

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



**PROPUESTA DE DISEÑO DE UN SISTEMA DE
REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN PARA MEJORAR
LA EFICIENCIA DE OPERACIÓN DE PLANTA EN UNA
CENTRAL GEOTÉRMICA**

PRESENTADO POR:

DOUGLAS BALMORE AGUILAR MORÁN

ISMAEL GONZÁLEZ QUINTANILLA

NERY LEONEL RUIZ PERAZA

OLIVER MARTINO TINETTI CASTRO

PARA OPTAR AL TITULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

CIUDAD UNIVERSITARIA, MARZO DE 2012

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

RECTOR :

ING. MARIO ROBERTO NIETO LOVO

SECRETARIO GENERAL :

DRA. ANA LETICIA ZAVALA DE AMAYA

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

DECANO :

ING. FRANCISCO ANTONIO ALARCÓN SANDOVAL

SECRETARIO :

ING. JULIO ALBERTO PORTILLO

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DIRECTOR :

ING. RIGOBERTO VELÁZQUEZ PAZ

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA 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 PARA MEJORAR
LA EFICIENCIA DE OPERACIÓN DE PLANTA EN UNA
CENTRAL GEOTÉRMICA**

Presentado por :

DOUGLAS BALMORE AGUILAR MORÁN

ISMAEL GONZÁLEZ QUINTANILLA

NERY LEONEL RUIZ PERAZA

OLIVER MARTINO TINETTI CASTRO

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Director :

ING. FRANCISCO ALFREDO DE LEON TORRES.

San Salvador, Marzo de 2012

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Director :

ING. FRANCISCO ALFREDO DE LEON TORRES

Agradecimientos

A Dios Todopoderoso: gracias por darme la vida, por permitirme crecer en tu fe, por mis padres, hermana, toda mi familia y amigos y porque siempre me has acompañado en toda mi vida y sobre todo en mi carrera universitaria.

A mis padres Balmore Aguilar Mejía y Mercedes Morán de Aguilar a quienes les dedico cada uno de mis triunfos, por haber estado conmigo en todo momento brindándome su amor, enseñanzas y apoyo incondicional y nunca permitirme darme por vencido y siempre estar pendientes de mi formación humanística y académica.

A mi hermana Diana Aguilar Morán por su comprensión y estar en las buenas y malas experiencias.

A mis abuelos maternos Mesías Morán (Q.E.P.D.) y Berta de Morán (Q.E.P.D.) al igual que a mis abuelos paternos Isidoro Aguilar (Q.E.P.D.) y María Dolores de Aguilar por sus buenos consejos, oraciones y por servirme de inspiración como modelos.

A mi tío Virgilio Morán por siempre creer y compartir sus experiencias conmigo.

A todos mis familiares y amigos por haber compartido mis tristezas y celebraciones a lo largo de mi carrera, por haber estado pendientes de mi desarrollo académico y siempre desearme lo mejor.

A mi asesor Ing. Francisco Alfredo de León Torres y todos mis maestros por sus enseñanzas y todo el conocimiento que han inculcado en mí.

Douglas Balmore Aguilar Morán.

Agradecimientos

AGRADEZCO

A Dios todo poderoso por ver depositado en mí habilidades y destrezas que han sido de gran utilidad en mi vida para el cumplimiento de mis metas, al mismo tiempo de poner en mi camino las oportunidades y condiciones favorables para el logro de las mismas.

A mi madre Altagracia Quintanilla por brindarme su apoyo incondicional en cada uno de mis proyectos, por haberme cuidado y guiado durante toda mi vida; y en especial por el enorme amor que siempre me ha brindado.

A mi padre Ismael González que pese a la distancia y a las dificultades me proporciono su apoyo y buenos deseos para el cumplimiento de mis metas

A mi querida y apreciada familia por permitirme compartir con ellos mis penas y alegrías y darme palabras aliento cuando fueron necesarias.

A los amigos y compañeros que conocí a lo largo de la carrera con quienes compartí muchos momentos de estrés académico, pero que al mismo tiempo me apoyaron cuando tuve dificultades.

A nuestro asesor Ing. Francisco Alfredo de León Torres por guiarnos a lo largo nuestro proyecto, al Ing. Rigoberto Velásquez Paz por aconsejarnos y orientarnos cuando fue oportuno.

A la GEO S.A DE C.V por proponer el estudio de tan interesante proyecto y por darnos la oportunidad de trabajar en él.

Y a todas aquellas personas que de una u otra manera han aportado y han echo posible el desarrollo satisfactorio de este trabajo de graduación.

Ismael González Quintanilla.

Agradecimientos

Las gracias son debidas a quienes hicieron posible la realización de ésta obra: A el Santo y Todopoderoso Dios, al haberme creado y acompañado siempre y por su ayuda justa, a mis padres y hermano por su constante sacrificio y apoyo; porque siempre creyeron en mí. A mi familia por haberme prestado el tiempo necesario e inspirarme para llegar hasta el final, a mis maestros, compañeros y amigos por sus estímulos y motivación, para que todo el esfuerzo rendido a lo largo de este tiempo dé su fruto. A todos doy un agradecido reconocimiento que expresa mi gratitud sincera, gracias...

Nery Leonel Ruiz Peraza.

Agradecimientos

Especialmente a mis padres, ya que sin el apoyo que ellos me brindan estoy seguro que todo fuera diferente. A mis hermanos porque en cierta manera son un ejemplo para mi y me han enseñado muchísimas cosas a lo largo de mi vida.

A todas las personas que durante estos largos 7 años de una u otra manera dejaron huella en mi carrera universitaria, a todos los profesores que contribuyeron en mi enseñanza y formación profesional, especialmente a aquellos que en verdad me hicieron esforzarme por superar los obstáculos.

A mis compañeros de tesis con los cuales trabajamos durante largo tiempo juntos y a pesar de los problemas y dificultades que se nos presentaron logramos siempre salir adelante con todo.

A nuestro asesor para el trabajo de graduación Ingeniero Francisco De león Torres por brindarnos siempre su ayuda y su tiempo y compartir su conocimiento con nosotros.

A mi novia porque estoy seguro que nadie más hubiera comprendido todas las dificultades que conlleva ser estudiante de Ingeniería de la Universidad de El Salvador

Oliver Martino Tinetti Castro.

Contenido

INTRODUCCIÓN.....	i
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	iii
OBJETIVOS.....	iv
Objetivo General.....	iv
Objetivos Específicos.....	iv
ALCANCES Y LIMITACIONES.....	v
Alcances.....	v
Limitaciones.....	v
JUSTIFICACIÓN.....	vi
CAPÍTULO I.....	1
1.0. CRISIS ENERGÉTICA Y LA IMPORTANCIA DE UN DESARROLLO SOSTENIBLE.....	1
1.1. Crisis energética.....	1
1.2. Alternativas energéticas respecto del petróleo.....	1
1.3. Ahorro energético.....	4
1.4. Cambio climático.....	5
1.5. Generalidades del Desarrollo Sostenible.....	6
1.5.1. Historia del desarrollo sostenible.....	7
1.5.2. Áreas prioritarias del desarrollo sostenible.....	8
1.5.3. Definición de Responsabilidad Social.....	9
1.5.4. Definición de Eco-eficiencia.....	9
1.6. Situación y retos ambientales de El Salvador.....	9
1.7. Barreras para la implementación de los Sistemas de Gerencia Ambiental en El Salvador.....	15
1.7.1. Concientización.....	15
1.7.2. Capacitación Profesional.....	17
1.7.3. Reglas, normas y legislación.....	18
1.7.4. Financiamiento.....	19
1.7.5. Facilitación de la Implementación.....	20
CAPÍTULO II.....	23
2.0. REFRIGERACIÓN.....	23
2.1. Historia de la Refrigeración.....	24

2.2.	Refrigeración Mecánica.....	25
2.2.1.	El refrigerador de Carnot.....	26
2.2.2.	Ciclo de Compresión de Vapor.	27
2.3.	Refrigeración y Humidificación por Evaporación	31
2.4.	Producción de Frío a Partir de Campos Magnéticos	33
2.5.	Refrigeración por absorción de Vapor	40
2.5.1.	Los sistemas de compresión y de absorción de vapor	40
2.5.2.	El proceso de absorción	41
2.5.3.	El absorbedor y el evaporador	44
2.5.4.	Recuperación del Refrigerante.....	46
2.5.5.	El generador y el condensador.....	47
2.5.6.	El cambiador de calor y los circuitos de agua de enfriamiento	48
2.5.7.	Características del absorbedor y el refrigerante: cristalización.....	49
2.5.8.	Las máquinas de absorción de bromuro de litio, de gran capacidad.....	50
2.5.9.	Control de la capacidad.....	55
2.5.10.	Funcionamiento a carga parcial y la demanda de energía.....	57
2.5.11.	La gráfica de equilibrio	58
2.5.12.	El sistema de absorción de agua y amoniaco.....	61
2.5.13.	Características de una mezcla binaria homogénea.....	62
2.5.14.	Coeficiente de performance para un SRA.	68
2.5.15.	Conservación de la energía en los sistemas da absorción	71
2.6.	Selección del refrigerante	72
2.7.	Bombas de calor.....	73
2.7.1.	Coeficiente de desempeño	74
2.7.2.	Bombas de calor de fuente de aire:	76
2.7.3.	Bombas de calor geotérmicas:	76
2.7.4	sistema propuesto.....	77
CAPÍTULO III		79
3.0.	INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	79
3.1.	Tipos básicos de intercambiadores de calor	79
3.2.	Consideraciones previas al diseño	84
3.3.	Coeficiente global de transferencia de calor	86

3.4.	Factores de depósito o suciedad.....	87
3.5.	Diferencia logarítmica media de temperatura.....	90
3.6.	Eficiencia de un intercambiador de calor.....	98
CAPÍTULO IV		105
4.0.	TORRES DE ENFRIAMIENTO.....	105
4.1.	Propósito y definición.	105
4.2.	Fundamentos de funcionamiento.....	107
4.2.1.	Psicrometría.	107
4.2.2.	Enfriamiento evaporativo.	108
4.3.	Clasificación de las torres de enfriamiento.....	110
4.3.1.	Clasificación según el método para inducir el flujo de aire.	110
4.3.2.	Clasificación según el tipo de proceso.	114
4.3.3.	Clasificación según la dirección del flujo de aire.....	114
4.3.4.	Clasificación según el circuito de circulación.	114
4.4.	Partes de una torre de enfriamiento.	115
4.4.1.	Estructuras y cerramiento.....	116
4.4.2.	Sistemas de distribución de agua.....	117
4.4.3.	Relleno.....	118
4.4.4.	Separadores de gotas.....	121
4.5.	Normativa y mantenimiento.....	121
4.5.1.	Mantenimiento preventivo.....	123
4.5.2.	Mantenimiento de la calidad de agua de refrigeración.....	123
4.5.3.	Normativa y legionelosis.	125
CAPÍTULO V		129
5.0.	GEOTERMIA.....	129
5.1.	Historia	129
5.2.	Transferencia de energía térmica a través de la corteza terrestre.....	131
5.3.	Gradiente geotérmico	134
5.4.	Naturaleza de los recursos geotérmicos.....	136
5.5.	Mecanismos de transmisión de calor.....	139
5.6.	Sistemas geotérmicos.	143
5.7.	Rentabilidad de la energía geotérmica	144

5.8.	Clasificación de los sistemas hidrotérmicos.....	144
5.8.1.	Yacimientos de alta entalpía:	146
5.8.2.	Yacimientos de media entalpía (Ciclos binarios):.....	151
5.8.3.	Yacimientos de baja entalpía, (uso directo).....	156
5.9.	Rendimiento:.....	157
CAPÍTULO VI		159
6.0.	ENERGÍA SOLAR TÉRMICA Y COLECTORES SOLARES.....	159
6.1.	Energía solar térmica.....	159
6.2.	Colectores solares sin concentración.....	161
6.3.	Ecuación básica del balance energético en colectores de placa plana	164
6.4.	Colectores solares de concentración.	166
6.5.	Colectores solares de alta temperatura.....	167
CAPÍTULO VII		171
7.0.	DISEÑO TERMODINÁMICO.....	171
7.1.	Hipótesis y características del diseño termodinámico.....	171
7.1.1.	Hipótesis del modelo termodinámico.....	171
7.1.2.	Caracterización del modelo termodinámico	171
7.2.	Parámetros de diseño y condiciones de operación del sistema.	172
7.3.	Consideraciones de diseño.....	174
7.4.	Diseño termodinámico de las unidades generadoras 1 y 2.	179
7.4.1.	Cálculo de la carga térmica.	179
7.4.2.	Determinación de los flujos másicos.....	182
7.4.3.	Caracterización del evaporador.	185
7.4.4.	Caracterización del absorbedor.	186
7.4.5.	Dimensionamiento de la bomba.....	187
7.4.6.	Caracterización del generador.	189
7.4.7.	Caracterización del condensador.....	191
7.4.8.	Caracterización del intercambiador de calor de solución.....	192
7.4.9.	Balance energético del ciclo global de refrigeración por absorción.	193
7.5.	Diseño termodinámico de la unidad 3.	196
7.5.1.	Calculo de la carga térmica.	196
7.5.2.	Determinación de los flujos másicos.....	198

