias, pantalones, zapatos y otras prendas de trabajo generalmente no se consideran EPP, a pesar de que las etiquetas de los productos químicos a menudo indican que los elementos específicos de la ropa de trabajo se deberían usar durante ciertas actividades. La ropa de trabajo debe ser de un material resistente y debe estar libre de agujeros y desgarros. El cuello de las camisas debe ser completamente apretado para

proteger la parte inferior del cuello. Cuanto más apretado el tejido de la tela, mejor es la protección. En algunos casos, la etiqueta del producto requiere el uso de un overol, un traje resistente a productos químicos, o un delantal resistente a productos químicos sobre la ropa de trabajo.

5.5.4.1.2. Overoles

La protección ofrecida por la ropa resistente químicamente depende de la tela, y en las características de diseño tales como solapas sobre cremalleras, elásticos en las muñecas y los tobillos, y las costuras que se enlazan y se sellan. Los overoles deben ser de un material resistente, como algodón, poliéster, una mezcla de algodón y material sintético, mezclilla, o una tela no tejida tal como Tyvek® (Figura 5-1). Cuando se usa un overol, la abertura debe ser cerrada de forma segura para que todo el cuerpo (excepto los pies, las manos, el cuello y la cabeza) este cubierto. Con trajes de dos piezas, la camisa o chaqueta no deben estar metidas en la cintura, más bien la camisa debe extenderse muy por debajo de la cintura y en forma floja alrededor de las caderas. Los overoles bien diseñados que ofrecen protección contra los químicos son contruidos relativamente apretados, tienen costuras selladas y ajustadas, la superposición de los cierres no permite huecos y no se desabrochan fácilmente. Por ejemplo, muchos overoles tienen cremalleras que están cubiertas por las solapas para mayor protección. Algunos overoles, tales como los hechos de Tyvek® son resistentes al agua y desechables.



Figura 5- 2. Overol de tyvek

5.5.4.1.3. Delantal resistente a productos químicos

Un delantal protege de salpicaduras y derrames, y protege overoles u otra ropa. Los delantales deben considerarse siempre que se manejen químicos concentrados. La etiqueta del químico puede requerir el uso de un delantal resistente a productos químicos durante la mezcla o la carga de una sustancia toxica, corrosiva o la limpieza del equipo de aplicación. Algunos delantales están fuertemente contruidos, pero delantales ligeros desechables también están disponibles comercialmente (Figura 5-3). Un delantal puede suponer un peligro para la seguridad cuando se trabaja alrededor de equipo con partes móviles. En esa situación, un traje resistente a productos químicos sería una mejor elección.



Figura 5- 3. Delantal ligero y desechable

5.5.4.1.4. Guantes

Las partes del cuerpo que tienen la máxima exposición a productos químicos son las manos y los antebrazos. Una investigación ha demostrado que los trabajadores que manipulan químicos recibieron un 85 por ciento de la exposición total en las manos y 13 por ciento en los antebrazos. El mismo estudio mostró que usando guantes se redujo la exposición en al menos un 98 por ciento en los aplicadores que tuvieron derrames durante la mezcla o la aplicación del químico. Como resultado, la mayoría de las etiquetas de los productos requieren el uso de guantes impermeables o resistentes a productos químicos durante la manipulación y mezcla. Los guantes deben ser usados en cualquier situación donde el químico pueda entrar en contacto con las manos, como cuando se trabaja alrededor de equipo contaminado o superficies.

Los guantes resistentes a productos químicos se fabrican de dos tipos. El primero tipo es el de silueta de la mano. Este guante está hecho por troquelado a partir de un esquema de dos dimensiones de una mano de una película de plástico. Dos de estas formas de mano planas se sueldan alrededor de los bordes para formar un guante. La mayoría de los guantes fabricados en polietileno se construyen de esta manera. Los guantes de silueta de la mano pueden ser ineficaces debido a un mal ajuste, pérdida de destreza, y dificultad de mantener los guantes en las manos. El segundo tipo y más común, son guantes resistentes a productos químicos hechos por moldeo por inmersión, es decir, por la inmersión de un molde de la mano en un líquido que contiene el polímero. En este tipo de guantes se diferencian la mano derecha de la izquierda y están dimensionados. Estos guantes proporcionan un mejor

ajuste y destreza. Algunos de los guantes sumergidos cuentan con los dedos curvos, que proporcionan un confort adicional.

Espesor del guante se describe en unidades de milésimas de pulgada (1 mil = 0,001 pulgadas). En general, la eficacia de la barrera, y su resistencia a la rotura y la punción, aumentan con el espesor del guante. Los guantes disponibles comercialmente varían en espesor de 1 a 60 milésimas de pulgada. Los más utilizados son entre 12 y 22 mils.



Figura 5- 4. Guantes de Hule butílico



Figura 5- 5. Guantes de cloruro de polivinilo

5.5.4.1.5. Calzado

Los zapatos y los calcetines son a menudo suficientes para proteger los pies durante las actividades de manipulación. Cuando se manejan ciertos químicos, los zapatos de lona y cuero no ofrecen protección suficiente por la misma razón que los guantes hechos de estos

materiales no son protectores. Las etiquetas de los productos de estos químicos requieren el uso de calzado a prueba de agua o resistente a productos químicos, lo que podría significar usar cubre zapatos (Figura 5-5) o botas. Si existe la posibilidad que el producto químico haga contacto con las piernas o pies es necesario usar botas resistentes a productos químicos que se extiendan más allá de los tobillos y menos de la mitad de la rodilla. Use botas impermeables al entrar o caminar por las zonas expuestas al producto químico utilizado.



Figura 5- 6. Cubre zapatos diseñados para su uso durante la manipulación de químicos.

5.5.4.1.6. Protección de ojos y rostro

Los ojos son muy sensibles a las sustancias químicas contenidas en algunas formulaciones de químicos, especialmente concentrados. Gafas, máscaras y lentes de seguridad con protecciones en ambos lados de la frente son ejemplos de gafas de protección (Figura 5-6 y Figura 5-7).



Figura 5- 7. Gafas

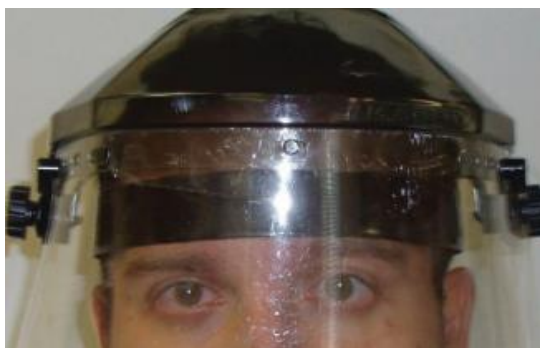


Figura 5- 8. Mascara de cobertura completa

5.5.4.1.7. Protección de vías respiratorias

Los respiradores protegen de respirar aire contaminado con químicos. Varias formulaciones de químicos plaguicidas requieren diferentes tipos de respiradores. La etiqueta le dará instrucciones específicas si es necesario, y si es así, qué tipo. Los respiradores son la pieza más especializada de los equipos de protección personal para el trabajo con químicos, y la correcta selección es complicada.

Uno de los dos tipos más comunes de respiradores es el respirador purificador de aire. Algunos respiradores purificadores de aire cubren toda la cara, existen también medias máscaras, menos costosas, que cubren la nariz y la boca. Estos respiradores deben utilizarse únicamente cuando hay suficiente oxígeno. Respiradores purificadores de aire tienen cartuchos químicos o filtros mecánicos para eliminar los contaminantes del aire como el aire que entra en el respirador. Los cartuchos químicos se llenan con carbono activado, que tiene una capacidad de absorción muy alta para gases y vapores. Cada cartucho químico posee un código de color para indicar el uso para el que fue diseñado. Los filtros mecánicos proveen protección al atrapar las particulitas en el material de filtro poroso. La mayoría de

los purificadores de aire (Figura 5-8) funcionan bajo presión negativa, es decir, dependen de la potencia de los pulmones del usuario para extraer el aire a través de los elementos de filtro.



Figura 5- 9. Filtro purificador de aire

El segundo tipo básico de respiradores es el respirador suplidor de atmósfera. Este tipo de respirador suministra una fuente independiente de aire respirable y se utiliza en condiciones donde el oxígeno es deficiente o el aplicador está expuesto a altas concentraciones de químico muy tóxicos en áreas cerradas. El aire respirable se suministra al usuario desde una fuente independiente a través de una línea de aire, o el usuario transporta el oxígeno en un tanque. Estos respiradores son relativamente caros y deben ser revisados e inspeccionados por personal calificado.

5.5.4.2.Mantenimiento de Equipo de Protección Personal

Cuando una actividad de manipulación de pesticidas se ha completado, los EPP deben ser retirados de inmediato. El exterior de los guantes se debe lavar con detergente y agua antes de retirar el resto del EPP. Posteriormente, el exterior de los otros elementos resistentes a productos químicos debe lavar antes de quitarse los guantes.

5.5.4.2.1. Desechables

Los artículos desechables del EPP no están diseñados para ser limpiados y reutilizados y deben ser desechados cuando se contaminan con químicos. Guantes, calzado y delantales resistentes a químicos y etiquetados como desechables están diseñados para ser usados una sola vez y luego se desechan. Estos artículos son de vinilo delgado, látex o polietileno. Estos materiales desechables de bajo costo puede ser una buena opción para las actividades de manejo de pesticidas breves que requieren destreza, siempre y cuando la actividad no rasgue el plástico fino.