7.5.3.	Caracterización de los diversos componentes del sistema de absorción.....	199
7.6.	Calculo del flujo másico de los circuitos externos al sistema de refrigeración por absorción.....	203
7.7.	Resumen de parámetros de diseño	207
CAPÍTULO VIII		211
8.0.	DISEÑO MECÁNICO	211
8.1.	Consideraciones de diseño para el dimensionamiento mecánico.....	211
8.2.	Descripción del método de diseño.....	215
8.3.	Diseño del evaporador para la unidad 1 y 2.	219
8.3.1.	Cálculo de la diferencia logarítmica media de temperatura real.....	220
8.3.2.	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos.....	221
8.3.3.	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa.....	225
8.3.4.	Cálculo de la pérdida de presión del lado de los tubos y cabezales.	231
8.3.5.	Verificación del área de transferencia de calor.....	233
8.3.6.	Verificación de la máxima densidad de flujo de calor.....	234
8.4.	Diseño del absorbedor para la unidad 1 y 2.....	237
8.4.1.	Diferencia logarítmica media de temperatura real.....	241
8.4.2.	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos.....	243
8.4.3.	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa.....	245
8.4.4.	Cálculo de la pérdida de presión del lado de los tubos y cabezales.	250
8.4.5.	Verificación del área de transferencia de calor.....	251
8.5.	Diseño del intercambiador de calor de solución para la unidad 1 y 2.	252
8.5.1.	Diferencia logarítmica media de temperatura real.....	253
8.5.2.	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos.....	255
8.5.3.	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa.....	258
8.5.4.	Cálculo de la caída de presión del lado de los tubos y cabezales.	264
8.5.5.	Cálculo de la caída de presión del lado de la carcasa.	265
8.5.6.	Verificación del área de transferencia de calor.....	266
8.6.	Diseño del generador para la unidad 1 y 2.	267
8.6.1.	Diferencia logarítmica media de temperatura real.....	268
8.6.2.	Calculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos.....	269
8.6.3.	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa.....	271

8.6.4.	Cálculo de la caída de presión del lado de los tubos y cabezales.	273
8.6.5.	Verificación del área de transferencia de calor.....	274
8.6.6.	Verificación de la máxima densidad de flujo de calor.....	275
8.7.	Diseño del condensador para la unidad 1 y 2.	276
8.7.1.	Diferencia logarítmica media de temperatura real.....	278
8.7.2.	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos.....	283
8.7.3.	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa.....	285
8.7.4.	Cálculo de la caída de presión del lado de los tubos y cabezales.	289
8.7.5.	Verificación del área de transferencia de calor.....	290
8.8.	Diseño del evaporador para la unidad 3.	292
8.8.1.	Diferencia logarítmica media de temperatura real.....	293
8.8.2.	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos.....	293
8.8.3.	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa.....	295
8.8.4.	Cálculo de la caída de presión del lado de los tubos y cabezales.	297
8.8.5.	Verificación del área de transferencia de calor.....	298
8.8.6.	Verificación de la máxima densidad de flujo de calor.....	299
8.9.	Diseño del absorbedor para la unidad 3.	300
8.9.1.	Diferencia logarítmica media de temperatura real.....	302
8.9.2.	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos.....	302
8.9.3.	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa.....	304
8.9.4.	Cálculo de la caída de presión del lado de los tubos y cabezales.	305
8.9.5.	Verificación del área de transferencia de calor.....	306
8.10.	Diseño del intercambiador de calor de solución para la unidad 3.....	307
8.10.1.	Diferencia logarítmica media de temperatura real.....	308
8.10.2.	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos.....	309
8.10.3.	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa.....	311
8.10.4.	Cálculo de la caída de presión del lado de los tubos y cabezales.	313
8.10.5.	Cálculo de caída de presión del lado de la carcasa.	314
8.10.6.	Verificación del área de transferencia de calor.....	314
8.11.	Diseño del generador para la unidad 3.	315
8.11.1.	Diferencia logarítmica media de temperatura real.....	317
8.11.2.	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos.....	317

8.11.3.	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa.....	319
8.11.4.	Cálculo de la caída de presión del lado de los tubos y cabezales.	321
8.11.5.	Verificación del área de transferencia de calor.....	322
8.11.6.	Verificación de la máxima densidad de flujo de calor.....	323
8.12.	Diseño del condensador para la unidad 3.....	324
8.12.1.	Diferencia logarítmica media de temperatura real.....	325
8.12.2.	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos.....	326
8.12.3.	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa.....	328
8.12.4.	Cálculo de la caída de presión del lado de los tubos y cabezales.	331
8.12.5.	Verificación del área de transferencia de calor.....	331
8.13.	Resumen de los parámetros de diseño de los intercambiadores de calor.	333
8.14.	Sistema de aspersores para los absorbedores de los sistemas de refrigeración por absorción.....	350
8.14.1.	Aspersores para los absorbedores de la unidad 1 y 2.....	350
8.14.2.	Aspersores para el absorbedor de la unidad 3.....	352
8.15.	Sistema de control del sistema de refrigeración por absorción.	355
8.15.1.	Control de temperatura del agua del condensador.....	355
8.15.2.	Control de temperatura del agua enfriada	357
8.15.3.	Control de la fuente de energía	357
8.15.4.	Control de seguridad	358
8.15.5.	Unidad de purga	359
8.16.	Consideraciones para la selección de la torre de enfriamiento.....	359
8.17.	Aislamiento térmico del sistema.....	361
8.18.	Ubicación del sistema de absorción.....	365
8.19	Diseño integrado del sistema de refrigeración.	366
CAPÍTULO IX		367
9.0.	ANÁLISIS DE VIABILIDAD ECONÓMICA.....	367
9.1.	Presupuesto.	367
9.2.	Costo de las unidades 1 y 2.	369
9.3.	Costo de la unidad 3.....	370
9.4.	Costo total del sistema.....	370
9.5.	Análisis financiero.	371

9.5.1.	Ingresos generados por el sistema.....	372
9.5.2.	Tiempo de retorno de la inversión.....	372
9.5.3.	Tasa mínima atractiva de retorno (TMAR).....	373
9.5.4.	Tasa interna de retorno (TIR).	374
9.5.5.	Valor actual neto (VAN).....	375
9.5.6.	Relación Beneficio-costo (B/C).....	376
CONCLUSIONES		379
BIBLIOGRAFÍA.....		381
SITIOS WEB.....		384
Tabla de Anexos		385

Lista de Figuras

Figura 1.1 Pilares del desarrollo sostenible	7
Figura 1.2 Competitividad y regulaciones ambientales (<i>Global Competitiveness Report 2002-2003</i>)	10
Figura 2.1 Diagrama $T - S$ de un ciclo invertido de Carnot.	28
Figura 2.2 Diagrama de bloques de un ciclo invertido de Carnot.....	28
Figura 2.3 Diagrama $T - S$ de un ciclo de Compresión de Vapor.	30
Figura 2.4 Diagrama de bloques de Compresión de Vapor.	30
Figura 2.5 Ciclo de refrigeración de compresión de vapor sobre un diagrama $P - H$	31
Figura 2.6 Representación gráfica de la refrigeración por humidificación.....	32
Figura 2.7 Carta psicométrica – El punto A representa aire a 30 °C y 40 % de humedad que al saturarse al 100 %, punto A", desciende su temperatura a 20 °C. El contenido de agua de 10,7 gramos por kilo de aire seco pasa a contener 14,7 gramos de agua por el mismo peso.	34
Figura 2.8 Esquema de un ciclo de refrigeración magnética.	35
Figura 2.9 Rueda magnética regeneradora.....	36
Figura 2.10 Un enfriador de agua, de refrigeración por absorción (de dos etapas). (<i>The Trane, Co., La Crosse, WI</i>).....	41
Figura 2.11 Desorción y condensación de amoníaco a alta temperatura.	42
Figura 2.12 Evaporación y absorción de amoníaco a baja temperatura.	43
Figura 2.13 Comparación de las maneras de obtener el flujo y la succión de un refrigerante desde el evaporador, en los sistemas de absorción y de compresión de vapor. (a) Obtención del lado de baja en el sistema de compresión de vapor. (b) Obtención del lado de baja en el sistema de absorción.....	45
Figura 2.14 La bomba del refrigerante y el serpentín de distribución del agua helada, agregados al evaporador.....	46
Figura 2.15 Disposición del sistema de absorción de bromuro de litio y agua.	49
Figura 2.16 Vista de la sección transversal de un enfriador de agua por absorción, de bromuro de litio y agua, del tipo de un solo casco. Se muestran las presiones y temperaturas típicas de operación. (<i>The Trane Co., La Crosse, WI</i>)	51
Figura 2.17 Operación y construcción del evaporador. (<i>The Trane Co., La Crosse, WI</i>)	52
Figura 2.18 Operación y construcción del absorbedor. (<i>The Trane Co., La Crosse, WI</i>)	53
Figura 2.19 Operación y construcción del concentrador. (<i>The Trane Co., La Crosse, WI</i>).....	55
Figura 2.20 Operación y construcción del condensador. (<i>The Trane Co., La Crosse, WI</i>).....	56
Figura 2.21 Demanda de energía para el funcionamiento a carga parcial de un enfriador por absorción, de una sola etapa. (<i>The Trane Co., La Crosse, WI</i>).	58
Figura 2.22 Disposición de un economizador para carga parcial. (<i>The Trane Co., La Crosse, WI</i>)....	59
Figura 2.23 Gráfica de equilibrio de la solución de LiBr y agua. Se muestra un ciclo típico de una solución.	60
Figura 2.24 Disposición de un enfriador de agua de absorción, que utiliza una solución de agua y amoníaco. (<i>Reimpreso con permiso de Equipment ASHRAE Handbook & Product Directory del año 1979</i>)	62

Figura 2.25 Variación del volumen y la temperatura en la mezcla de dos líquidos.	64
Figura 2.26 Evaporación y condensación de una mezcla binaria homogénea.	66
Figura 2.27 Diagrama $h - x$ para las fases líquido y vapor de la mezcla amoniaco-agua.....	67
Figura 2.28 Diagrama $h - x$ para la mezcla agua-bromuro de litio.	68
Figura 2.29 Sistema de refrigeración por absorción, del tipo amoniaco-agua. Como es usual, cada uno de sus elementos puede ser analizado individualmente como un dispositivo de flujo constante cuando se tiene la operación a régimen permanente. No se indica el reflujo desde el condensador.	69
Figura 2.30	71
Figura 2.31 Se muestra el objetivo de una bomba de calor que es suministrar calor Q_H hacia el espacio más caliente.	74
Figura 2.32 Se extrae calor del ambiente y se suministra al medio caliente.....	76
Figura 2.33 Esquema de una bomba de calor geotérmica instalada en un hogar.	77
Figura 2.34 Sistema de refrigeración propuesto.....	79
Figura 3.1 (a) Regenerador o sistema de lecho doble fijo. (b) Regenerador giratorio.....	80
Figura 3.2 (a) Intercambiador de calor simple a contracorriente de un tubo dentro de otro. (b) Intercambiador de calor de carcasa y tubos con deflectores segmentales; con dos pasos por los tubos y uno por la carcasa.....	81
Figura 3.3 Tres tipos de deflectores utilizados en los intercambiadores de calor de carcasa y tubos: (a) deflector con orificios; (b) deflector de disco y dona; (c) deflector segmental.....	82
Figura 3.4 Calentador de gas en flujo transversal que ilustra el flujo transversal de un fluido (gas) mezclado, con el otro sin mezcla.	83
Figura 3.5 Intercambiador de calor de flujo transversal, muy utilizado en la industria de la calefacción ventilación y de aire acondicionado. En esta configuración ambos fluidos están sin mezclar.	84
Figura 3.6 Intercambiador de carcasa y tubos con cabezal flotante.	86
Figura 3.7 (a) Distribución de temperaturas en un condensador de recorrido simple, (b) Distribución de temperaturas en un evaporador de recorrido simple.	91
Figura 3.8 Distribución de temperaturas en un intercambiador de calor de flujo paralelo de recorrido simple.	92
Figura 3.9 Distribución de temperatura en un intercambiador de calor en contracorriente de recorrido simple.	92
Figura 3.10 Factor de corrección de la diferencia logarítmica media de temperatura a contracorriente para un intercambiador de calor con un recorrido por la carcasa y dos (o un múltiplo de dos) recorridos por los tubos.....	96
Figura 3.11 Factor de corrección de la diferencia logarítmica media de temperatura a contracorriente para un intercambiador de calor con dos recorridos por la carcasa y un múltiplo de dos recorridos por los tubos.	96

Figura 3.12 Factor de corrección de la diferencia logarítmica media de temperatura a contracorriente para un intercambiador de calor de flujo transversal con el fluido del lado de la carcasa mezclado, el otro fluido sin mezcla, y un recorrido por los tubos.	97
Figura 3.13 Factor de corrección de la diferencia logarítmica media de temperatura a contracorriente para un intercambiador de calor de flujo transversal con los dos fluidos sin mezcla y un recorrido por los tubos.	97
Figura 3.14 Eficiencia de un intercambiador de calor con flujo paralelo.	101
Figura 3.15 Eficiencia de un intercambiador de calor a contracorriente.	101
Figura 3.16 Eficiencia de un intercambiador de calor de carcasa y tubos con un recorrido desviado por la carcasa y dos (o un múltiplo de dos)	102
Figura 3.17 Eficiencia de un intercambiador de calor de flujo transversal con ambos fluidos sin mezcla.	102
Figura 3.18 Eficiencia de intercambiador de calor de flujo transversal con un fluido mezclado y el otro sin mezcla, Cuando $C_{mezclado}/C_{sin\ mezcla} > 1$, NTU está basado en $C_{sin\ mezcla}$	103
Figura 4.1 Condensador evaporativo en un sistema de refrigeración.	105
Figura 4.2 Esquema de una carta Psicométrica.	108
Figura 4.3 Esquema de funcionamiento de una torre de enfriamiento.	109
Figura 4.4 Enfriamiento de una gota de agua.	110
Figura 4.5 Torre de enfriamiento atmosférica.	111
Figura 4.6 Torre de enfriamiento de tiro natural.	111
Figura 4.7 Torre de enfriamiento de tiro forzado.	112
Figura 4.8 Torre de enfriamiento de tiro inducido.	113
Figura 4.9 Torre de enfriamiento de tiro cruzado.	113
Figura 4.10 Torre de enfriamiento directo.	114
Figura 4.11 Torre de enfriamiento indirecto.	115
Figura 4.12 Componentes de una torre de enfriamiento.	115
Figura 4.13 Sistema de distribución por gravedad.	117
Figura 4.14 Sistema de distribución con tubería a presión.	117
Figura 4.15 Relleno de una torre de enfriamiento.	118
Figura 4.16 Sistema de relleno por goteo.	119
Figura 4.17 Sistema de relleno por película.	120
Figura 4.18 Sistema de relleno mixto.	120
Figura 4.19 Eliminador de gotas.	122
Figura 4.20 Tipos de eliminadores de gotas.	122
Figura 4.21 Legionella pneumophilla.	126
Figura 4.22 Comportamiento de la Legionella a diferentes temperaturas.	127
Figura 5.1 Extracción del ácido bórico contenido en el vapor geotérmico en el siglo XIX.	129
Figura 5.2 Primera "central" geotérmica. El príncipe Piero Ginori pone en marcha la dínamo accionada por el calor geotérmico.	130
Figura 5.3 Densidad de la corteza, manto, y núcleo de la tierra.	132
Figura 5.4 Corteza, manto y núcleo de la tierra.	133
Figura 5.5 Perfil esquemático mostrando los procesos de tectónica de placas.	135

Figura 5.6 a) flujo anómalo para grafito caliente. b) flujo anómalo para un cuerpo radio génico.	135
Figura 5.7 Desplazamiento de placas que conforman la litosfera.	138
Figura 5.8 Placas litosféricas, dorsales oceánicas, fosas oceánicas, zonas de subducción y campos geotérmicos.	139
Figura 5.9 Formación de fuentes termales, fumarolas, géysers, etc.	140
Figura 5.10 El gradiente geotérmico	141
Figura 5.11 Modelo de un sistema geotérmico	143
Figura 5.12 Procesos de conversión directa de vapor húmedo	147
Figura 5.13 Procesos de conversión directa de vapor húmedo y seco.	148
Figura 5.14 (a) ^ (b) Proceso de expansión súbita (1 etapa de flash) con condensador de mezcla, sin y con elementos auxiliares.	150
Figura 5.15 Proceso de expansión súbita (2 etapas de flash)	151
Figura 5.16 a y b Sistemas de flujo binario sin precalentador.	153
Figura 5.17 Sistema de planta binaria tipo Kalina.	153
Figura 5.18 Ciclo binario (Vapor geotérmico-Hidrocarburo)	154
Figura 5.19 Sistema de proceso de flujo total.	156
Figura 5.20 Yacimiento de baja entalpía para calefacción, con varios pozos de extracción.	157
Figura 6.1 Disposición de tubos en forma de serpentín.	162
Figura 6.2 Disposición de tubos en paralelo.	162
Figura 6.3 Curva de rendimiento de captadores solares planos.	164
Figura 6.4 Tipos de colectores solares de concentración.	166
Figura 6.5 Esquema de una planta solar de receptor central	168
Figura 7.1 Diagrama de bloques del sistema de refrigeración por absorción.	172
Figura 7.2 Cámara de mezcla del flujo refrigerado y del flujo sin refrigerar	173
Figura 7.3 Comportamiento de la temperatura del flujo de salida de la torres de enfriamiento durante el año 2010.	175
Figura 7.4 Cámara de mezcla del flujo refrigerado y del flujo sin refrigerar para las unidades 1 y 2.	180
Figura 7.5 Representación esquemática del evaporador del sistema de refrigeración por absorción.	185
Figura 7.6 Representación esquemática del absorbedor del sistema de refrigeración por absorción.	186
Figura 7.7 Densidad específica de las soluciones acuosas de bromuro de litio. (<i>Capítulo 29 de ASHRAE 2009, figura 1</i>)	188
Figura 7.8 Representación esquemática del generador del sistema de refrigeración por absorción.	190
Figura 7.9 Representación esquemática del condensador del sistema de refrigeración por absorción.	191
Figura 7.10 Representación esquemática del intercambiador de calor de solución del sistema de refrigeración por absorción.	192
Figura 7.11 Cámara de mezcla del flujo refrigerado y del flujo sin refrigerar para las unidades 3.	197
Figura 8.1 Evaporador o generador de vapor tipo Kettle.	219

Figura 8.2 Diagrama de propiedades de proceso en el evaporador 1 y 2.	220
Figura 8.3 Esquema de la distribución de componentes en el absorbedor.	240
Figura 8.4 Diagrama de propiedades de proceso en el absorbedor de las unidades 1 y 2.	241
Figura 8.5 Película descendente de solución acuosa de BrLi.....	246
Figura 8.6 Distribución de deflectores transversales y longitudinales para un intercambiador de dos pasos por la carcasa.....	253
Figura 8.7 Diagrama de propiedades de proceso en el intercambiador de calor de solución de las unidades 1 y 2.	253
Figura 8.8 Relación entre los parámetros geométricos para el cálculo del área de flujo en un intercambiador de calor de carcasa y tubos.	260
Figura 8.9 Diagrama de propiedades de proceso en el generador de las unidades 1 y 2.	268
Figura 8.10 Geometría básica del condensador.	277
Figura 8.19 Esquema del sistema de refrigeración por absorción integrado.....	366
Figura 9.1 Cálculo de costo básico para intercambiadores de acero al carbono.	367
Figura 9.2 Valores del índice de Marshall&Swift para costos de equipos industriales.	369

Lista de Tablas

Tabla 3.1	Coeficientes globales de transferencia de calor para varias aplicaciones (W/m^2K).....	88
Tabla 3.2	Factores de suciedad típicos.	90
Tabla 4.1	Conductividad eléctrica del agua en función del grado de mineralización.	124
Tabla 4.2	Condiciones favorables para la Legionella.	126
Tabla 5.1	Ventajas y desventajas de Yacimientos de media entalpía	155
Tabla 7.1	Resumen de la condiciones de operación de los diferentes sistemas de refrigeración por absorción.....	207
Tabla 7.2	Resumen de parámetros de diseño del sistema de refrigeración para las unidades “1” y “2”.	208
Tabla 7.3	Resumen de parámetros de diseño del sistema de refrigeración para la unidad “3”	209
Tabla 8.1	Resumen de datos del evaporador de la unidad 1.....	334
Tabla 8.2	Resumen de datos del evaporador de la unidad 2.....	335
Tabla 8.3	Resumen de datos del evaporador de la unidad 3.....	336
Tabla 8.4	Resumen de datos del absorbedor de la unidad 1.....	337
Tabla 8.5	Resumen de datos del absorbedor de la unidad 2.....	338
Tabla 8.6	Resumen de datos del absorbedor de la unidad 3.....	339
Tabla 8.7	Cantidad de tubos según columna para la fabricación de los absorbedores.	340
Tabla 8.8	Resumen de datos del intercambiador de calor de solución de la unidad 1.	341
Tabla 8.9	Resumen de datos del intercambiador de calor de solución de la unidad 2.	342
Tabla 8.10	Resumen de datos del intercambiador de calor de solución de la unidad 3.	343
Tabla 8.11	Resumen de datos del generador de la unidad 1.	344
Tabla 8.12	Resumen de datos del generador de la unidad 2.	345
Tabla 8.13	Resumen de datos del generador de la unidad 3.	346
Tabla 8.14	Resumen de datos del condensador de la unidad 1.	347
Tabla 8.15	Resumen de datos del condensador de la unidad 2.	348
Tabla 8.16	Resumen de datos del condensador de la unidad 3.	349
Tabla 8.17	Bombas Armstrong serie 4600f destinadas a sistemas contra incendio.	354
Tabla 8.18	Espesor mínimo de aislamiento para tuberías que transportan fluidos calientes.	363
Tabla 8.19	Espesor mínimo de aislamiento para tuberías que transportan fluidos fríos.....	363
Tabla 8.20	Grosor aproximado del aislante.	364
Tabla 8.21	Espesor del aislamiento térmico en el sistema de absorción.	364
Tabla 9.1	Costos extras para intercambiadores de calor con diferentes aleaciones.	368
Tabla 9.2	Resumen de costos para la unidad 1.....	370
Tabla 9.4	Resumen de costos para la unidad 3.....	371

SIMBOLOGÍA

h_{io} : Coeficiente exterior de transferencia de calor.

h_i : Coeficiente interno de transferencia de calor.

Φ_b : Factor de corrección asociado a la geometría del haz de tubos.

ΔP_r : Caída de presión en los cabezales.

ΔP_t : Caída de presión en el interior de los tubos.

A_{req} : Área de transferencia de calor requerida.

A'_t : Área de flujo de un tubo.

B_R : Rango de temperaturas de ebullición del fluido.

C_c : Coeficiente de capacidad calorífica del fluido frío.

C_{col} : La capacidad calorífica del fluido del colector.

C_h : Coeficiente de capacidad calorífica del fluido caliente.

c_p : Calor específico

COP : Coeficiente de performance.

COP_{HP} : Coeficiente de desempeño de sistemas de bombas de calor.

COP_R : Coeficiente de desempeño de sistemas de refrigeración.

D_0 : Diámetro exterior.

D_b : Diámetro del círculo mínimo que contiene a todos los tubos.

D_i : Diámetro interno.

D_s : Diámetro de la carcasa.

E_C : Energía cinética.

E_p : Energía potencial.

f : Factor de fricción.

F_t : Es el factor de corrección de DMLT.

Fb : Factor de corrección por la geometría del haz de tubos.

Fc : Factor de corrección por rango de ebullición.

FNE : Flujo neto de efectivo.

Fp : Factor de corrección por rango de ebullición.

G_t : Velocidad másica.

h : Entalpía específica.

η_c : Rendimiento del colector solar.

h_{NB} : Coeficiente de transferencia de calor debido al desprendimiento de burbujas.

h_{NB1} : Coeficiente de transferencia de calor para un tubo sumergido en un fluido similar al existente en el ebullición y sometido a la misma densidad de flujo de calor.

I : Tasa de interés.

$\Im V$: Producto entre la polarización magnética y el volumen.

L_i : Coeficiente de trabajo.

l_i : Coordenada de trabajo.

\dot{m} : Flujo másico.
 \dot{m}_{ref} : Flujo másico del refrigerante puro.
 Nu : Número de Nusselt
 P : Inversión inicial.
 P_t : Paso entre tubos.
 Pr : Número de Prant
 \dot{Q}_{evap} : Carga térmica del evaporador
 q_{1max} : Máxima densidad de flujo de calor para un solo tubo.
 q_{bmax} : Máxima densidad de flujo de calor admisible corregida para el haz de tubos.
 Q_c : Calor perdido por conducción.
 Q_{ev} : Calor perdido por evaporación.
 Q_H : Calor desechado a la temperatura más alta.
 Q_L : Calor absorbido a la temperatura más baja.
 Q_r : Calor perdido por radiación.
 R y S : Parámetros adimensionales para el cálculo de F_t .
 R_o : Resistencia unitaria al ensuciamiento en la parte externa del tubo.
 R_d : Factor de suciedad (o resistencia térmica unitaria) del depósito.
 R_i : Resistencia unitaria al ensuciamiento en el interior del tubo.
 R_k : Resistencia unitaria térmica del tubo, basada en el área externa del tubo.
 Re : Número de Reynold
 T_r : Temperatura del refrigerante.
 T_s : Temperatura de la solución.
 TIR : Tasa interna de retorno.
 $TMAR$: Tasa mínima atractiva de retorno.
 TRI : Tiempo de retorno de inversión.
 U : Coeficiente global de transferencia de calor de un intercambiador limpio.
 U_d : Coeficiente global de transferencia de calor después de que se ha presentado el ensuciamiento.
 \dot{V} : Flujo volumétrico o caudal.
 v : Velocidad.
 VAN : Valor actual neto.
 W : Trabajo neto.
 x : Es la concentración en peso de bromuro de litio.
 $x_{sol,debil}$: Concentración de la solución débil
 $x_{sol,fuerte}$: Concentración de la solución fuerte.
 α_{ap} : Es la absortancia solar de la placa absorbente del colector.
 ε : Eficiencia.
 μ_s : Viscosidad dinámica.
 ρ : Es la densidad del fluido
 τ_s : Es la transmitancia solar efectiva de la cubierta del colector.