5.5.4.2.2. Reusables

Algunos elementos del EPP, tales como trajes de goma y de plástico, guantes, botas, delantales, capas y sombreros, están diseñados para ser limpiados y reutilizados varias veces. Sin embargo, no se debe continuar usándolos cuando ya no son capaces de proporcionar una protección adecuada. Ellos pueden ser revisados por roturas y fugas utilizando el agua de enjuague para formar un “globo” y/o sostener los elementos contra la luz. Incluso si no hay signos evidentes de desgaste, los elementos reutilizables del EPP deben ser sustituidos periódicamente. La capacidad de un material resistente a productos químicos para resistir los químicos disminuye cada vez que se use el material. Una buena regla de oro es desechar los guantes que han sido usados por unos 5 a 7 días laborales. Guantes para trabajo pesado, tales como los hechos de butilo o caucho de nitrilo, puede durar tanto como 10 a 14 días. El costo de reemplazar los guantes con frecuencia es una sabia inversión. Calzado, delantales, sombreros y trajes de protección puede durar más que los guantes porque generalmente reciben menos exposición a los químicos y menos

abrazión de las superficies rugosas. La mayoría de gafas protectoras y los cuerpos de los respiradores, las piezas de las caretas y los cascos están diseñados para ser limpiados y reutilizados. Estos artículos pueden durar muchos años si son de buena calidad y se mantienen correctamente.

5.5.4.3. Disposición de residuos producto de amoniaco

5.5.4.3.1. Tipos de Residuos

- Recipientes con residuos de gas amoniaco.
- Agua que al estar en contacto con el amoniaco forman álcalis corrosivos

5.5.4.3.2. Formas de Almacenamiento de los Residuos Generados

Los residuos líquidos se recogerán en recipientes herméticos plásticos de PVC, polipropileno. No almacenar en contenedores metálicos. El almacenamiento se debe realizar en lugares ventilados, frescos y secos, lejos de fuentes de calor, ignición y de la acción directa de los rayos solares. Los recipientes y cilindros deteriorados se deben almacenar en lugares ventilados, a nivel de piso, secos, frescos, protegidos de la acción de la luz solar y de la lluvia. Separado de sustancias combustibles y agentes reductores.

5.5.4.3.3. Recomendaciones para el Transporte

El rotulado y etiquetado de los embalajes y envases de las mercancías peligrosas debe cumplir con lo establecido para cada clase en la Norma Técnica.

Ningún vehículo automotor que transporte mercancías peligrosas podrá transitar por las vías públicas con carga que sobresalga por su extremo delantero. Cada contenedor deberá

estar asegurado al vehículo por los dispositivos necesarios, los cuales estarán dispuestos, como mínimo, en cada una de las cuatro esquinas del contenedor.

Para el transporte de mercancías peligrosas se debe cumplir con requisitos mínimos tales como:

La carga en el vehículo deberá estar debidamente acomodada, estibada, apilada, sujeta y cubierta de tal forma que no presente peligro para la vida de las personas y el medio ambiente; que no se arrastre en la vía, no caiga sobre esta, no interfiera la visibilidad del conductor, no comprometa la estabilidad o conducción del vehículo, no oculte las luces, incluidas las de frenado, direccionales y las de posición, así como tampoco los dispositivos y rótulos de identificación reflectivos y las placas de identificación

Para camiones, remolques y semirremolques tipo tanque, los rótulos deben estar fijos, y para las demás unidades de transporte serán removibles, además, deben estar ubicados a dos (2) metros de distancia en la parte lateral de la unidad de transporte, a una altura media que permita su lectura; el material de los rótulos debe ser reflectivo.

También se debe contar con los elementos básicos para atención de emergencias tales como: extintor de incendios, ropa protectora, linterna, botiquín de primeros auxilios, equipo para recolección y limpieza, material absorbente y los demás equipos y dotaciones especiales de acuerdo con lo estipulado en la Tarjeta de Emergencia.

5.5.4.3.4. Tratamiento y/o Disposición Final

Los residuos sólidos tales como recipientes o cilindros deteriorados, serán dispuestos a través de las empresas gestoras de residuos peligrosos que cuenten con licencia ambiental. Los residuos líquidos contaminados con amoníaco serán neutralizados con dióxido de carbono, ácido acético (vinagre) o solución de ácido clorhídrico hasta pH neutro generando una solución que no es corrosiva, la cual se puede disponer a través del sistema de alcantarillado, previo cumplimiento de lo establecido en las normas medio ambientales. Cuando mediante la neutralización de las aguas residuales no se alcance el cumplimiento de la normativa se debe recurrir a tratamientos adicionales o enviar a una planta de tratamiento.

Recomendaciones

- El estudio de otras variantes en los sistemas de refrigeración como lo es la adición de hidróxidos a la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ 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.
- Es importante evaluar y corregir la posición de cada componente del sistema de refrigeración y así como la entrada y salida del flujo.
- Implementar planes de mantenimiento basado en Mantenimiento Preventivo, en lugar de paradas imprevistas, reparaciones costosas, interrupciones a la producción.
- 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 NH_3 . Antes de operar estos equipos de refrigeración, se recomienda brindar una charla de seguridad a todos los involucrados en el uso de este equipo, a fin de que puedan tener en cuenta todos los riesgos y medidas de protecciones necesarias para poder mitigarlos.

Conclusiones

- ✓ El desarrollo termodinámico de los sistemas de amoniaco, es una buena alternativa para obtener las condiciones de operación requeridos por estos sistemas según su aplicación.
- ✓ El dimensionamiento de los elementos del sistema de refrigeración por absorción de amoniaco es uno de los factores más importantes a la hora de comenzar su construcción por tal razón es imprescindible realizar un corrector análisis termodinámico, ya que cualquier error durante este proceso, puede resultar en un mal dimensionamiento.
- ✓ Los sistemas de refrigeración por absorción que usan amoníaco, requieren de experiencia práctica, conocimientos teóricos, y destreza constructiva. Además, también requiere conocimiento del comportamiento dinámico, térmico, y el empleo de estrategias de mantenimiento preventivo y correctivo, como son inspecciones del estado actual, ejecutadas en forma regular, y detección temprana de fallas para evitar daños.
- ✓ Una de las dificultades que se presentan a la hora de la construir los sistemas de refrigeración por absorción, es la selección de materiales para la construcción del mismo. El empleo de amoniaco como refrigerante limita, la amplia gama de metales que pueden ser utilizados, debido a la alta corrosividad del amoniaco.
- ✓ El empleo de amoniaco como refrigerantes, requiere de ciertos controles tanto para su manipulación, almacenamiento y disposición de desechos provenientes del mismo, por tanto, es de gran importancia para la salud y el cuidado personal, el uso de equipo de protección personal y establecer protocolos de mantenimiento para el manejo y almacenamiento de los elementos que puedan estar contaminados con amónico.

Bibliografía

- A.G., C. C. (s.f.). *Manual de buenas prácticas en refrigeración con amoníaco*. Obtenido de cchryc.cl: <http://cchryc.cl/manual-de-buenas-practicas-en-refrigeracion-con-amoniaco/>
- ABOSORSISTEM, S. (s.f.). *ABOSORSISTEM*. Obtenido de Funcionamiento del ciclo de absorción de simple efecto con bromuro de litio y agua, alimentado por agua caliente: <https://www.absorsistem.com/tecnologia/absorcion/funcionamiento-del-ciclo-de-absorcion-de-simple-efecto-con-bromuro-de-litio-y-agua>
- Aguilar, E. R. (10 de 2005). *DISEÑO DEL PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PARA EQUIPO DE REFRIGERACIÓN EN LAS UNIDADES DEL MINISTERIO DE SALUD Y ASISTENCIA SOCIAL EN EL ÁREA METROPOLITANA*. Guatemala.
- Boquet. (24 de 12 de 2019). *Boquet Ingeniería Energética*. Obtenido de <http://www.boquet.cat/es/tendencias-refrigerantes-naturales-y-hfo/>
- Cámara Chilena de Refrigeración con Amoníaco. (11 de 2016). *Manual de Buenas Prácticas en Refrigeración con Amoníaco rev.2*. Obtenido de www.cchryc.cl
- Cengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2006). *Mecánica de fluidos, fundamentos y aplicaciones*. México: McGraw-Hill.
- Danfoss. (2014). Manual de aplicación. *Aplicación de refrigeración industrial con amoníaco y CO₂*, 152.
- educativa, B. D. (s.f.). *Biblioteca Digital del ILCE*. Obtenido de http://bibliotecadigital.ilce.edu.mx/sites/ciencia/volumen2/ciencia3/093/html/sec_6.html
- Espinosa, B. S. (11 de 1997). *Diseño y mantenimiento de equipos de transferencia de calor*. Nuevo Leon, Mexico.
- Fishel, F. M. (3 de 10 de 2018). *UF IFAS Extension*. Obtenido de University of Florida: <https://edis.ifas.ufl.edu/publication/PI243>
- Franco, C. A. (25 de 04 de 2008). *Open Course Ware Universidad de Sevilla*. Obtenido de http://ocwus.us.es/arquitectura-e-ingenieria/operaciones-basicas/contenidos1/tema7/pagina_02.htm.
- Guzman, M. E. (2010). *Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico*. San Salvador.
- Himmelblau, D. M. (1997). *Principios básicos y cálculos en ingeniería química*. México: Pretince-Hall.
- Holman, J. P. (1999). *Transferencia de Calor* (10ma ed.). México: CECSA.

- Holman, J. P. (2010). *Heat Transfer* (10th ed.). New York: McGraw-Hill.
- Hougen, O. A., Watson, K. M., & Ragatz, R. A. (2006). *Principios de los procesos químicos*. REVERTÉ
- Kakac, S., & Liu, H. (2002). *Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design*. USA: CRC PRESS.
- Kern, D. Q. (1965). *Process Heat Transfer*. Tokyo: McGraw-Hill.
- Kharagpur. (2008). *Refrigeration & Air Conditioning*. India.
- LOYA, J. A. (Agosto de 2018). *Universidad Politecnica Salesiana (Sede Quito)*. Obtenido de Diseño y Construcción de un sistema de enfriamiento por absorcion de calor con una capacidad de 1320 J/MIN, con la utilizacion de un colector térmico.:
<https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/15968/1/UPS-ST003730.pdf>
- MUNDOHVAC&R. (02 de 2008). *MUNDOHVAC&R*. Obtenido de
<https://www.mundohvacr.com.mx/2008/02/valvulas-de-expansion-funcionamiento-y-seleccion-de-la-adecuada/>
- Perry, R. H. (s.f.). *Manual del ingeniero químico* (3ra ed.). McGraw-Hill.
- Reid, R. C., Prausnitz, J. M., & Poling, B. E. (1987). *The properties of gases and liquids* (4th ed.). McGraw-Hill.
- Roberts, E. B. (s.f.). *HERITAGE GROUP WEBSITE*. Obtenido de HERITAGE GROUP WEBSITE for the CHARTERED INSTITUTION of BUILDING SERVICES ENGINEERS: http://www.hevac-heritage.org/built_environment/biographies/surnames_B-G/carre/C1-CARRE.pdf
- Sanchez, S. A. (24 de 12 de 2019). *monografias.com*. Obtenido de Historia de la refrigeración:
<https://www.monografias.com/trabajos81/historia-refrigeracion/historia-refrigeracion.shtml>
- Streeter, V. L. (1999). *Mecánica de Fluidos*. Colombia: McGraw-Hill.
- Threlkeld, J. L. (1973). *Ingeniería del Ambito Térmico*. Prentice-Hall International, Inc.