INTRODUCCIÓN

Con los avances tecnológicos y científicos se han logrado superar una gran cantidad de dificultades con las que el ser humano tenía que lidiar en el pasado, además de esto se han alcanzado mejores condiciones de vida en la sociedad. Estos cambios evolucionaron en forma acelerada a partir de la revolución industrial, sin embargo el desarrollo tecnológico también ha tenido un impacto negativo en el equilibrio del sistema ambiental. Los efectos negativos han surgido no porque el desarrollo industrial sea malo, sino más bien porque se ha hecho un mal empleo de los recursos y es de tener presente que muchas de las técnicas convencionales que se han ocupado para el abastecimiento de recursos son de origen no renovable.

Como una respuesta a la problemática en la actualidad ha surgido un gran interés por las fuentes de energía renovables como medio para surtirnos del recurso energético, no obstante la experiencia ha demostrado que ninguna fuente de energía es cien por ciento renovable si no se hace un uso racional y responsable de dicho recurso o fuente, para solventar dicha dificultad es conveniente emplear en forma combinada los diferentes recursos de tal modo que se haga uso de cada uno sin superar los límites naturales que permitan su renovación.

En vista a lo anterior este trabajo de graduación tiene como finalidad presentar una propuesta que permita mejorar las técnicas de abastecimiento de energía utilizadas en El Salvador. Dicha propuesta va orientada a mejorar la eficiencia de la Central Geotérmica de Ahuachapán, para ello se propone el uso de un sistema de refrigeración por absorción que permita controlar la temperatura de condensado de la planta.

El informe inicia con la presentación de un marco teórico, en el cual se presenta suficiente información que sirve de base para los análisis posteriores, luego se procede con la etapa de diseño termodinámico en la cual se dimensiona el sistema de refrigeración y se analizan diferentes alternativas para la fuentes de suministro de calor que el generador del sistema necesita y de esta manera es seleccionada la mejor alternativa.

Luego de haber completado el diseño termodinámico se lleva a cabo el diseño mecánico de cada uno de los componentes del sistema de absorción los cuales son: el generador, el condensador, el evaporador y el absorbedor. El evaporador del sistema de refrigeración por absorción estará ubicado en la línea de retorno del agua que es retroalimentada desde la torre de enfriamiento hasta el condensador de la planta, de este modo la temperatura en este último elemento será controlada.

Con el fin de llevar a cabo un adecuado diseño mecánico es necesario analizar la disponibilidad de espacio físico con que cuenta la planta y de este modo adecuar los componentes del sistema de absorción de la forma más conveniente.

Después de haber seleccionado el espacio físico y dimensionado los componentes del sistema de absorción se procede a elaborar los correspondientes planos técnicos y un manual de operación que garantice el buen funcionamiento del sistema. Por último se efectúa un análisis de viabilidad socio-económica y ambiental.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

Se deben determinar y analizar las variables y parámetros de diseño que permitan dimensionar el sistema de refrigeración por absorción destinado a controlar la temperatura de condensado de la central geotérmica de Ahuachapán con el fin de mantener los máximos niveles de eficiencia posible, algunas de estas variables son: el caudal, la presión y la temperatura del agua que es retroalimentada desde la torre de enfriamiento hasta al condensador.

Además deben aplicarse las técnicas y criterios adecuados para una correcta caracterización del ciclo termodinámico de refrigeración por absorción que servirá de base para el posterior dimensionamiento de los componentes de este sistema. Así como identificar la ubicación más adecuada para la instalación de los diversos componentes del sistema de absorción dentro de la central geotérmica de Ahuachapán.

OBJETIVOS.

Objetivo General

- ✓ Diseñar un sistema de refrigeración por absorción integrado a una central geotérmica con el fin de disminuir la influencia de la temperatura ambiente en la eficiencia y operación de la planta.

Objetivos Específicos

- ✓ Determinar y caracterizar las variables y parámetros de diseño.
- ✓ Efectuar el diseño termodinámico del sistema de refrigeración por absorción y la correcta caracterización del ciclo.
- ✓ Realizar el diseño mecánico de cada uno de los componentes del sistema de refrigeración por absorción y la integración de los mismos.
- ✓ Elaborar planos técnicos que muestren el detalle de cada uno de los componentes del sistema de refrigeración por absorción.
- ✓ Efectuar un análisis de viabilidad socio-económico del sistema completo.

ALCANCES Y LIMITACIONES.

Alcances.

- ✓ Se diseñará un sistema de refrigeración por absorción que permita disminuir la influencia de los cambios climáticos en la operación de la planta en la central geotérmica de Ahuachapán aumentando la eficiencia de ésta, y de este modo permitiendo utilizar de mejor manera los recursos energéticos del país.
- ✓ En el trabajo de graduación se presentará un análisis detallado del diseño de cada uno de los componentes y sus respectivos planos técnicos.
- ✓ Se evaluará y analizará la factibilidad de que la empresa invierta en un sistema como el propuesto, esto se hará analizando diferentes razones financieras que permitan emitir un juicio apropiado.

Limitaciones.

- ✓ Falta de estudios previos en el área de aplicación y la disponibilidad de información acerca del tema, se presentan como las principales limitantes del proyecto.

JUSTIFICACIÓN.

Mediante la ejecución de estudios realizados en las Centrales Geotérmicas del País se determinó que con una pequeña reducción en la temperatura de salida de las torres de enfriamiento se obtendría un incremento considerable en su capacidad de generación, no obstante para lograr esto es necesario la implementación de equipos de refrigeración que deben consumir una gran cantidad de energía de alguna fuente, dando lugar a la suposición que no es viable la implantación de estos equipos, tanto desde una perspectiva económica como técnica.

Para dar solución a esta situación y poder implementar este sistema se acude a la aplicación de técnicas especializadas de refrigeración, como es la refrigeración por absorción en donde cualquier fuente de calor puede ser utilizada para hacer funcionar el sistema, de este modo el suministro de energía podría ser de origen renovable permitiendo así solucionar los problemas técnicos y económicos que se han previsto.

De este modo se estarían aplicando simultáneamente técnicas de mejora en la eficiencia energética y uso de fuentes renovables de energía, que a su vez como se mencionó con anterioridad tiene un gran impacto en aspectos económicos, sociales y ambientales en nuestro país.

El beneficio en el aspecto económico se debe a que las técnicas de energía renovable promueven la autonomía energética, esto quiere decir hacer uso del recurso propio con que se cuenta en determinada región, de este modo puede verse reducida la dependencia económica de nuestro país respecto de la economía de otros y del petróleo, además con la aplicación de energías renovables y con la mejora en la eficiencia de los sistemas actuales también se tendría menor peso en la balanza de pagos, mayor valor agregado a las cadenas energéticas, mejora en la calidad del suministro energético y mayor confiabilidad del suministro energético.

Los beneficios sociales se tendrían debido a que mediante una mejora en la economía del país se puede impulsar el desarrollo social del mismo y de este modo mejorar la calidad de vida de la población salvadoreña, permitiendo que más familias tengan a su alcance el satisfacer sus necesidades básicas, así como el acceso a mayor y mejor tecnología que permita mejorar la educación y formación de nuestros jóvenes. Por otro lado la aplicación de estas técnicas reducen el impacto ambiental, tanto local como global al reducir la emisión de gases efecto invernadero al mismo.

CAPÍTULO I

1.0. CRISIS ENERGÉTICA Y LA IMPORTANCIA DE UN DESARROLLO SOSTENIBLE

1.1. Crisis energética.

Actualmente, el mundo se encuentra en un periodo de crisis energética, ya que dentro de algunos años, la producción mundial de petróleo convencional tiende a aumentar su costo de producción, al haber alcanzado actualmente el límite de explotación, mientras la demanda mundial no deja de aumentar.

El consumo de petróleo se cuantificó en el año 2004 en 82.5 millones de barriles al día (cada barril contiene 55 galones) (AIE 2004), constituyendo el 40% del consumo energético y de presentar un incremento de su consumo a escala mundial según pasan los años, siendo los EEUU el mayor contribuyente al haber incrementado su uso en un 20% en las últimas cuatro décadas. De ahí su continua atención sobre los conflictos del Oriente Próximo.

El choque resultante de esta creciente hambre petrolera junto con el encarecimiento del petróleo, es inevitable, a causa de la importancia de la dependencia de nuestras economías respecto del petróleo. Como alternativas se están barajando multitud de opciones, desde las energías alternativas o renovables hasta las energías nucleares, aunque ninguna de ellas cuenta con una viabilidad plena.

Desde 2003 no se ha descubierto ningún yacimiento nuevo y el petróleo obtenido es pesado, es decir, se encuentra en arenas asfálticas que contienen un gran contenido en azufre, por lo que no es bueno para el refinamiento al requerir un mayor gasto energético en éste. Las arenas asfálticas tienen un TRE (Tasa de Retorno Energético) de 1 a 4, es decir, se necesita un barril de petróleo para producir cuatro. En los grandes yacimientos petrolíferos, que se encontraban en rocas muy porosas por lo que su extracción era mucho más sencilla y de ahí que se les denominase bolsas, además de que su calidad era mucho mejor, el TRE era de 1 frente a 100.

1.2. Alternativas energéticas respecto del petróleo

El gas natural es el que más está aumentando su uso, constituyente del 24% del consumo energético, y tiene muchas ventajas, pero su explotación también contribuye al

efecto invernadero y sigue una curva de producción más pronunciada que la del petróleo, de manera que, una vez que se alcance el cenit, unos diez años después del petróleo, su declive será mucho más pronunciado. En Norteamérica la escasez de gas ya empieza a ser un problema.

El carbón es un combustible muy pesado, poco eficiente, con poca versatilidad y con un gran coste de extracción y de transporte. Aun así su consumo es del 25% del total de recursos energéticos. Es muy contaminante (tanto su minería como su combustión) y es el causante de la lluvia ácida, además de contribuir al efecto invernadero. Estos problemas se verían incrementados si se tratase de sustituir con él al petróleo.

La fusión nuclear, la que se produce en el interior del Sol y que nos proporciona la energía que nos llega del astro, es la fuente de energía de la que se dice que resolverá todos los problemas energéticos en el futuro, pero las complejidades tecnológicas a superar son de tal magnitud que desde que se planteó inicialmente ya se advertía que no iba a estar disponible al menos antes de pasados unos 50 años, y así se continúa diciendo en la actualidad, pese a que han pasado más de 30 desde entonces. Se necesita alcanzar temperaturas superiores a cien millones de grados para que se produzca la reacción de fusión; materiales que resistan las altas temperaturas y la radiación; lograr que la energía liberada sea mayor que la necesaria para calentar y mantener aislado el combustible; y finalmente, desarrollar dispositivos que capturen la energía generada y la conviertan en electricidad, de tal manera que de todo el proceso se obtenga un balance energético adecuadamente positivo.

La fisión nuclear presenta numerosas dificultades para implantarse a gran escala y a corto plazo: el enorme coste (económico y energético) de la construcción y desmantelamiento de cada central nuclear; la ausencia de soluciones al tratamiento y almacenamiento de los peligrosos residuos, que emiten radiactividad durante miles de años; el riesgo de accidentes nucleares y de atentados terroristas; los conflictos entre los países por el temor al posible empleo de la energía nuclear para fines militares; el gran impacto ambiental que genera la minería del uranio. En todo caso, aunque todos estos problemas se pudieran superar, el uranio también posee un pico de producción, que se alcanzará dentro de unos 25 años, plazo que se acortaría si se incrementase el número de centrales nucleares.

El hidrógeno no es una fuente de energía ni un recurso natural y debe obtenerse a partir de otras materias primas (agua, biomasa, combustibles fósiles), necesitando más energía para obtenerlo de la que después proporciona. Se plantea como combustible para el transporte porque no es contaminante y en principio se podría utilizar de forma líquida, como los derivados del petróleo, aunque para ello se tendrían que conseguir

temperaturas por debajo de los -253° C y presiones elevadísimas, lo que supondría un gasto elevado de energía. Ocupa 8 veces más volumen por unidad de energía que las gasolinas o el diesel, y haría falta adaptar a él los vehículos actuales y los sistemas de transporte y distribución de combustible que están implantados hoy en día, siendo su manipulación extremadamente peligrosa debido a su elevada inestabilidad. Las pilas de hidrógeno cuentan con los inconvenientes antes citados y a su vez la necesidad de platino, uno de los metales nobles más caros del mundo.

La energía hidroeléctrica, que sólo aporta el 2,7 % de la energía global, tiene pocas posibilidades de incrementarse significativamente. Las grandes presas siempre causan gran impacto sobre las áreas donde se construyen, y obligan a desplazarse a las poblaciones residentes en las mismas. Además las condiciones hidrográficas favorables cada vez son menores produciendo con mayor frecuencia largos periodos de sequía seguidos de periodos de lluvias torrenciales que no permiten su almacenamiento. También hay que añadir el hecho de que se pierde 66% de dicha energía en forma de calor en su transporte.