Anexos

Tablas

A3.1. Dimensiones para tuberías de acero

Nominal pipe size, in	OD, in	Schedule no.	Wall Thickness, in	ID, in	Metal sectional area, in ²	Inside cross-sectional area, ft ²
1/8	0.405	40	0.068	0.269	0.072	0.00040
		80	0.095	0.215	0.093	0.00025
1/4	0.540	40	0.088	0.364	0.125	0.00072
		80	0.119	0.302	0.157	0.00050
3/8	0.675	40	0.091	0.493	0.167	0.00133
		80	0.126	0.423	0.217	0.00098
1/2	0.840	40	0.109	0.622	0.250	0.00211
		80	0.147	0.546	0.320	0.00163
3/4	1.050	40	0.113	0.824	0.333	0.00371
		80	0.154	0.742	0.433	0.00300
1	1.315	40	0.133	1.049	0.494	0.00600
		80	0.179	0.957	0.639	0.00499
1 1/2	1.900	40	0.145	1.610	0.799	0.01414
		80	0.200	1.500	1.068	0.01225
		160	0.281	1.338	1.429	0.00976
2	2.375	40	0.154	2.067	1.075	0.02330
		80	0.218	1.939	1.477	0.02050
3	3.500	40	0.216	3.068	2.228	0.05130
		80	0.300	2.900	3.016	0.04587
4	4.500	40	0.237	4.026	3.173	0.08840
		80	0.337	3.826	4.407	0.7986
5	5.563	40	0.258	5.047	4.304	0.1390
		80	0.375	4.813	6.122	0.1263
		120	0.500	4.563	7.953	0.1136
		160	0.625	4.313	9.696	0.1015
6	6.625	40	0.280	6.065	5.584	0.2006
		80	0.432	5.761	8.405	0.1810
10	10.75	40	0.365	10.020	11.90	0.5475
		80	0.500	9.750	16.10	0.5185

Referencia: Hollman J.P. (2010). *Heat Transfer 10th ed. Table A-11*

A3.2. Propiedades de agua (liquido saturado)

Note: $Gr_x Pr = \left(\frac{g\beta\rho^2 c_p}{\mu k} \right) x^3 \Delta T$							
°F	°C	c_p kJ/kg · °C	ρ kg/m ³	μ kg/m · s	k W/m · °C	Pr	$\frac{g\beta\rho^2 c_p}{\mu k}$ 1/m ³ · °C
32	0	4.225	999.8	1.79×10^{-3}	0.566	13.25	
40	4.44	4.208	999.8	1.55	0.575	11.35	1.91×10^9
50	10	4.195	999.2	1.31	0.585	9.40	6.34×10^9
60	15.56	4.186	998.6	1.12	0.595	7.88	1.08×10^{10}
70	21.11	4.179	997.4	9.8×10^{-4}	0.604	6.78	1.46×10^{10}
80	26.67	4.179	995.8	8.6	0.614	5.85	1.91×10^{10}
90	32.22	4.174	994.9	7.65	0.623	5.12	2.48×10^{10}
100	37.78	4.174	993.0	6.82	0.630	4.53	3.3×10^{10}
110	43.33	4.174	990.6	6.16	0.637	4.04	4.19×10^{10}
120	48.89	4.174	988.8	5.62	0.644	3.64	4.89×10^{10}
130	54.44	4.179	985.7	5.13	0.649	3.30	5.66×10^{10}
140	60	4.179	983.3	4.71	0.654	3.01	6.48×10^{10}
150	65.55	4.183	980.3	4.3	0.659	2.73	7.62×10^{10}
160	71.11	4.186	977.3	4.01	0.665	2.53	8.84×10^{10}
170	76.67	4.191	973.7	3.72	0.668	2.33	9.85×10^{10}
180	82.22	4.195	970.2	3.47	0.673	2.16	1.09×10^{11}
190	87.78	4.199	966.7	3.27	0.675	2.03	
200	93.33	4.204	963.2	3.06	0.678	1.90	
220	104.4	4.216	955.1	2.67	0.684	1.66	
240	115.6	4.229	946.7	2.44	0.685	1.51	
260	126.7	4.250	937.2	2.19	0.685	1.36	
280	137.8	4.271	928.1	1.98	0.685	1.24	
300	148.9	4.296	918.0	1.86	0.684	1.17	
350	176.7	4.371	890.4	1.57	0.677	1.02	
400	204.4	4.467	859.4	1.36	0.665	1.00	
450	232.2	4.585	825.7	1.20	0.646	0.85	
500	260	4.731	785.2	1.07	0.616	0.83	
550	287.7	5.024	735.5	9.51×10^{-5}			
600	315.6	5.703	678.7	8.68			

Referencia: Hollman J.P. (2010). Heat Transfer 10th ed. Table A-9

A3.3. Valores de propiedad para metales

Metal	Properties at 20°C				Thermal conductivity k , W/m · °C									
	ρ kg/m ³	c_p kJ/kg · °C	k W/m · °C	$\alpha \times 10^5$ m ² /s	-100°C -148°F	0°C 32°F	100°C 212°F	200°C 392°F	300°C 572°F	400°C 752°F	600°C 1112°F	800°C 1472°F	1000°C 1832°F	1200°C 2192°F
Aluminum:														
Pure	2,707	0.896	204	8.418	215	202	206	215	228	249				
Al-Cu (Duralumin), 94–96% Al, 3–5% Cu, trace Mg	2,787	0.883	164	6.676	126	159	182	194						
Al-Si (Silumin, copper-bearing), 86.5% Al, 1% Cu	2,659	0.867	137	5.933	119	137	144	152	161					
Al-Si (Alusil), 78–80% Al, 20–22% Si	2,627	0.854	161	7.172	144	157	168	175	178					
Al-Mg-Si, 97% Al, 1% Mg, 1% Si, 1% Mn	2,707	0.892	177	7.311		175	189	204						
Lead	11,373	0.130	35	2.343	36.9	35.1	33.4	31.5	29.8					
Iron:														
Pure	7,897	0.452	73	2.034	87	73	67	62	55	48	40	36	35	36
Wrought iron, 0.5% C	7,849	0.46	59	1.626		59	57	52	48	45	36	33	33	33
Steel (C max \approx 1.5%):														
Carbon steel														
C \approx 0.5%	7,833	0.465	54	1.474		55	52	48	45	42	35	31	29	31
1.0%	7,801	0.473	43	1.172		43	43	42	40	36	33	29	28	29
1.5%	7,753	0.486	36	0.970		36	36	36	35	33	31	28	28	29

Referencia: Hollman J.P. (2010). Heat Transfer 10th ed. Table A-2

A3.4. Factores de incrustación

Type of fluid	Fouling factor, $\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}/\text{Btu}$	$\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$
Seawater, below 125°F	0.0005	0.00009
Above 125°F	0.001	0.002
Treated boiler feedwater above 125°F	0.001	0.0002
Fuel oil	0.005	0.0009
Quenching oil	0.004	0.0007
Alcohol vapors	0.0005	0.00009
Steam, non-oil-bearing	0.0005	0.00009
Industrial air	0.002	0.0004
Refrigerating liquid	0.001	0.0002