Los biocombustibles no tienen las prestaciones que presentan los gasóleos obtenidos del petróleo y, para incrementar su producción significativamente, se tendrían que dedicar una gran cantidad de tierras fértiles a su cultivo, lo que es complicado en un mundo en el que el hambre y la desertización son dos de sus problemas de más difícil solución. Además, nuevamente el petróleo aparece como el recurso que está detrás de su desarrollo, pues el proceso de siembra, tratamiento, fertilización, riego, cosecha, transporte y distribución requiere de energía que en la actualidad se obtiene del “oro negro”.

Actualmente con los altos precios del petróleo, y trayendo a cuenta el problema del calentamiento global; se vuelve imperativo el desarrollo de nuevas alternativas de aprovechamiento de algunas fuentes de energía no convencionales ó energías renovables, que proveen una opción de abastecimiento interesante, gracias a que permiten el aprovechamiento de los recursos locales suministrando energía a menores costos económicos y ambientales, en comparación con aquellas convencionales. Y además son recursos que están dentro de un ciclo natural de renovación relativamente corto. Algunas de estas fuentes de energía son las siguientes: (si bien algunas se mencionaron anteriormente se consideran renovables por su definición).

- ✓ **Energía eólica:** Es la energía obtenida con las corrientes de aire terrestre.
- ✓ **Energía solar:** Son sistemas que aprovechan la radiación solar incidente sobre la tierra para generar energía eléctrica, calefacción y aplicando algunas técnicas hasta frío.

- ✓ **Energía geotérmica:** Energía que se obtiene del calor interior de la tierra.
- ✓ **Energía hidráulica:** Es obtenida del aprovechamiento de la energía potencial gravitatoria del agua.
- ✓ **Energía mareomotriz:** Energía obtenida del movimiento del agua en la superficie de los océanos y mares.
- ✓ **Energía del biogás:** Gas que se genera por la descomposición de materia orgánica, y que se puede utilizar como combustible.
- ✓ **Energía a partir del hidrógeno:** Se extrae del agua por medio del proceso de hidrólisis, así como también por medio del reformado de gases.
- ✓ **Biocombustibles:** Se obtienen a partir de la transformación de materias primas (como soja, girasol, maíz, ricino, colza, cártamo, etc.), en aceites vegetales, utilizados para el abastecimiento de combustible.

1.3. Ahorro energético

El crecimiento poblacional y la economía de mercado han aumentado la demanda de productos y energía, creciendo la huella ecológica de la humanidad. La base de la economía mundial se basa en el concepto de crecimiento infinito que requiere de un 3% de incremento anual. Dicho crecimiento implica que en apenas un cuarto de siglo, las necesidades energéticas se habrán duplicado y así sucesivamente. También hay que tener en cuenta el hecho de que el 75% de la población mundial consume el 25% de la energía y el 25% del resto consume el 75% restante, por lo que si estos últimos quisiesen unirse al carro del consumo energético entonces las necesidades energéticas se multiplicarían entre 4 y 9 veces.

Los E.E.U.U y Canadá tienen el récord de consumo, constituyen sólo el 5% de la población mundial y consumen el 30% de la energía primaria. Como solución a dicha problemática energética, los científicos sólo encuentran como alternativa una reducción a nivel global del consumo de energía por individuo, es decir, un ahorro energético. En este campo se han hecho varios avances, ya que se ha trabajado en la eficiencia en el campo automotriz, se ha mejorado la eficiencia de maquinaria y equipo en general, además se promueve el reciclaje lo cual trae un gran ahorro de energía y beneficia al ambiente retrasando el cambio climático.

Como se ha expuesto anteriormente todas las fuentes de energía poseen sus propias desventajas debido a su naturaleza, tales como:

- ✓ Bajas eficiencias.
- ✓ Tecnología de equipos e instalación muy costosa.

- ✓ Algunas de ellas dejan desechos que duran miles de años en descomponerse (nuclear).
- ✓ Dependencia del petróleo para construcción y transporte de dispositivos componentes de los distintos sistemas.
- ✓ Desaparición de tierras de cultivo y desplazamiento de personas de sus tierras entre otras.

Sin embargo, se puede afirmar que es de suma importancia la investigación y desarrollo de sistemas que nos permitan superar los obstáculos actuales; iniciando también políticas de ahorro energético; reciclaje y el mejoramiento de sistemas actuales, por otra parte se debe aprovechar las bondades de las energías renovables, que son baratas luego de haber instalado el sistema de aprovechamiento, reduciendo así la dependencia actual del petróleo y asegurando el futuro de las generaciones venideras, así la humanidad estará mejor preparada para enfrentar el cambio climático, y la inminente desaparición del petróleo.

1.4. Cambio climático

Se llama cambio climático a la modificación del clima con respecto al historial climático a una escala global o regional. Tales cambios se producen a muy diversas escalas de tiempo y sobre todos los parámetros climáticos: temperatura, precipitaciones, nubosidad, etc. En teoría, son debidos tanto a causas naturales como antropogénicas.

Por "cambio climático" se entiende una variación del clima atribuido directa o indirectamente a la actividad humana que altera la composición de la atmósfera mundial y que se suma a la variabilidad natural del clima la cual se da cuando este fenómeno se produce constantemente por causas naturales. El cambio climático implica cambios en otras variables como las lluvias globales y sus patrones, la cobertura de nubes y todos los demás elementos del sistema atmosférico. La complejidad del problema y sus múltiples interacciones hacen que la única manera de evaluar estos cambios sea mediante el uso de modelos computacionales que simulan la física de la atmósfera y de los océanos.

Mucho se habla de los periodos de cambio del clima que ha sufrido el planeta tierra; y como ya se mencionó hay dos causas principales de ello, la primera es la variabilidad natural del clima, que como su nombre lo indica es a causa de fenómenos naturales; por otro lado existen causas no naturales, o mas bien antropogénicas. A continuación se presenta un orden de estos aspectos:

Variabilidad natural del clima:

- ✓ Influencias del Sol.
- ✓ Variaciones orbitales.
- ✓ Impactos de meteoritos.
- ✓ La deriva continental.
- ✓ La composición Atmosférica.
- ✓ Las corrientes oceánicas.
- ✓ El Campo magnético terrestre.

Causas antropogénicas.

Una teoría es que el ser humano sea hoy uno de los agentes climáticos, incorporándose a la lista hace relativamente poco tiempo. Su influencia comenzaría con la deforestación de bosques para convertirlos en tierras de cultivo y pastoreo, pero en la actualidad su influencia sería mucho mayor al producir la emisión abundante de gases que, en teoría, producen un efecto invernadero: CO_2 en fábricas y medios de transporte y metano en granjas de ganadería intensiva y arrozales. Actualmente tanto las emisiones se han incrementado hasta tal nivel que parece difícil que se reduzcan a corto y medio plazo, por las implicaciones técnicas y económicas de las actividades involucradas.

A finales del siglo XVII el hombre empezó a utilizar combustibles fósiles que la Tierra había acumulado en el subsuelo durante su historia geológica. La quema de petróleo, carbón y gas natural ha causado un aumento del CO_2 en la atmósfera y que produce el consiguiente aumento de la temperatura debido al efecto invernadero. Se estima que desde que el hombre mide la temperatura hace unos 150 años (siempre dentro de la época industrial) ésta ha aumentado $0.5^{\circ}C$ y se prevé un aumento de $1^{\circ}C$ en el 2020 y de $2^{\circ}C$ en el 2050.

Además del dióxido de carbono (CO_2), existen otros gases de efecto invernadero responsables del calentamiento global, tales como el gas metano (CH_4) óxido nitroso (N_2O), Hidrofluorocarbonos (HFC), Perfluorocarbonos (PFC) y Hexafluoruro de azufre (SF_6), los cuales están contemplados en el Protocolo de Kioto.

1.5. Generalidades del Desarrollo Sostenible

El término Desarrollo Sostenible se aplica al desarrollo socio-económico y fue formalizado por primera vez en el documento conocido como Informe Brundtland (1987) creado por la Comisión Mundial de Medio Ambiente y Desarrollo de Naciones Unidas.

Definición Según el Informe Brundtland-ONU:

“La capacidad de una sociedad para satisfacer las necesidades del presente, sin comprometer la capacidad de las generaciones futuras para satisfacer sus propias necesidades”

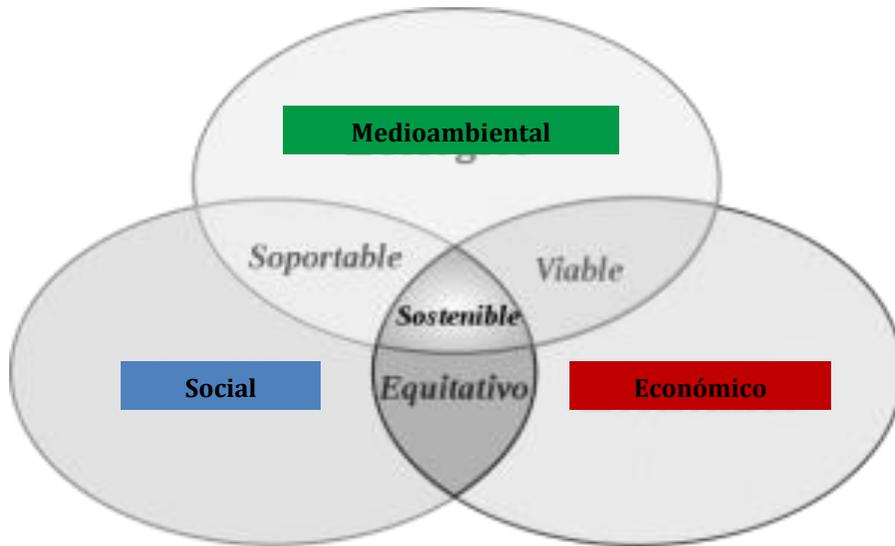


Figura 1.1 Pilares del desarrollo sostenible

Medioambiental

Diversidad Biológica

Recursos Naturales

Capacidad Máxima Admisible

Integridad de los Ecosistemas

Social

Equidad

Participación

Autodeterminación

Movilidad Social

Preservación de la Cultura

Económico

Servicios

Necesidades de los Hogares

Crecimiento Industrial

Crecimiento Agrícola

Uso Eficiente de la Mano de Obra

1.5.1. Historia del desarrollo sostenible.

- 16 de junio de 1972 - Conferencia sobre Medio Humano de las Naciones Unidas (Estocolmo). Es la primera Cumbre de la Tierra. Se manifiesta por primera vez a nivel mundial la preocupación por la problemática ambiental global.

- 1984 - Primera reunión de la Comisión Mundial sobre Medio Ambiente y Desarrollo, creada por la Asamblea General de la ONU en 1983, para establecer una agenda global para el cambio.
- 1987 - Informe Brundtland Nuestro Futuro Común, elaborado por la Comisión Mundial sobre Medio Ambiente y Desarrollo en el que, se formaliza por primera vez el concepto de desarrollo sostenible.
- Del 3 al 14 de junio de 1992 - Se celebra la Conferencia de la ONU sobre Medio Ambiente y Desarrollo (Segunda "Cumbre de la Tierra") en Río de Janeiro, donde:
 - Nace la Agenda 21, se aprueban el Convenio sobre el Cambio Climático, el Convenio sobre la Diversidad Biológica (Declaración de Río) y la Declaración de Principios Relativos a los Bosques.
 - Se empieza a dar amplia publicidad del término Desarrollo Sostenible.
 - Se modifica la definición original del Informe Brundtland, hacia la idea de "tres pilares" que deben conciliarse en una perspectiva de Desarrollo Sostenible: el progreso económico, la justicia social y la preservación del medio ambiente.
- 1997 - Se aprueba el Protocolo de Kyoto de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático.
- 2002 - Conferencia Mundial sobre Desarrollo Sostenible ("Río+10", Cumbre de Johannesburgo).
- 2005 - Entrada en vigor del Protocolo de Kyoto sobre la reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero.
- 2007 - Cumbre de Bali que busca redefinir el Protocolo de Kyoto y adecuarlo a las nuevas necesidades respecto al cambio climático. En esta cumbre intervienen los Ministros de Medio Ambiente de casi todos los países del mundo aunque Estados Unidos de Norte América y China (principales emisores y contaminantes del planeta) se niegan a suscribir compromisos.

1.5.2. Áreas prioritarias del desarrollo sostenible

- Derechos Humanos: Las compañías deben contribuir a la mejora de los derechos humanos creando capacidad local y respetando las diferentes culturas y la situación económica.
- Derechos de los Empleados: Deben incluir el enriquecimiento de sus habilidades y su capacitación. Las compañías tienen la obligación de proveer entrenamiento a los empleados para mejorar su futuro y el de su propia empresa.
- Involucramiento en la Comunidad: Debe haber un dialogo con grupos interesados acerca de la importancia de involucrarse e invertir en comunidades locales.

- Protección Ambiental: Hacer que la protección del medio ambiente sea una prioridad y que se cumpla con la legislación y las regulaciones ambientales.
- Relaciones con los Suplidores: Es importante incrementar las oportunidades para los medianos y pequeños suplidores en la cadena productiva. Lo mismo que, el intercambio del conocimiento y la tecnología.

1.5.3. Definición de Responsabilidad Social

Responsabilidad Social es el compromiso de los empresarios para contribuir al desarrollo económico sostenible, trabajando con sus empleados, sus familias, la comunidad local y la sociedad en general para mejorar su calidad de vida.

1.5.4. Definición de Eco-eficiencia:

“Entrega de bienes y servicios a precios competitivos que satisfagan las necesidades humanas y promuevan la calidad de vida, al tiempo que se reducen progresivamente los impactos ecológicos y la intensidad de uso de recursos naturales a lo largo del ciclo de vida, a un nivel por lo menos acorde con la capacidad de carga estimada de la Tierra.”

1.6. Situación y retos ambientales de El Salvador.

La protección y la armonía con el medio ambiente son factores que permiten a las naciones el crecimiento sostenible a mediano y largo plazo; así como, una variable importante de desarrollo y en la mejora en la calidad de vida en una determinada región.

Uno de los ocho Objetivos que se planteó las Naciones Unidas durante la Cumbre del Milenio, en Nueva York, año 2000, fue garantizar la sostenibilidad del medio ambiente.

En 2002 la Cumbre Mundial de Desarrollo Sostenible, celebrada en Johannesburgo, África, puso los cimientos para la acción y estableció metas importantes en la lucha contra la pobreza y el continuo deterioro del medio ambiente natural, problemáticas que ya entonces se habían agudizado.

Fue así que la Cumbre reiteró la importancia de la diversidad biológica o biodiversidad para el desarrollo de los países y la reducción de la pobreza, entre otros aspectos relevantes. La biodiversidad es de suma importancia para el desarrollo económico y social de la humanidad, pues la interacción de esta condición de la naturaleza provee alimentos, madera e insumos para combustibles y medicamentos.

También, la biodiversidad permite la generación de servicios ambientales naturales, como la protección de cuencas hidrográficas y de zonas costeras, se polinizan cultivos, se mantiene la fertilidad de los suelos, se reciclan desechos, etc. Sin embargo, la problemática de degradación ambiental es grave a nivel mundial y, particularmente, en países en vías de desarrollo, como El Salvador. Encontrar soluciones a los problemas ambientales implica la conjugación de esfuerzos de los distintos sectores de la sociedad para que la economía crezca a tasas sostenidas, en armonía con el medio ambiente.

El Salvador se ubica en la posición N°.72 en el "Reporte de Competitividad año 2004", en materia de rigor en la aplicación de las normas ambientales; lo que significa que el país se sitúa por debajo de la media en relación a 104 países analizados por el Foro Económico Mundial. Los actuales impactos de los daños ambientales en la productividad, la salud y la infraestructura son los suficientemente grandes como para llegar a cancelar el crecimiento anual de la economía.

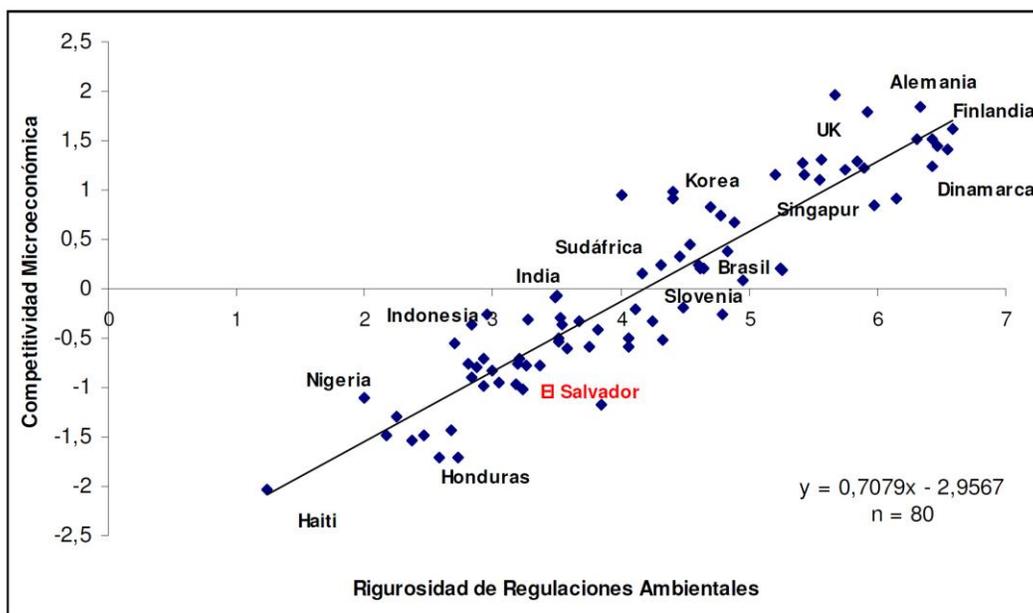


Figura 1.2 Competitividad y regulaciones ambientales (*Global Competitiveness Report 2002-2003*)

El Salvador podría perder su participación en el mercado extranjero a manos de competidores con un mejor registro y desempeño ambiental, especialmente en los mercados como el de Norteamérica, la Unión Europea y Japón que exigen normas

ambientales más exigentes para los productos importados y sus procesos de producción. Ahora que las industrias de otros países están adoptando los lineamientos de la ISO-14000 para su gestión ambiental, El Salvador se podría encontrar en desventaja competitiva para mantener su participación en el mercado o para penetrar en nuevos.

Para superar sus niveles actuales de competitividad, es indispensable en El Salvador la concertación y creación de alianzas que conduzcan a modificar los patrones de producción y consumo y que finalmente permita construir una sociedad más limpia, justa y equitativa, con la finalidad de contribuir a un mejoramiento de la calidad de vida de la población, tanto de las presentes como de las futuras generaciones. A continuación se presenta una descripción de la problemática ambiental y los retos futuros de El Salvador, teniendo presente que la información más reciente data del año 2003:

- a) La contaminación atmosférica en el país representa un problema predominantemente urbano, determinado por los altos niveles de concentración del parque automotor y las industrias, así como el alto consumo de energía en las zonas urbanas, principalmente en el gran San Salvador, utilizando como fuente primaria la combustión de combustibles fósiles. El 70% de las emisiones al aire provienen de la flota vehicular, principalmente colectivo y pesado, y el 30% de la cocción residencial (cocinar con leña), en el interior del país.

De las recientes mediciones de 2003 hasta la fecha, realizadas por el Ministerio de Ambiente y Recursos Naturales (MARN), los niveles de contaminación de Dióxido de Nitrógeno (NO_2), Dióxido de Carbono (CO_2), Dióxido de Azufre (SO_2) y Partículas Menores de 10 Micras (PM_{10}) se habían encontrado por encima de los valores guías ($40 \mu g/m^3$ y $50 \mu g/m^3$) establecidos por la OMS y la Agencia de Protección Ambiental de los EEUU (EPA), respectivamente. Tanto el SO_2 y el NO_2 son causas de enfermedades respiratorias. El dióxido de azufre produce el bloqueo de las vías respiratorias y puede provocar espasmos como tos y resuello, mientras que el dióxido de nitrógeno disminuye la resistencia del aparato respiratorio.

En el 2006, el Ministerio de Salud Pública y Asistencia Social (MSPAS) había registrado 854,670 enfermedades respiratorias (entre bronquitis aguda y crónica y asma) y superaba por más de 1,000 la cantidad de consultas ambulatorias registradas en el año 2005: 727,434.

En 2003 las emisiones nacionales de gases fueron de 1.25 millones de toneladas, de las cuales un 32% fueron de CO_2 (0.4 millones de toneladas). En vista de que El Salvador no tiene proyectos para mitigar los efectos del Dióxido de Carbono, además de la contaminación local es un emisor neto de carbono a la atmósfera en

la región centroamericana, con lo cual contribuye en la destrucción de la capa de ozono y en provocar el efecto invernadero.

- b) En cuanto al recurso hídrico, los ríos más contaminados son el Acelhuate, Suquiapa, Sucio, Grande de San Miguel y Acahuapa, los cuales drenan las aguas residuales de San Salvador, Santa Ana, Nueva San Salvador, San Miguel y San Vicente respectivamente.

Hasta el año 2002, la cobertura para el saneamiento ambiental en el área urbana fue del 86.67% y la letrinización en el área rural fue del 53.6%. La oferta hídrica del país, recibida por medio de la lluvia es en promedio 1,823 Mm. anuales, equivalentes a 38,283 millones de m^3 , de los cuales el 67% se pierde por la evapotranspiración, quedando solamente 12,633 millones de m^3 de oferta disponible (33%). Tomando en cuenta los 6.7 millones de habitantes del país con una dotación diaria de 250 litros persona/día, la demanda para uso doméstico representa solamente el 4.9% de la oferta disponible.

La canícula es un período anormalmente seco lo suficientemente prolongado para que la falta de agua produzca un serio desequilibrio hidrológico en el área afectada. Se estima que el 23% del territorio nacional está afectado por dicho fenómeno, aunque el 43% sufre los efectos de la sequía.

Según ANDA en el 2001, su producción de agua potable fue de 278.9 millones de m^3 y el consumo facturado fue de 249.0 millones de m^3 con pérdidas de 17.4%, debido a varias causas, pero principalmente al deteriorado estado de las tuberías por su obsolescencia. La cobertura del servicio de agua potable a nivel nacional a través de ANDA, municipalidades y comunidades autoabastecidas (conexiones domiciliarias y fácil acceso), para 2002 fue de 75.6%; en el área urbana fue de 91.8% y 48.3% en el área rural.

La generación de aguas residuales ha carecido de controles efectivos para que sean tratadas adecuadamente, ya que aproximadamente el 70% de las actividades económicas que generan aguas residuales no cuenta con tratamiento.

- c) Con respecto a la calidad del suelo, más del 50% del territorio nacional está siendo utilizado en forma inapropiada. Según mapa de pendientes, el 49% del territorio, son tierras con pendientes arriba del 15%, lo que sumado a la baja cobertura vegetal y las prácticas agrícolas sin medidas de conservación ocasionan altas tasas de erosión. En el país se han reportado tasas anuales de erosión de 59 millones de

toneladas de suelo, pérdida equivalente a un terreno de 4,545 hectáreas (45.45 Km^2) de superficie con un metro de profundidad.

- d) La generación promedio de desechos sólidos a nivel nacional es aproximadamente de $2,347.26 \text{ ton/día}$. En el país solo el 69% de los municipios (182) y el 63% de la población cuentan con el servicio de recolección. De los 182 municipios que cuentan con servicios de recolección, se han identificado 143 botaderos a cielo abierto. Para la disposición final de los desechos, solamente nueve municipios de los 182 (10.4%) cuentan con sitios adecuados (rellenos sanitarios) que reúnen las condiciones técnico-ambientales para este fin.
- e) Al igual que los países centroamericanos, El Salvador tiene vulnerabilidades ambientales que impactan en sus actividades socioeconómicas. Algunas estimaciones sobre las diferentes amenazas, indican que alrededor del 9.36% del territorio nacional ($1,970 \text{ km}^2$) está expuesto a impactos severos y moderados por inundaciones, asimismo el 19.2% ($4,040 \text{ km}^2$) está expuesto a diversos tipos de deslizamientos y más de 47% ($10,000 \text{ km}^2$) tiene posibilidades de ser afectado por sequías de forma severa, moderada o débil.
- f) En materia de leyes ambientales, El Ministerio de Medio Ambiente y Recursos Naturales (MARN), como autoridad ambiental y en cumplimiento a la Ley de Medio Ambiente, cuenta con ocho políticas ambientales. Adicionalmente, otras carteras de Estado coordinan y desarrollan esfuerzos medioambientales y de protección de los recursos naturales. Entre ellas se citan al Ministerio de Agricultura (MAG) como responsable en el manejo forestal y las cuencas hidrográficas, al Ministerio de Turismo (MITUR) como promotora del turismo ecológico y de aventura y al Ministerio de Salud Pública y Asistencia Social (MSPAS) que tiene a su cargo los temas relativos a la salud ambiental del país.

El Salvador ha suscrito distintos convenios internacionales sobre la materia, que se convierten en leyes de la República al entrar en vigencia. No obstante, es necesario fortalecer los esfuerzos de coordinación entre todas las instituciones, para asegurar que se cumplan las leyes y se incluyan las políticas de protección al medio ambiente en las agendas institucionales. Entre ellas se encuentra la Ley del Medio Ambiente y la Ley de Aéreas Naturales Protegidas, de reciente aprobación en la Asamblea Legislativa.

El cumplimiento de los acuerdos internacionales en materia ambiental involucra: la adopción de políticas comunes para la protección del medio ambiente, la conservación de los recursos naturales, la promoción del desarrollo sostenible, la

presentación de comunicaciones conjuntas sobre temas de interés común y el intercambio de información sobre las posiciones nacionales en foros ambientales internacionales.