Referencia: *Hollman J.P. (2010). Heat Transfer 10th ed. Table 10.2*

A3.5. Gravedad especifica

Compound	Mol. wt.	ρ^*	Compound	Mol. wt.	ρ^*
Acetaldehyde.....	44.1	0.78	Ethyl iodide.....	155.9	1.93
Acetic acid, 100 %.....	60.1	1.05	Ethyl glycol.....	88.1	1.04
Acetic acid, 70 %.....	1.07	Formic acid.....	46.0	1.22
Acetic anhydride.....	102.1	1.08	Glycerol, 100 %.....	92.1	1.26
Acetone.....	58.1	0.79	Glycerol, 50 %.....	1.13
Allyl alcohol.....	58.1	0.86	n-Heptane.....	100.2	0.68
Ammonia, 100 %.....	17.0	0.61	n-Hexane.....	86.1	0.66
Ammonia, 26 %.....	0.91	Isopropyl alcohol.....	60.1	0.79
Amyl acetate.....	130.2	0.88	Mercury.....	200.6	13.55
Amyl alcohol.....	88.2	0.81	Methanol, 100 %.....	32.5	0.79
Aniline.....	93.1	1.02	Methanol, 90 %.....	0.82
Anisole.....	108.1	0.99	Methanol, 40 %.....	0.94
Arsenic trichloride.....	181.3	2.16	Methyl acetate.....	74.9	0.93
Benzene.....	78.1	0.88	Methyl chloride.....	50.5	0.92
Brine, CaCl ₂ 25 %.....	1.23	Methyl ethyl ketone.....	72.1	0.81
Brine, NaCl 25 %.....	1.19	Naphthalene.....	128.1	1.14
Bromotoluene, ortho.....	171.0	1.42	Nitric acid, 95 %.....	1.50
Bromotoluene, meta.....	171.0	1.41	Nitric acid, 60 %.....	1.38
Bromotoluene, para.....	171.0	1.39	Nitrobenzene.....	123.1	1.20
n-Butane.....	58.1	0.60	Nitrotoluene, ortho.....	137.1	1.16
i-Butane.....	58.1	0.60	Nitrotoluene, meta.....	137.1	1.16
Butyl acetate.....	116.2	0.88	Nitrotoluene, para.....	137.1	1.29
n-Butyl alcohol.....	74.1	0.81	n-Octane.....	114.2	0.70
i-Butyl alcohol.....	74.1	0.82	Octyl alcohol.....	130.23	0.82
n-Butyric acid.....	88.1	0.96	Pentachloroethane.....	202.3	1.67
i-Butyric acid.....	88.1	0.96	n-Pentane.....	72.1	0.63
Carbon dioxide.....	44.0	1.29	Phenol.....	94.1	1.07
Carbon disulfide.....	76.1	1.29	Phosphorus tribromide.....	270.8	2.85
Carbon tetrachloride.....	153.8	1.60	Phosphorus trichloride.....	137.4	1.57
Chlorobenzene.....	112.6	1.11	Propane.....	44.1	0.59
Chloroform.....	119.4	1.49	Propionic acid.....	74.1	0.99
Chlorosulfonic acid.....	116.5	1.77	n-Propyl alcohol.....	60.1	0.80
Chlorotoluene, ortho.....	126.6	1.08	n-Propyl bromide.....	123.0	1.35
Chlorotoluene, meta.....	126.6	1.07	n-Propyl chloride.....	78.5	0.89
Chlorotoluene, para.....	126.6	1.07	n-Propyl iodide.....	170.0	1.75
Cresol, meta.....	108.1	1.08	Sodium.....	23.0	0.97
Cyclohexanol.....	100.2	0.96	Sodium hydroxide, 50 %.....	1.53
Dibromo methane.....	187.9	2.09	Stannic chloride.....	280.5	2.23
Dichloro ethane.....	99.0	1.17	Sulfur dioxide.....	64.1	1.38
Dichloro methane.....	88.9	1.34	Sulfuric acid, 100 %.....	98.1	1.83
Diethyl oxalate.....	146.1	1.08	Sulfuric acid, 98 %.....	1.84
Dimethyl oxalate.....	118.1	1.42	Sulfuric acid, 60 %.....	1.50
Diphenyl.....	154.2	0.99	Sulfuryl chloride.....	135.0	1.67
Dipropyl oxalate.....	174.1	1.02	Tetra chloroethane.....	167.9	1.60
Ethyl acetate.....	88.1	0.90	Tetra chloroethylene.....	165.9	1.63
Ethyl alcohol, 100 %.....	46.1	0.79	Titanium tetrachloride.....	189.7	1.73
Ethyl alcohol, 95 %.....	0.81	Toluene.....	92.1	0.87
Ethyl alcohol, 40 %.....	0.94	Trichloroethylene.....	131.4	1.46
Ethyl benzene.....	106.1	0.87	Vinyl acetate.....	86.1	0.93
Ethyl bromide.....	108.9	1.43	Water.....	18.0	1.0
Ethyl chloride.....	64.5	0.92	Xylene, ortho.....	106.1	0.87
Ethyl ether.....	74.1	0.71	Xylene, meta.....	106.1	0.86
Ethyl formate.....	74.1	0.92	Xylene, para.....	106.1	0.86

* At approximately 65°F. These values will be satisfactory, without extrapolation, for most engineering problems.

Referencia: Donald Q. Kern (1999), Process Heat Transfer. Table 6

A3.6. Propiedades de gases a presión atmosférica

Values of μ , k , c_p , and Pr are not strongly pressure-dependent for He, H ₂ , O ₂ , and N ₂ and may be used over a fairly wide range of pressures							
T, K	ρ , kg/m ³	c_p , kJ/kg·°C	μ , kg/m·s	ν , m ² /s	k , W/m·°C	α , m ² /s	Pr
Carbon dioxide							
220	2.4733	0.783	11.105×10^{-6}	4.490×10^{-6}	0.010805	0.05920×10^{-4}	0.818
250	2.1657	0.804	12.590	5.813	0.012884	0.07401	0.793
300	1.7973	0.871	14.958	8.321	0.016572	0.10588	0.770
350	1.5362	0.900	17.205	11.19	0.02047	0.14808	0.755
400	1.3424	0.942	19.32	14.39	0.02461	0.19463	0.738
450	1.1918	0.980	21.34	17.90	0.02897	0.24813	0.721
500	1.0732	1.013	23.26	21.67	0.03352	0.3084	0.702
550	0.9739	1.047	25.08	25.74	0.03821	0.3750	0.685
600	0.8938	1.076	26.83	30.02	0.04311	0.4483	0.668
Ammonia, NH₃							
273	0.7929	2.177	9.353×10^{-6}	1.18×10^{-5}	0.0220	0.1308×10^{-4}	0.90
323	0.6487	2.177	11.035	1.70	0.0270	0.1920	0.88
373	0.5590	2.236	12.886	2.30	0.0327	0.2619	0.87
423	0.4934	2.315	14.672	2.97	0.0391	0.3432	0.87
473	0.4405	2.395	16.49	3.74	0.0467	0.4421	0.84
Water vapor							
380	0.5863	2.060	12.71×10^{-6}	2.16×10^{-5}	0.0246	0.2036×10^{-4}	1.060
400	0.5542	2.014	13.44	2.42	0.0261	0.2338	1.040
450	0.4902	1.980	15.25	3.11	0.0299	0.307	1.010
500	0.4405	1.985	17.04	3.86	0.0339	0.387	0.996
550	0.4005	1.997	18.84	4.70	0.0379	0.475	0.991
600	0.3652	2.026	20.67	5.66	0.0422	0.573	0.986
650	0.3380	2.056	22.47	6.64	0.0464	0.666	0.995
700	0.3140	2.085	24.26	7.72	0.0505	0.772	1.000
750	0.2931	2.119	26.04	8.88	0.0549	0.883	1.005
800	0.2739	2.152	27.86	10.20	0.0592	1.001	1.010
850	0.2579	2.186	29.69	11.52	0.0637	1.130	1.019

† Adapted to SI units from E. R. G. Eckert and R. M. Drake, *Heat and Mass Transfer*, 2nd ed. New York: McGraw-Hill, 1959.

Referencia: Hollman J.P. (2010). *Heat Transfer 10th ed. Table A.6*

A3.7. Densidad de solución acuosa para amoniaco

%	-15°C	-10°C	-5°C	0°C	5°C	10°C	20°C	25°C	%	d_4^{15}
1		0.9943	0.9954	0.9959	0.9958	0.9955	0.9939	0.993	32	0.889
2		.9906	.9915	.9919	.9917	.9913	.9895	.988	36	.877
4		.9834	.9840	.9842	.9837	.9832	.9811	.980	40	.865
8	0.970	.9701	.9701	.9695	.9686	.9677	.9651	.964	45	.849
12	.958	.9576	.9571	.9561	.9548	.9534	.9501	.948	50	.832
16	.947	.9461	.9450	.9435	.9420	.9402	.9362	.934	60	.796
20		.9353	.9335	.9316	.9296	.9275	.9229		70	.755
24		.9249	.9226	.9202	.9179	.9155	.9101		80	.711
28		.9150	.9122	.9094	.9067	.9040	.8980		90	.665
30		.9101	.9070	.9040	.9012	.8983	.8920		100	.618

Fuente: Robert H. Perry. *Manual del ingeniero químico 6 Ed, Tomo I. Table 3.32*

A3.8. Valores del coeficiente C_{sf} para diferentes combinaciones liquido-superficie.

Fluid-heating-surface combination	C_{sf}
Water-copper [11] [†]	0.013
Water-platinum [12]	0.013
Water-brass [13]	0.0060
Water-emery-polished copper [29]	0.0128
Water-ground and polished stainless steel [29]	0.0080
Water-chemically etched stainless steel [29]	0.0133
Water-mechanically polished stainless steel [29]	0.0132
Water-emery-polished and paraffin-treated copper [29]	0.0147
Water-scored copper [29]	0.0068
Water-Teflon pitted stainless steel [29]	0.0058
Carbon tetrachloride-copper [11]	0.013
Carbon tetrachloride-emery-polished copper [29]	0.0070
Benzene-chromium [14]	0.010
<i>n</i> -Butyl alcohol-copper [11]	0.00305
Ethyl alcohol-chromium [14]	0.027
Isopropyl alcohol-copper [11]	0.00225
<i>n</i> -Pentane-chromium [14]	0.015
<i>n</i> -Pentane-emery-polished copper [29]	0.0154
<i>n</i> -Pentane-emery-polished nickel [29]	0.0127
<i>n</i> -Pentane-lapped copper [29]	0.0049
<i>n</i> -Pentane-emery-rubbed copper [29]	0.0074
35% K_2CO_3 -copper [11]	0.0054
50% K_2CO_3 -copper [11]	0.0027

Referencia: *Hollman J.P. (2010). Heat Transfer 10th ed. Table 9-2*

A3.9. Propiedades de amoniaco saturado.

Temperatura, °C	Densidad ρ , kg/m ³		Entalpía de vaporización h_{fg} , kJ/kg	Calor específico c_p , J/kg · K		Conductividad térmica k , W/m · K		Viscosidad dinámica μ , kg/m · s		Número de Prandtl Pr	
	Vapor	Líquido		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor
0	0.6435	4414	1389	2242	—	0.01792	2.926 × 10 ⁻⁴	7.957 × 10 ⁻⁶	—	0	—
2	1.037	4465	1360	2322	—	0.01898	2.630 × 10 ⁻⁴	8.311 × 10 ⁻⁶	—	—	—
4	1.296	4489	1345	2369	0.5968	0.01957	2.492 × 10 ⁻⁴	8.490 × 10 ⁻⁶	1.875	1	1.875
6	1.603	4514	1329	2420	0.5853	0.02015	2.361 × 10 ⁻⁴	8.669 × 10 ⁻⁶	1.821	1	1.821
8	1.966	4538	1313	2476	0.5737	0.02075	2.236 × 10 ⁻⁴	8.851 × 10 ⁻⁶	1.769	1	1.769
10	2.391	4564	1297	2536	0.5621	0.02138	2.117 × 10 ⁻⁴	9.034 × 10 ⁻⁶	1.718	1	1.718
12	2.886	4589	1280	2601	0.5505	0.02203	2.003 × 10 ⁻⁴	9.218 × 10 ⁻⁶	1.670	1	1.670
14	3.458	4617	1262	2672	0.5390	0.02270	1.896 × 10 ⁻⁴	9.405 × 10 ⁻⁶	1.624	1	1.624
16	4.116	4645	1244	2749	0.5274	0.02341	1.794 × 10 ⁻⁴	9.593 × 10 ⁻⁶	1.580	1	1.580
18	4.870	4676	1226	2831	0.5158	0.02415	1.697 × 10 ⁻⁴	9.784 × 10 ⁻⁶	1.539	1	1.539
20	5.729	4709	1206	2920	0.5042	0.02492	1.606 × 10 ⁻⁴	9.978 × 10 ⁻⁶	1.500	1	1.500
22	6.705	4745	1186	3016	0.4927	0.02573	1.519 × 10 ⁻⁴	1.017 × 10 ⁻⁵	1.463	1	1.463
24	7.809	4784	1166	3120	0.4811	0.02658	1.438 × 10 ⁻⁴	1.037 × 10 ⁻⁵	1.430	1	1.430
26	9.055	4828	1144	3232	0.4695	0.02748	1.361 × 10 ⁻⁴	1.057 × 10 ⁻⁵	1.399	1	1.399
28	10.46	4877	1122	3354	0.4579	0.02843	1.288 × 10 ⁻⁴	1.078 × 10 ⁻⁵	1.372	1	1.372
30	12.03	4932	1099	3486	0.4464	0.02943	1.219 × 10 ⁻⁴	1.099 × 10 ⁻⁵	1.347	1	1.347
32	13.8	4993	1075	3631	0.4348	0.03049	1.155 × 10 ⁻⁴	1.121 × 10 ⁻⁵	1.327	1	1.327
34	15.78	5063	1051	3790	0.4232	0.03162	1.094 × 10 ⁻⁴	1.143 × 10 ⁻⁵	1.310	1	1.310
36	18.00	5143	1025	3967	0.4116	0.03283	1.037 × 10 ⁻⁴	1.166 × 10 ⁻⁵	1.297	1	1.297
38	20.48	5234	997.4	4163	0.4001	0.03412	9.846 × 10 ⁻⁵	1.189 × 10 ⁻⁵	1.288	1	1.288
40	23.26	5340	968.9	4384	0.3885	0.03550	9.347 × 10 ⁻⁵	1.213 × 10 ⁻⁵	1.285	1	1.285
42	26.39	5463	939.0	4634	0.3769	0.03700	8.879 × 10 ⁻⁵	1.238 × 10 ⁻⁵	1.287	1	1.287
44	29.90	5608	907.5	4923	0.3653	0.03862	8.440 × 10 ⁻⁵	1.264 × 10 ⁻⁵	1.296	1	1.296
46	33.87	5780	874.1	5260	0.3538	0.04038	8.030 × 10 ⁻⁵	1.292 × 10 ⁻⁵	1.312	1	1.312
48	38.36	5988	838.6	5659	0.3422	0.04232	7.645 × 10 ⁻⁵	1.322 × 10 ⁻⁵	1.338	1	1.338
50	43.48	6242	800.6	6142	0.3306	0.04447	7.284 × 10 ⁻⁵	1.354 × 10 ⁻⁵	1.375	1	1.375
52	49.35	6561	759.8	6740	0.3190	0.04687	6.946 × 10 ⁻⁵	1.389 × 10 ⁻⁵	1.429	1	1.429
54	56.15	6972	715.5	7503	0.3075	0.04958	6.628 × 10 ⁻⁵	1.429 × 10 ⁻⁵	1.503	2	1.503

Referencia: Yunus A. Cengel (2006). *Mecánica de Fluidos, Fundamentos y aplicaciones* 1ed. Table 9-2

A3.10: Banco de datos de propiedades para diferentes sustancias

No	Formula	Name	MoWt	Tfp K	Tb K	Tc K	Pc bar	Vc cm ³ /mol	Zc	Omega	Dipm debye
76	H2	hydrogen (normal)	2.016	14.0	20.4	33.2	13.0	65.1	0.306	-0.218	0.0
77	H2O	water	18.015	273.2	373.2	647.3	221.2	57.1	0.235	0.344	1.8
78	H2S	hydrogen sulfide	34.080	189.6	213.5	373.2	89.4	98.6	0.284	0.097	0.9
79	H3As	arsine	77.946	159.7	218.	373.1					0.2
80	H3N	ammonia	17.031	195.4	239.8	405.5	113.5	72.5	0.244	0.250	1.5
81	H3P	phosphine	33.998	140.	185.4	324.5	65.4			0.038	0.6
82	H4ClN	ammonium chloride	53.492		793.	882.	16.4			3.92	
83	H4ClP	phosphonium chloride	70.459		246.	322.3	73.7			1.64	
84	H4N2	hydrazine	32.045	274.7	386.7	653.	147.			0.316	3.0
85	H4Si	silane	32.122	88.2	161.	269.7	48.4			0.068	0.0
86	H6B2	diborane	27.668	108.	185.6	289.8	40.5			0.217	0.0
87	CBrc1F2	bromochlorodifluoromethane	165.364		269.	426.9	42.5	245.5	0.294	0.184	
88	CBr2F2	dibromodifluoromethane	209.815	132.	298.	471.3	41.3				0.7
89	CBrF3	trifluorobromomethane	148.910		215.3	340.2	39.7	195.9	0.275	0.171	0.7
90	CClF3	chlorotrifluoromethane	104.459	92.0	193.2	302.0	38.7	180.4	0.278	0.198	0.5
91	CCl2F2	dichlorodifluoromethane	120.914	115.4	245.2	385.0	41.4	216.7	0.280	0.204	0.5
92	CCl2O	phosgene	98.916	145.0	281.	455.	56.7	190.1	0.285	0.205	1.1
93	CCl3F	trichlorofluoromethane	137.368	162.0	296.9	471.2	44.1	247.8	0.279	0.189	0.5
94	CCl4	carbon tetrachloride	153.823	250.	349.9	556.4	45.6	275.9	0.272	0.193	0.0
95	CD4	deuteromethane	20.071		111.7	189.2	46.6	98.2	0.291	0.032	0.0
96	CF4	carbon tetrafluoride	88.005	86.4	145.1	227.6	37.4	139.6	0.276	0.177	0.0
97	CO	carbon monoxide	28.010	68.1	81.7	132.9	35.0	93.2	0.295	0.066	0.1
98	COs	carbonyl sulfide	60.070	134.3	223.	378.8	63.5	136.3	0.275	0.105	0.7
99	CO2	carbon dioxide	44.010	216.6	304.1	304.1	73.8	93.9	0.274	0.239	0.0
100	CS2	carbon disulfide	76.131	161.3	319.	552.	79.0	160.	0.276	0.109	0.0

No	Formula	Name	CPVAP A	CPVAP B	CPVAP C	CPVAP D	DELHF	DELGF
76	H2	hydrogen (normal)	3.224E+1	1.924E-3	1.055E-5	-3.596E-9	-2.420E+5	-2.288E+5
77	H2O	water	3.194E+1	1.436E-3	2.432E-5	-1.176E-8	-2.018E+4	-3.308E+4
78	H2S	hydrogen sulfide					1.825E+5	1.578E+5
79	H3As	arsine	2.731E+1	2.383E-2	1.707E-5	-1.185E-8	-4.572E+4	-1.616E+4
80	H3N	ammonia						
81	H3P	phosphine	2.323E+1	4.401E-2	1.303E-5	-1.593E-8	2.290E+4	2.541E+4
82	H4ClN	ammonium chloride						
83	H4ClP	phosphonium chloride						
84	H4N2	hydrazine	9.768E+0	1.895E-1	-1.657E-4	6.025E-8	9.525E+4	1.586E+5
85	H4Si	silane	1.118E+1	1.220E-1	-5.548E-5	6.840E-9	3.266E+4	5.518E+4
86	H6B2	diborane					3.140E+4	8.332E+4
87	CBrClF2	bromochlorodifluoromethane						
88	CBr2F2	dibromodifluoromethane						
89	CBrF3	trifluorobromomethane	2.188E+1	2.159E-1	-2.114E-4	7.464E-8	-6.494E+5	-6.975E+5
90	CClF3	chlorotrifluoromethane	2.281E+1	1.911E-1	-1.576E-4	4.459E-8	-6.950E+5	-6.544E+5
91	CCl2F2	dichlorodifluoromethane	3.160E+1	1.782E-1	-1.509E-4	4.342E-8	-4.815E+5	-4.425E+5
92	CCl2O	phosgene	2.809E+1	1.361E-1	-1.374E-4	5.070E-8	-2.211E+5	-2.069E+5
93	CCl3F	trichlorofluoromethane	4.098E+1	1.668E-1	-1.416E-4	4.146E-8	-2.847E+5	-2.455E+5
94	CCl4	carbon tetrachloride	4.072E+1	2.049E-1	-2.270E-4	8.843E-8	-1.005E+5	-5.828E+4
95	CD4	deuteromethane	1.249E+1	1.010E-1	-2.199E-5	-8.458E-9	-8.830E+4	-5.954E+4
96	CF4	carbon tetrafluoride	1.398E+1	2.026E-1	-1.625E-4	4.513E-8	-9.337E+5	-8.890E+5
97	CO	carbon monoxide	3.087E+1	-1.285E-2	2.789E-5	-1.272E-8	-1.106E+5	-1.374E+5
98	CO5	carbonyl sulfide	2.357E+1	7.984E-2	-7.017E-5	2.453E-8	-1.385E+5	-1.658E+5
99	CO2	carbon dioxide	1.980E+1	7.344E-2	-5.602E-5	1.715E-8	-3.938E+5	-3.946E+5
100	CS2	carbon disulfide	2.744E+1	8.127E-2	-7.666E-5	2.673E-8	1.171E+5	6.695E+4