Con respecto a este tipo de cumplimientos El Salvador se ubica en la posición N°.91 en el "Reporte de Competitividad año 2004". El país en lo relacionado a convenios internacionales ha manifestado una participación más activa en estos temas en los últimos años; por ejemplo, compromisos de: Impulsar la cooperación en el ámbito de la conservación y aprovechamiento sostenible de los recursos naturales y el medio ambiente en las siguientes áreas, consideradas como prioritarias:

- ✓ El Corredor Biológico Mesoamericano que abarca desde el sur de la Cordillera Neovolcánica de México hasta Panamá, con énfasis en las Reservas, los Parques y Areas Ecológicas Protegidas y en las Estrategias Nacionales de Biodiversidad y vida silvestre.
- ✓ Instrumentación Conjunta en los campos de Cambio Climático, Proyectos Forestales, Energía y Redes de Servicios Electrónicos Mesoamericano.
- ✓ Ordenamiento Territorial de Recursos de Tierra, Hídricos y Costeros con interés especial en el Ordenamiento Ecológico, la Evaluación de Impacto Ambiental incluyendo las Zonas Costeras y Recursos Marinos.
- ✓ Contaminación Ambiental en los aspectos de Sistemas de Monitoreo e Inventarios de Contaminantes, Instrumentos de Regulación, Infraestructura e Ingeniería Ambiental, Manejo y Sistemas Regionales de Control de Residuos Peligrosos.
- ✓ Política en los temas de Legislación Ambiental, Instrumentos de Gestión Ambiental, Economía Ambiental, Medio Ambiente y Comercio, en particular en relación a los Tratados de Libre Comercio, como es el caso del DR-CAFTA.

Para mejorar la gestión ambiental, El Salvador ha venido trabajando en el fortalecimiento de las capacidades estatales, legales, empresariales y de las comunidades. A nivel nacional sobresalen los procesos de modernización institucional, el impulso de sistemas de información y el fortalecimiento de los Sistemas de Evaluación de Impacto Ambiental (CEIA), los cuales son de cumplimiento obligatorio de las empresas en el momento de desarrollar proyectos productivos.

Pero debe tenerse presente que *"una adecuada respuesta ambiental conlleva a una mayor competitividad a través de una mayor eficiencia, innovación tecnológica y la adecuada implementación de sistemas de gerencia ambiental"*.

Es por ello que los sistemas de gerencia ambiental deben contribuir en la solución de los principales problemas ambientales y que se han descrito en este capítulo: suministro y contaminación del agua, líquidos de desechos industriales sin tratamiento, desechos sólidos, basura no recolectada, contaminación atmosférica, contaminación del aire en sitios de trabajo, erosión de suelos, sedimentación y deforestación. Para que el breve milagro económico y político de El Salvador llegue a ser duradero, hasta colocar con certeza al país en el camino de la paz hacia el desarrollo sostenible, dependerá en gran medida de la efectividad con que se solucionen, no solo los problemas sociales, sino que también los problemas ambientales. Este es el próximo desafío de El Salvador y en ese sentido, este trabajo quiere aportar su ayuda para contribuir en la verdadera prueba hacia una paz, democracia duradera en armonía con el medio ambiente y el desarrollo sostenible.

1.7. Barreras para la implementación de los Sistemas de Gerencia Ambiental en El Salvador

A pesar de algunas experiencias positivas, en El Salvador todavía persisten algunas barreras de entrada para que las empresas, principalmente las MIPYMES, logren implementar sistemas de gerencia ambiental. Para insertarse en la senda del desarrollo sostenible las empresas salvadoreñas requieren un importante apoyo para superar las siguientes barreras: (i) concientización; (ii) capacitación profesional; (iii) reglas normas y legislación; (iv) financiamiento; (v) facilitación de la implementación. A continuación se hace una descripción de las mismas de una manera más propositiva.

1.7.1. Concientización:

✓ Incentivar la participación de las empresas por sectores prioritarios.

Es pertinente abordar los sectores económicos que presenten mayor susceptibilidad de mejora en sus procesos por medio del SGA, incluyendo los más contaminados, los de mayor visibilidad o aquellos que enfrentan reglamentos más estrictos.

✓ Acercamiento con el público para generar presión para que las PYMES locales adopten prácticas de SGA.

El público en general, al igual que las industrias, deben disponer de información sobre los efectos de la contaminación en la salud y acerca de los beneficios de los SGA, con lo cual se amplía la concienciación y sirve para conceder a los ciudadanos la capacidad de

presionar a las empresas, en especial a las MIPYMES, que posiblemente responderán a este nivel de presión directa.

✓ **Diseminar experiencias exitosas y proyectos de demostración, combinado con las evaluaciones internas de las empresas.**

En el Salvador existen unos cuantos proyectos exitosos utilizando SGA, que requieren una mayor difusión, tales como: SIGMA/Q, Grupo Fertica, LaGeo, Amanco, CESSA y Baterías El Salvador, entre otros. Estos proyectos jugarían un papel muy positivo al mostrar sus beneficios técnicos y económicos a la comunidad empresarial salvadoreña. Una difusión extensiva a todos los sectores permitiría alcanzar una mayor representación de la industria. Los casos concretos, donde se mostraría las mejoras básicas hasta la completa optimización técnica del SGA, pueden servir para demostrar a las empresas una amplia diversidad de niveles de inversión que las beneficiaría económicamente.

✓ **Comercialización de los Sistemas de Gerencia Ambiental con miras a producir una combinación de beneficios económicos y ambientales.**

Los SGA ofrecen beneficios económicos mediante el uso eficiente de los recursos, así como una mejora en la productividad y beneficios ambientales reduciendo el daño ecológico. Por ello es importante que los proyectos demostrativos enseñen a las MIPYMES los beneficios finales, para que acepten e incorporen en los procesos productivos las prácticas de SGA.

✓ **Aprovechar los diferentes medios para resaltar la claridad del mensaje y su inteligibilidad en cuanto a los beneficios de los SGA.**

Es importante aprovechar las oportunidades que ofrece el extenso abanico de medios para conseguir la concienciación, entre otros, los vídeos, medios electrónicos (computadoras, internet), impresos (prospectos, manuales, ejemplos prácticos), etc. Los aspectos más importantes de los medios de comunicación son que estén escritos en un lenguaje familiar que las PYMES comprendan fácilmente, que se difundan por canales conocidos y que ofrezcan mensajes y pautas para actividades de seguimiento y apoyo empresarial.

✓ **Fortalecimiento de los programas de premios y programas voluntarios con beneficios perceptibles y tangibles que animen la participación empresarial.**

Los programas de premios suponen un medio innovador de concienciar sobre los SGA en El Salvador, al reconocer los grandes logros ambientales y económicos de las empresas, en vista de la ventaja comercial que reciben las premiadas por el reconocimiento mediático e institucional asociado con la iniciativa nacional.

1.7.2. Capacitación Profesional:

- ✓ **Debe desarrollarse un "mercado de los SGA" en el que participen tanto el lado de la oferta como el de la demanda.**

La capacitación debe desarrollarse tomando en cuenta el estado de la oferta y la demanda, con lo cual no solo se concentrará en la capacitación de consultores en SGA y el apoyo del conocimiento de los sistemas de gestión ambiental en las empresas, sino también en la concienciación que fomente la necesidad e interés por adquirir servicios de SGA, al tenerse más personal de las empresas en los programas de aprendizaje de SGA, redundando en una manera más eficaz de transmitir este conocimiento a las MIPYMES .

- ✓ **Formar una comunidad de profesionales capaz de ofrecer servicios de consultoría en SGA para que promueva y satisfaga las demandas de las empresas a medida que se desarrollen.**

Es necesario que en El Salvador se desarrolle una red de instituciones y profesionales para satisfacer la demanda de servicios de SGA, generada por las actividades de concienciación. La oferta de asesoría, capacitación y asistencia técnica han de coordinarse con una mayor concienciación y demanda por parte de aquellas instituciones nacionales que promueven el desarrollo sostenible y que sirvan de intermediarias entre los clientes y los profesionales de los SGA.

- ✓ **Incrementar la formación de profesionales de los SGA mediante planes de estudio universitarios.**

La educación en SGA debe incorporarse en los planes de estudio interdisciplinarios de las universidades salvadoreñas. Con el tiempo, los programas de capacitación con tan amplio espectro facilitarán la institucionalización de una "cultura de ecoeficiencia y SGA" entre los profesionales.

- ✓ **Implementar pasantías para combinar la capacitación profesional con la prestación de un servicio de SGA a bajo costo para las empresas y especialmente a las MIPYMES.**

Estos programas deben estructurarse para ofrecer a los estudiantes una amplia experiencia que les permita participar en proyectos de calidad internacional. Las empresas han de estar dispuestas a aceptar y aplicar las recomendaciones de los estudiantes internos.

- ✓ **La capacitación en SGA debe alcanzar a un grupo amplio de profesionales, extendiéndose más allá de los profesionales técnicos.**

Las actividades de capacitación deben dirigirse al menos a los siguientes grupos: (i) consultores; (ii) profesionales; (iii) propietarios/directivos/técnicos de las empresas; (iv)

estudiantes universitarios y de escuelas técnicas, (v) funcionarios de gobierno; y (vi) financieros locales. También debería incluirse al personal de diversos ministerios gubernamentales en departamentos relativos al medio ambiente, comercio, industria, economía, agricultura y turismo. Además de la capacitación general, se debe ofrecer otro tipo de preparación que se concentre en los distintos sectores y las necesidades específicas de cada categoría profesional.

✓ **Ofrecer una certificación a los proveedores de asistencia técnica en Ecoeficiencia y SGA.**

Para El Salvador es sumamente prioritario desarrollar un sistema de certificación para los formadores profesionales que conduzcan programas de información de Ecoeficiencia y SGA a la comunidad empresarial del país. La certificación fija un conjunto de normativas profesionales y ofrece a los proveedores más credibilidad ante sus clientes.

✓ **Promover más investigación y desarrollo para estimular la innovación local de tecnologías adecuadas.**

La investigación y desarrollo es prioritaria para alentar la autosuficiencia en la creación de tecnología propia en lugar de depender de las importaciones. De este modo se promueve la sostenibilidad y la competitividad de la tecnología ambiental nacional. La creación de lazos fuertes y permanentes entre las MIPYMES y los SGA puede sortear el obstáculo y proporcionar a las empresas el acceso a las nuevas tecnologías.

1.7.3. Reglas, normas y legislación:

✓ **Las normativas en SGA deben ser multisectoriales.**

La legislación juega un papel importante en generar presión para que las empresas adopten un nuevo comportamiento de estrategias convenientes, para lo cual es necesario que se establezcan políticas económicas, industriales, agrícolas y ambientales. En general, las políticas que fomenten los SGA deberían:

- i. Concentrarse en los cambios en la producción.
- ii. Mejorar la aplicación de la normativa para lograr su mejor cumplimiento.
- iii. Publicitar el desempeño ambiental y el fomento de las medidas que se tomen con respecto al consumo ambiental (etiquetado ecológico).
- iv. Revisar y enmendar subsidios preexistentes u otros incentivos económicos que pudieran rebajar artificialmente los precios de ciertos recursos que estimulen la contaminación o su uso insostenible.

- v. Facilitar la investigación y el desarrollo de tecnologías y herramientas limpias a fin de mejorar el apoyo informado en la toma de decisiones, aumentar la disponibilidad de la tecnología y alentar la innovación.
- vi. Apoyar la definición de las políticas generales y sectoriales, al igual que las acciones necesarias para poner en funcionamiento una estrategia nacional.
- vii. Diseñar un sistema básico que asegure altos niveles de cumplimiento, ya que la falta de aplicación socava la intención reguladora en el país.

✓ **Apoyar la adopción de políticas e incentivos basados en el mercado que promuevan los SGA.**

Los incentivos basados en el Mercado cuentan con mayor flexibilidad que los instrumentos habituales y sirven de incentivo para el desarrollo de mecanismos y tecnologías más eficaces para la prevención de la contaminación. También deben promoverse las exenciones fiscales a la importación de tecnologías de prevención de la contaminación.

✓ **Fomento de mecanismos para el cumplimiento negociado en la reducción de la contaminación.**

El cumplimiento negociado es una forma de colaboración que debe prevalecer entre el gobierno y el sector empresarial, dentro de un régimen regulado, que tiene en cuenta a todas las partes implicadas principales y promueve la cooperación. Es necesario el fomento de programas para negociar los niveles de cumplimiento en la reducción de la contaminación, un campo donde debe animarse a la colaboración de los legisladores y las empresas para fijar las normas. La decisión respecto al tipo de innovación tecnológica a emplear para cumplir un objetivo determinado debería hallarse en manos del sector empresarial, promoviendo de este modo la innovación tecnológica.

1.7.4. Financiamiento:

✓ **Las instituciones financieras, las escuelas de negocios y la comunidad académica necesitan aumentar su comprensión de los beneficios de la Ecoeficiencia y los SGA.**

El financiamiento sigue siendo uno de las barreras de entrada para las MIPYMES en su intención de implementar proyectos utilizando los conceptos y procedimientos de Ecoeficiencia y SGA.

Es importante ponerle atención a tres aspectos claves:

- i. la capacidad de las MIPYMES para elaborar propuestas dignas de financiamiento.
 - ii. La voluntad de las instituciones financieras para sufragar la inversión en Ecoeficiencia y SGA.
 - iii. La disponibilidad de fondos para la inversión en SGA. El financiamiento debe ser un tema tratado en los programas de educación formal y en talleres de concienciación de SGA.
- ✓ **Los programas de capacitación de SGA y los servicios de consultoría deben incluir enseñanzas sobre la elaboración de propuestas de inversión merecedoras de crédito.**

Las propuestas de las MIPYMES para los proyectos de Ecoeficiencia y SGA son frecuentemente rechazadas por no ser merecedoras de crédito. Los programas de capacitación y los servicios de consultoría deben incluir enseñanzas sobre la elaboración de propuestas de inversión en SGA que puedan ser sujetas de financiamiento. Este aspecto debería incluirse en el conjunto de capacidades transmitidas a los profesionales de SGA durante sus periodos de capacitación.