No	Formula	Name	Eq.	VP A	VP B	VP C	VP D	Tmin	Tmax	LDEN	TDEN
76	H2	hydrogen (normal)									
77	H2O	water	1	-7.76451	1.45838	-2.77580	-1.23303	275	TC	0.998	293
78	H2S	hydrogen sulfide	2	36.067	3132.31	-3.985	653.	205	TC	0.993	214
79	H3As	arsine								1.604	209
80	H3N	ammonia	2	45.327	4104.67	-5.146	615.	220	TC	0.639	273
81	H3P	phosphine								1.529	298
82	H4ClN	ammonium chloride									
83	H4ClP	phosphonium chloride									
84	H4N2	hydrazine	2	49.476	6951.84	-5.286	1222.	350	TC	1.008	293
85	H4Si	silane								0.68	88
86	H6B2	diborane	3	8.0390	1200.78	-31.22		118	181	0.470	153
87	CBrClF2	bromochlorodifluoromethane	3	9.1295	2154.39	-32.87		178	283		
88	CBr2F2	dibromodifluoromethane	3	9.8485	2720.78	-19.35		247	296	2.462	288
89	CBrF3	trifluorobromomethane								1.538	298
90	CClF3	chlorotrifluoromethane	1	-6.78845	1.24435	-2.32601	1.45543	233	TC	1.298	243
91	CCl2F2	dichlorodifluoromethane	1	-7.01657	1.73224	-2.97909	-0.37723	155	TC	1.750	158
92	CCl2O	phosgene	1	-7.08177	1.60461	-2.57153	-1.88377	216	TC	1.381	293
93	CCl3F	trichlorofluoromethane	2	42.089	4464.14	-4.753	2138.	260	TC	1.494	290
94	CCl4	carbon tetrachloride	1	-7.07139	1.71497	-2.89930	-2.49466	250	TC	1.584	298
95	CD4	deuteromethane									
96	CF4	carbon tetrafluoride	3	9.4341	1244.55	-13.06		93	148	1.33	193
97	CO	carbon monoxide	1	-6.20798	1.27885	-1.34533	-2.56842	71	TC	0.803	81
98	COs	carbonyl sulfide	1	-6.40952	1.21015	-1.54976	-2.10074	162	TC	1.274	174
99	CO2	carbon dioxide	1	-6.95626	1.19695	-3.12614	2.99448	217	TC		
100	CS2	carbon disulfide	1	-6.63896	1.20395	-0.37653	-4.32820	277	TC	1.293	273

Referencia: "Robert C. Reid; Jhon M. Prausnitz; Bruce E. Poling, *The properties of gases & liquids 4ed*".

A3.11. Valores aproximados de coeficientes de transferencia de calor por convección.

Mode	<i>h</i>	
	W/m ² · °C	Btu/h · ft ² · °F
Across 2.5-cm air gap evacuated to a pressure of 10 ⁻⁶ atm and subjected to $\Delta T = 100^\circ\text{C} - 30^\circ\text{C}$	0.087	0.015
<i>Free convection, $\Delta T = 30^\circ\text{C}$</i>		
Vertical plate 0.3 m [1 ft] high in air	4.5	0.79
Horizontal cylinder, 5-cm diameter, in air	6.5	1.14
Horizontal cylinder, 2-cm diameter, in water	890	157
Heat transfer across 1.5-cm vertical air gap with $\Delta T = 60^\circ\text{C}$	2.64	0.46
Fine wire in air, $d = 0.02$ mm, $\Delta T = 55^\circ\text{C}$	490	86
<i>Forced convection</i>		
Airflow at 2 m/s over 0.2-m square plate	12	2.1
Airflow at 35 m/s over 0.75-m square plate	75	13.2
Airflow at Mach number = 3, $p = 1/20$ atm, $T_\infty = -40^\circ\text{C}$, across 0.2-m square plate	56	9.9
Air at 2 atm flowing in 2.5-cm-diameter tube at 10 m/s	65	11.4
Water at 0.5 kg/s flowing in 2.5-cm-diameter tube	3500	616
Airflow across 5-cm-diameter cylinder with velocity of 50 m/s	180	32
Liquid bismuth at 4.5 kg/s and 420°C in 5.0-cm-diameter tube	3410	600
Airflow at 50 m/s across fine wire, $d = 0.04$ mm	3850	678
<i>Boiling water</i>		
In a pool or container	2500–35,000	440–6200
Flowing in a tube	5000–100,000	880–17,600
<i>Condensation of water vapor, 1 atm</i>		
Vertical surfaces	4000–11,300	700–2000
Outside horizontal tubes	9500–25,000	1700–4400
<i>Dropwise condensation</i>	170,000–290,000	30,000–50,000

Referencia: Hollman J.P. (2010). *Heat Transfer 10th ed. Table 1.3*

A4.1. Válvula termostática

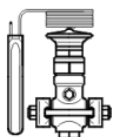
Válvulas termostáticas de inyección

TEA, para amoníaco

La válvula de expansión termostática TEA regula la inyección de refrigerante líquido en los evaporadores. Las válvulas son especialmente adecuadas para inyección de líquido en evaporadores "secos", en los cuales el recalentamiento a la salida del evaporador es proporcional a la carga de éste.



TEA, válvulas montadas



Las válvulas TEA montadas por partes para R717 se usan en sistemas de refrigeración y congelación, con capacidades nominales desde 3.5 - 295 kW (1 - 85 tons TR).

Las TEA tienen conexiones de bridas soldar acero, orificios y elementos termostáticos intercambiable e igualación de presión externa.

Máx. temp. del bulbo = 100°C.

El cuerpo de válvula está fabricado en acero GGG40.3

Long. tubo capilar = 5 m.

Máx. presión de trabajo = 19 bar (276 psig).

Máx. presión de prueba = 28.5 bar (414 psig)

Clasificado para: Grupo de Fluido 1, Categoría: Artículo 3, párrafo 3.

Tipo	Código	RangoTemp. [°C]	Entrada [in]	Salida [in]	Cap. nominal [kW]	Uds./ Pack	Precio EUR
TEA 20-1	068G6000	-50 / 0 °C	1/2 in	1/2 in	3.5 KW	6	399,00
TEA 20-2	068G6001	-50 / 0 °C	1/2 in	1/2 in	7.0 KW	6	399,00
TEA 20-3	068G6002	-50 / 0 °C	1/2 in	1/2 in	10.5 KW	6	399,00
TEA 20-5	068G6003	-50 / 0 °C	1/2 in	1/2 in	17.5 KW	6	399,00
TEA 20-8	068G6004	-50 / 0 °C	1/2 in	1/2 in	28.0 KW	6	409,00
TEA 20-12	068G6005	-50 / 0 °C	1/2 in	1/2 in	42.0 KW	6	409,00
TEA 20-20	068G6006	-50 / 0 °C	1/2 in	1/2 in	70.0 KW	6	471,60
TEA 85-33	068G6007	-50 / 0 °C	3/4 IN	3/4 IN	115 KW	1	872,30
TEA 85-55	068G6008	-50 / 0 °C	3/4 IN	3/4 IN	190 KW	1	894,40
TEA 85-85	068G6009	-50 / 0 °C	3/4 IN	3/4 IN	295 KW	1	914,00

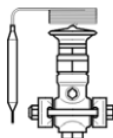
TEAT, para amoníaco

Las válvulas TEAT se utilizan para inyectar refrigerante en la línea de aspiración del sistema de refrigeración reduciendo las altas temperaturas de descarga que pueden originarse cuando el sistema trabaja con vapor de aspiración altamente recalentado.

Las válvulas TEAT en las plantas de refrigeración de doble salto para controlar la inyección de líquido en el intercambiador interno, por ejemplo, la temperatura del aceite en los compresores de tornillo.



TEAT, válvulas montadas



Refrigerantes: R 717 (NH3), R 22, R 134a, R 404A y otros refrigerantes fluorados.

Banda P = 20°C

Longitud de tubo capilar = 5 m

Máx. temperatura de bulbo = 150°C

Máx. presión de trabajo = 20 bar

Máx. presión de prueba = 30 bar

Cuerpo de válvula de acero GGG40.3

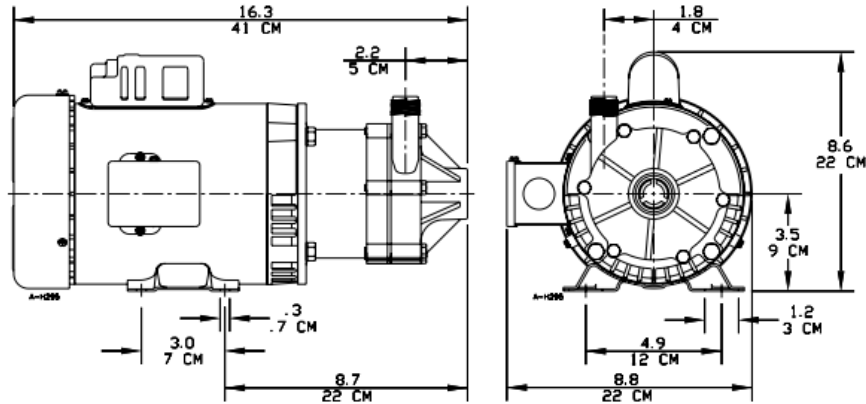
Capacidad nominal a p = 8 bar, R 717 (NH3)

Clasificado para: Grupo de Fluido 1, Categoría: Artículo 3, párrafo 3.

Tipo	Código	RangoTemp. [°C]	Entrada [in]	Salida [in]	Rango regul. [°C]	Cap. nominal [kW]	Uds./ Pack	Precio EUR
TEAT 20-2	068G6125	-	1/2 in	1/2 in	35 - 65 °C	6.4 KW	1	979,90
TEAT 20-2	068G6062	-	1/2 in	1/2 in	55 - 95 °C	6.4 KW	6	979,90
TEAT 20-2	068G6065	-	1/2 in	1/2 in	90 - 130 °C	6.4 KW	6	979,90
TEAT 20-5	068G6061	-	1/2 in	1/2 in	55 - 95 °C	16.0 KW	6	979,90
TEAT 20-8	068G6128	-	1/2 in	1/2 in	35 - 65 °C	25.6 KW	6	979,90
TEAT 20-8	068G6063	-	1/2 in	1/2 in	55 - 95 °C	25.6 KW	6	979,90
TEAT 20-20	068G6068	-	1/2 in	1/2 in	35 - 65 °C	64.0 KW	6	979,90
TEAT 20-20	068G6067	-	1/2 in	1/2 in	90 - 130 °C	64.0 KW	1	979,90
TEAT 85-33	068G6070	-	3/4 IN	3/4 IN	55 - 95 °C	106 KW	1	1.541,80
TEAT 85-55	068G6130	-	3/4 IN	3/4 IN	35 - 65 °C	173 KW	1	1.541,80
TEAT 85-55	068G6073	-	3/4 IN	3/4 IN	55 - 95 °C	173 KW	1	1.541,80
TEAT 85-85	068G6069	-	3/4 IN	3/4 IN	35 - 65 °C	274 KW	1	1.541,80

A4.2. Little Giant TE-6-MD-HC

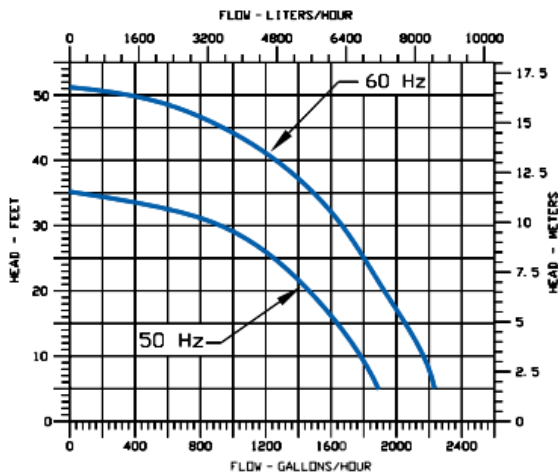
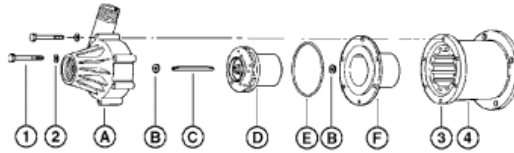
TE-6-MD-HC



NOTE: Designs and dimensions may vary for various reasons (i.e. type of motor). This information should be used as general guide rather than an unqualified guarantee. Specifications are subject to change without prior notice.

Specifications

Model No.	Item No.	Intake Size	Discharge Size	Listing(s)	HP	Volts	Hertz	Amps	Watts	Performance (GPM @ Head)					Shut Off		Power Cord (ft.)	Weight (lbs.)
										5'	10'	20'	30'	40'	Feet	PSI		
TE-6-MD-HC	586604	1" FNPT	3/4" MNPT	UR/C-CSA	1/2	115	50/60	11.6/9.4	640/835	38	36.7	31.7	28.3	21.7	51	22.1	N/A	29.00
TE-6-MD-HC	586650	1" FNPT	3/4" MNPT	UR	1/2	230	50/60	5.8/4.7	640/835									
TE-6-MD-HC	586698	1" FNPT	3/4" MNPT			460	50/60	1.8/1.8	400	38	36.7	31.7	28.3	21.7	51	22.1	N/A	34.00
TE-6-MD-HC								9/9	400									6.20



Replacement Parts

ITEM	PART NO.	DESCRIPTION
A	185114	Volute
B	187085	Thrust Washer
C	185100	Shaft
D	185158	Impeller/Bushing
E	924016	O-Ring
F	185181	Backplate
1	903712	Bolt
2	921050	Washer
3	185172	Drive Magnet
4	185162	Magnet Housing

NOTE: Parts A-F contact fluid

Little GIANT
 PO Box 12010 • Oklahoma City, OK 73157
 Phone: 800.701.7894 • Fax: 800.701.8046
 E-mail: customerservice@littlegiant.com

www.LittleGiantPump.com

Form 995785 — 01/2007

A5.1. Hoja de seguridad del amoniaco

NOMBRE DEL PRODUCTO: AMONIACO											
SIMBOLOGÍA DE RIESGOS											
EQUIPO DE PROTECCIÓN PERSONAL <p style="text-align: center;">H</p> <p>Lentes para salpicadura Mandil Respirador para vapores Guantes</p> 	 <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th colspan="2">Amoniaco</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>SALUD</td> <td>3</td> </tr> <tr> <td>INFLAMABILIDAD</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>REACTIVIDAD</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>EQUIPO DE PROTECCIÓN PERSONAL</td> <td>H</td> </tr> </tbody> </table>	Amoniaco		SALUD	3	INFLAMABILIDAD	1	REACTIVIDAD	0	EQUIPO DE PROTECCIÓN PERSONAL	H
Amoniaco											
SALUD	3										
INFLAMABILIDAD	1										
REACTIVIDAD	0										
EQUIPO DE PROTECCIÓN PERSONAL	H										
 <p style="text-align: center;">GAS TÓXICO 2.3</p>  <p style="text-align: center;">CORROSIVO 8</p> <p style="text-align: center;">ACORDE CON S.C.T.</p>	 <p style="text-align: center;">ACORDE CON S.G.A.</p>										
ESTADO FÍSICO: Líquido											
No. de ONU: 1005											
PELIGROS POTENCIALES											
Incendio o Explosión	Extremadamente inflamable, puede encenderse por calor, chispas o flamas. Los vapores pueden viajar a una fuente de ignición y regresar en flamas. El contenedor puede explotar violentamente con el calor del fuego. Hay peligro de explosión y envenenamiento por el vapor adentro y afuera de un edificio o en las alcantarillas. El escurrimiento a las alcantarillas puede originar peligro de fuego o explosión.										
Peligros a la salud	Veneno. Puede ser fatal si se inhala o se absorbe por la piel. El contacto puede causar quemaduras a la piel y ojos. El contacto con el líquido puede causar quemaduras por congelación. La ropa congelada sobre la piel debe descongelarse con agua tibia antes de quitarse.										
Medio ambiente	Los escurrimientos resultantes del control de fuego o el agua con el material diluido pueden contaminar suelo o fuentes de agua cercanas.										
EN CASO DE ACCIDENTE											
Riesgos: Si ocurre esto	Acciones: Haga esto										
Intoxicación/Exposición	Veneno. Puede ser fatal si se inhala o se absorbe por la piel. El contacto puede causar quemaduras a la piel y ojos. El contacto con el líquido puede causar quemaduras por congelación. La ropa congelada sobre la piel debe descongelarse con agua tibia antes de quitarse.										
Contaminación	Si no se expone al riesgo, elimine la fuga y diluya la concentración del gas con agua en forma de rocío.										
Primeros auxilios	Trasladar a la víctima a donde se respire aire fresco y llamar a los servicios médicos de emergencia; si la víctima no respira, aplicar respiración artificial. Si respira con dificultad, administrar oxígeno. En caso de contacto con el material, enjuagar inmediatamente la zona afectada con agua corriente al menos durante 15 minutos. Quitar y aislar la ropa y calzado contaminados. Mantener a la víctima en reposo y con temperatura corporal normal. Los efectos pueden tener acción retardada. Mantener a la víctima bajo observación. EN CUALQUIERA DE LOS CASOS BUSCAR ATENCIÓN MÉDICA INMEDIATAMENTE										
Derrame o fuga	No tocar ni caminar sobre el material derramado. Si no se expone al riesgo, detener la fuga. En derrames y fugas sin fuego debe usarse ropa de protección contra el vapor cerrada herméticamente. Usar rocío de agua para reducir el vapor, pero no introducir agua en los contenedores. En derrames pequeños, enjuagar el área con abundante agua. En derrames grandes: hacer un dique de contención adelante del líquido derramado para su adecuada disposición. Aislar el área hasta que se haya dispersado el gas.										
Incendio	Incendios pequeños: Utilice polvo químico seco o CO ₂ . Incendios grandes: Utilice rocío de agua, niebla o espuma regular. No introducir agua en los contenedores. Si no se expone al riesgo alejar el contenedor del fuego. Aplicar agua fría al lado de los contenedores expuestos a las flamas suficiente tiempo después de que se haya extinguido el fuego. Mantenerse alejado de los extremos de los tanques. Aislar el área hasta que se haya dispersado el gas										

Gráficos

B1-1. Diagrama entalpía-concentración para soluciones amoníaco-agua.

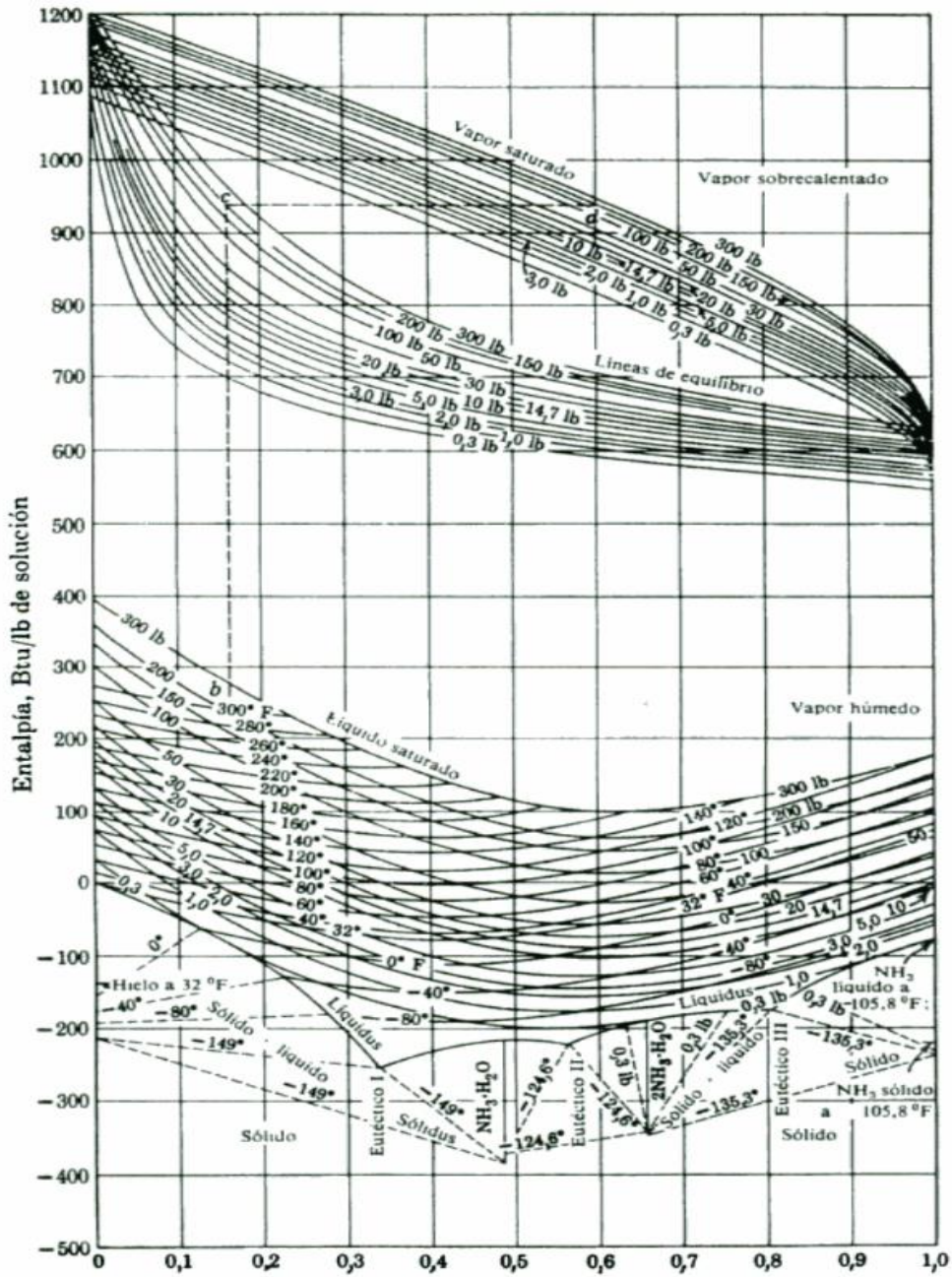
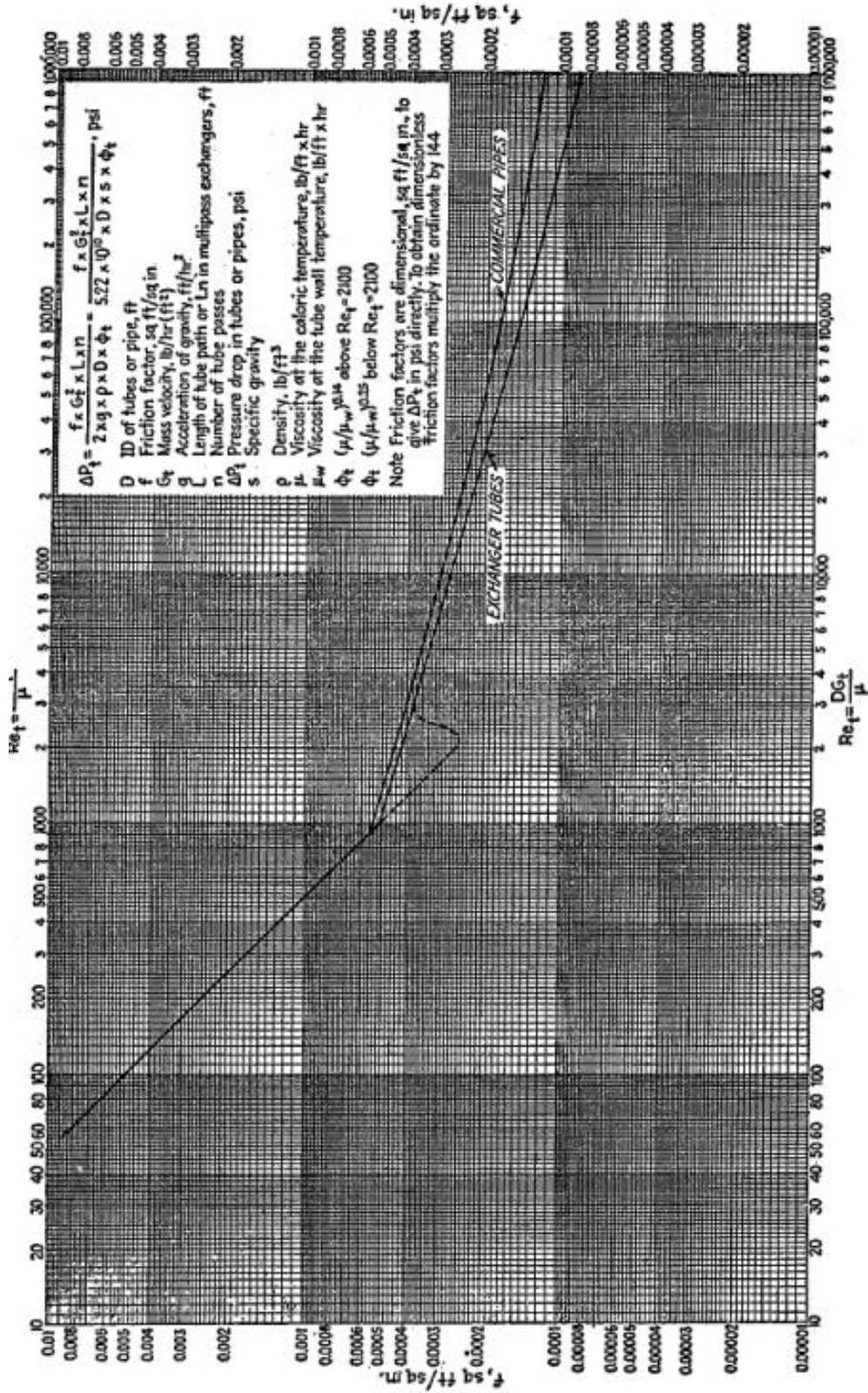


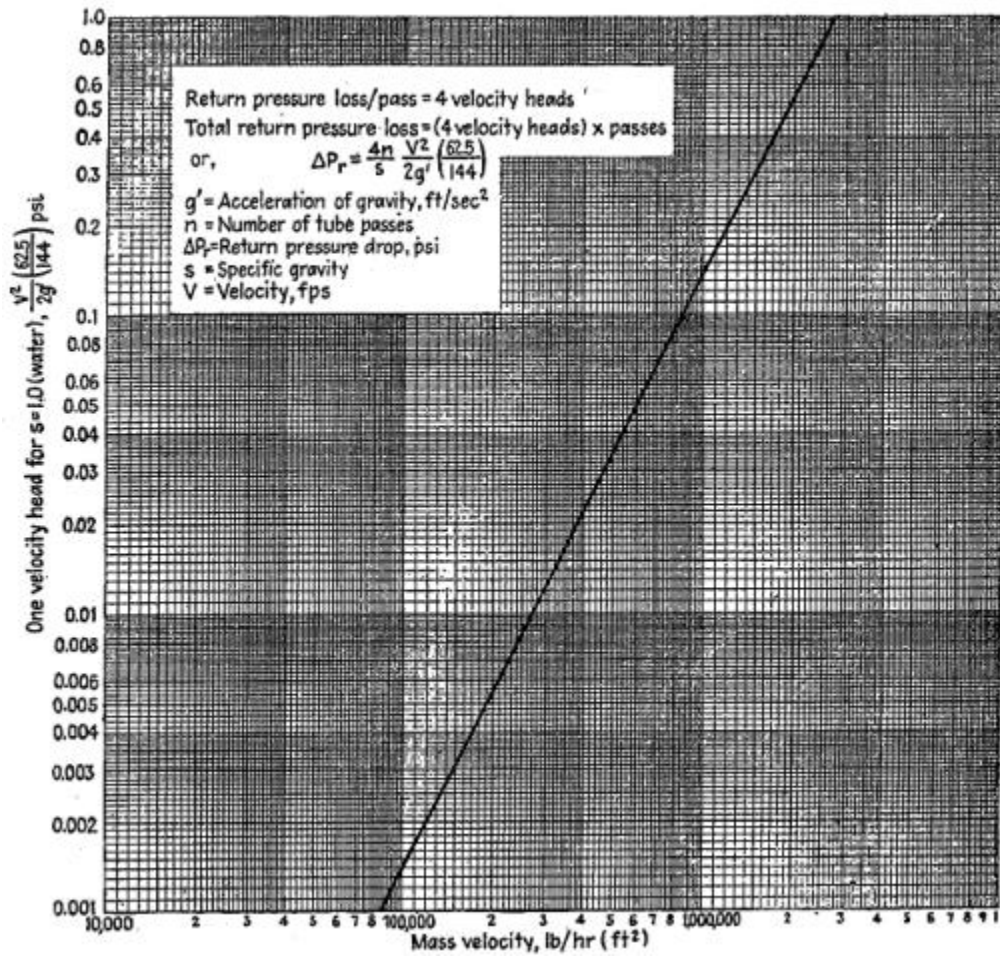
Diagrama entalpía concentración para el sistema amoníaco agua. Estados de referencia: Agua a 32°F, amoníaco líquido a -40°F. (Olaf A. Hougen, Kenneth M. Watson, Roland A. Ragatz, Principios de los procesos químicos, 2006)

B3.1: Factores de fricción lado del tubo



Referencia: Donald Q. Kern (1999), Process Heat Transfer. Fig 26

B3.2: Perdida de presión de retorno en lado del tubo



Referencia: Donald Q. Kern (1999), *Process Heat Transfer*. Fig.27