- ✓ **Los fondos deben ser flexibles, disponer de condiciones de pago innovadoras y ser administrados por instituciones financieras locales.**

Deben establecerse fondos y líneas de crédito renovables para la inversión en SGA. Los fondos deben ser flexibles, disponer de condiciones de pago innovadoras y ser administrados por instituciones financieras locales, incluso si provienen de fuentes externas. El gobierno puede aprovechar esta coyuntura para establecer mecanismos que cuantifiquen y expresen el costo del tratamiento de residuos y los costos ambientales externos, al igual que los beneficios económicos y los costos de la implementación de los SGA.

1.7.5. Facilitación de la Implementación:

- ✓ **Aprovechar la capacidad instalada de expertos locales con la finalidad de ofrecer asistencia técnica sobre el terreno, específica por sectores económicos y para la implementación de programas de SGA.**

Las asesorías dentro de las MIPYMES deben ser impartidas por expertos técnicos locales que estén familiarizados con los problemas propios de la naturaleza del sector industrial en que se desenvuelve la empresa. Estos expertos deben ofrecer asistencia en las fases de

evaluación/planificación y de implementación. La naturaleza de la asistencia también debe cubrir los aspectos técnicos y económicos del proyecto.

- ✓ **Los equipos de implementación de SGA de las empresas deben utilizar su propio personal de producción, supervisión y dirección.**

Se ha demostrado la eficacia de los equipos de proyecto en las empresas que combinan a personal de varios niveles para la implementación de proyectos de SGA, pues reúnen diferentes habilidades profesionales y crean cohesión entre los grupos. No obstante, el compromiso de la dirección es de vital importancia para conseguir de hecho la implementación de las soluciones propuestas por el equipo de la empresa.

CAPÍTULO II

2.0. REFRIGERACIÓN

La refrigeración es el proceso por el cual se reduce la temperatura de un espacio determinado y se mantiene esta temperatura baja con el fin, de por ejemplo: enfriar alimentos, conservar determinadas sustancias o conseguir un ambiente agradable. La refrigeración implica transferir la energía del cuerpo que pretendemos enfriar a otro, aprovechando sus propiedades termodinámicas. La temperatura es el reflejo de la cantidad o nivel de energía que posee el cuerpo, ya que el frío propiamente dicho no existe, los cuerpos solo tienen más o menos energía térmica. De esta manera enfriar corresponde a retirar energía (calor) y no debe pensarse en términos de " producir frío o agregar frío".

Las aplicaciones de la refrigeración ampliamente conocidas son el acondicionamiento del aire para comodidad humana y el tratamiento, transportación y conservación de alimentos perecederos, bebidas y productos farmacéuticos (la refrigeración evita el crecimiento de bacterias e impide algunas reacciones químicas no deseadas que pueden tener lugar a temperatura ambiente). Sin embargo también encuentra uso industrial a gran escala, por ejemplo, en la fabricación de hielo y la deshidratación de gases. Las aplicaciones en la industria del petróleo incluyen la purificación de aceites lubricantes, las reacciones a bajas temperaturas y la separación de hidrocarburos volátiles. Un proceso estrechamente relacionado es la licuefacción de los gases, que tiene aplicaciones comerciales importantes.

Pocas personas, fuera de las directamente conectadas con la industria, pueden apreciar el papel tan significativo que ha desempeñado la refrigeración en el desarrollo de la sociedad altamente técnica que es el mundo moderno. Difícil es también apreciar hasta qué punto una sociedad depende de la refrigeración para su propia existencia.

La lista de procesos o productos que han mejorados con el uso de la refrigeración es prácticamente interminable. Por ejemplo, la refrigeración ha hecho posible la construcción de enormes presas de captación, vitales para la recuperación de recursos en gran escala y para proyectos hidroeléctricos. Ha hecho posible la construcción de caminos y túneles y el hundimiento de cimentaciones y tiros de minas, a través de formaciones terrestres inestables. Ha hecho posible la producción de plástico, hule sintético y muchos otros materiales y productos, nuevos y útiles. Gracias a la refrigeración las fábricas textiles y de papel pueden acelerar sus máquinas obteniendo mayor producción y se disponen de

mejores métodos para el endurecimiento de los aceros para las maquinas o herramientas. Los ejemplos anteriores solo son unas cuantas, de las muchas maneras en que se utiliza en la actualidad la refrigeración, sin embargo; con el transcurrir del tiempo surgen cada día nuevas aplicaciones como es el caso del proyecto que se pretende implementar, y que se discute en este documento.

2.1. Historia de la Refrigeración.

El arte de la refrigeración basado en el hielo natural es muy antiguo y se practicó mucho antes de construirse cualquier máquina térmica. Hay escritos chinos, anteriores al primer milenio a. J.C. que describen ceremonias religiosas para llenar en invierno y vaciar en verano sótanos de hielo. Los antiguos romanos utilizaban el hielo de los Apeninos, y según Las mil y una noches, en la Edad Media caravanas de camellos transportaban hielo desde el Líbano a los palacios de los califas en Damasco y Bagdad.

Los griegos y los romanos comprimían la nieve en pozos aislados con pasto, paja y ramas de árboles. La nieve comprimida se convertía en hielo para ser usado en épocas de mayor calor. Esta práctica la describe Pelet y ha llegado hasta casi mediados del siglo XX en algunas zonas rurales catalanas, donde existían los llamados pous de glaç. Estos pozos se construían en laderas umbrías de los montes, de forma cónica con la base en la superficie y con un pozuelo en el fondo separado por una rejilla y en forma que se pudiese recoger y vertir fuera el agua producida por la fusión de hielo. A medida que se iba echando la nieve o el hielo en estos pozos, se rociaban con agua helada y, una vez llenos, se cubrían su boca con paja y tablas que aislaban el hielo del calor exterior; así conservaban hielo preparado en invierno.

Otros escritos antiguos describen cómo los egipcios, hindúes y otros pueblos, empleaban procedimientos para producir hielo artificialmente, en general parecidos en sus principios. Se llenaban con agua vasijas poco profundas de arcilla porosa u otro material análogo y se colocaban sobre gruesos lechos de paja durante la noche. Si las condiciones atmosféricas eran favorables: frío, aire seco y una noche sin nubes, la pérdida de calor, debida a la evaporación nocturna, originaba la formación de finas capas de hielo en la superficie. La paja impedía la conducción del calor desde la tierra más caliente y la forma de las vasijas, poco profundas y de una gran superficie, facilitaba la evaporación y la pérdida de calor por radiación. Estos primeros métodos de producir refrigeración son otro notable ejemplo de la habilidad humana, patente en toda la historia de la termotecnia y las máquinas térmicas, para desarrollar un arte útil mucho antes de la existencia de las correspondientes bases racionales y científicas; facultad de utilizar y crear lo que no se entiende que ha marcado la evolución de la humanidad.

Asimismo, hasta mediados del siglo XIX existían navieras especializadas que transportaban miles de toneladas de hielo de Suecia y de los Grandes Lagos de EE.UU. y Canadá a las Indias orientales, Australia, las Antillas y América del Sur.

La utilización de los procesos químicos mediante mezclas refrigerantes se puede considerar como una etapa intermedia entre el frío natural y el frío artificial, y desde la antigüedad se conocía que añadiendo ciertas sales, como por ejemplo el nitrato sódico, al agua, se consigue disminuir su temperatura.

Este procedimiento era utilizado en la India en el siglo IV y durante la dominación musulmana en la península Ibérica. Así, los Omeyas introdujeron en Córdoba los sorbetes que elaboraban usando una mezcla de nieve con salitre.

En el siglo XVII, las mezclas refrigerantes son utilizadas en la investigación científica por Robert Boyle (Castillo de Lios Mar 1627 – Londres 1691) y por el astrónomo físico francés Philippe Laire (París 1677 - 1719), más tarde, en el siglo XVIII, numerosos físicos y químicos emplean mezclas refrigerantes en el laboratorio. Destaca en su estudio Antoine Baumé, (Senlis 1728 - París 1804), farmacéutico y catedrático del Collège de Pharmacie de París desde 1758, y miembro de la Academia de Ciencias desde 1771.

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 , etc.

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.

2.2. Refrigeración Mecánica

La refrigeración mecánica, es decir producida consumiendo trabajo con una máquina funcionando continuamente, se obtuvo por diversos caminos pero todos basándose en la expansión de un fluido, que puede efectuarse sin cambio de fase (despresurización de un

gas) o, lo más frecuente, con cambio de fase (evaporación de un líquido), que a su vez se haya recalentado a la presión atmosférica o menor. A pesar de que los primeros intentos de obtener frío mecánico fueron por evaporación de un líquido volátil, la primera máquina realmente operativa fue de expansión de aire. Por este motivo se denomina máquina frigorífica de compresión.

La refrigeración mecánica o de compresión de vapor es el modo más común de obtener refrigeración, en el caso ideal, todo el flujo es sin fricción, salvo el que pasa por la válvula de expansión, y todos los procesos, excepto los del condensador y el evaporador (recinto frío) son adiabáticos. Sin embargo en la realidad existen una gran serie de factores que producen irreversibilidades en el ciclo de refrigeración, por lo que el ciclo teórico sufre algunas desviaciones.

La refrigeración mecánica se usa actualmente en acondicionamiento de aire para el confort así como congelación, almacenamiento, proceso, transporte y exhibición de productos perecederos. Ampliando estos conceptos, se puede decir que sin la refrigeración sería imposible lograr el cumplimiento de la mayoría de los proyectos que han hecho posible el avance de la tecnología, desde la construcción de un túnel, el enfriamiento de máquinas, el desarrollo de los plásticos, tratamiento de metales, pistas de patinaje, congelamiento de pescados en altamar, hasta la investigación nuclear y de partículas, aplicaciones en el campo de la salud y otros.

2.2.1. El refrigerador de Carnot

En un proceso de refrigeración continua, el calor absorbido a una temperatura baja es desechado ininterrumpidamente hacia el ambiente, que se encuentra a una temperatura más elevada. En esencia, un ciclo de refrigeración es un ciclo invertido de una máquina térmica. El calor es transferido de un nivel bajo de temperatura a uno más alto; de acuerdo con la segunda ley, esto requiere una fuente externa de energía. El refrigerador ideal, como una máquina térmica ideal, opera en un ciclo de Carnot, que en este caso consiste en dos etapas isotérmicas, en las cuales el calor $|Q_L|$ es absorbido a la temperatura más baja T_L y el calor $|Q_H|$ es desechado a la temperatura más elevada T_H , y en dos etapas adiabáticas. El ciclo requiere la adición del trabajo neto W al sistema. Como ΔU del fluido de trabajo es cero para el ciclo, la primera ley da:

$$W = |Q_H| - |Q_L| \quad (2.1)$$

La medida usual de la efectividad de un refrigerador se llama coeficiente de performance ó coeficiente de desempeño, que se define como:

$$COP = \frac{\text{Calor absorbido a la temperatura más baja}}{\text{Trabajo Neto}}$$

Así:

$$COP = \frac{|Q_L|}{W} = \frac{q_{evap}}{w} \quad (2.2)$$

Mediante algunas manipulaciones matemáticas y la aplicación de algunos principios termodinámicos la ecuación anterior puede expresarse en forma conveniente de la siguiente manera:

$$COP = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (2.3)$$

Esta ecuación se aplica solamente a un refrigerador que está operando en un ciclo de Carnot, y da el valor máximo posible de w para cualquier refrigerador que esté operando entre los valores T_H y L .

2.2.2. Ciclo de Compresión de Vapor.

Un líquido que se está evaporando a presión constante proporciona un medio para la absorción de calor a temperatura constante. En forma semejante, la condensación del vapor, después de la compresión a una presión más elevada, proporciona lo necesario para la expulsión del calor a temperatura constante. El líquido del condensador es regresado a su estado original por un proceso de expansión. Esto se puede llevar a cabo en una turbina de la cual se obtiene trabajo. Cuando la compresión y la expansión son isentrópicas, esta secuencia de procesos constituye el ciclo de la figura 2.1 la cual es equivalente al ciclo de Carnot, salvo que el vapor sobrecalentado proveniente del compresor (punto 3 en la figura 2.1) se debe enfriar a su temperatura de saturación antes de que empiece la condensación.

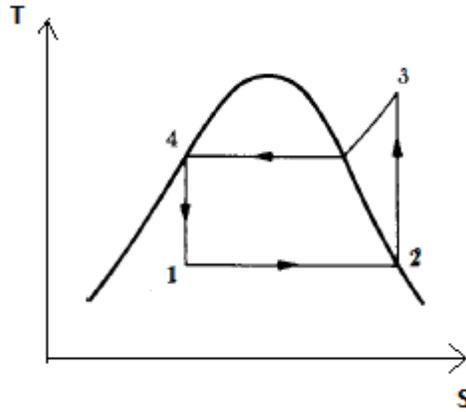


Figura 2.1 Diagrama $T - S$ de un ciclo invertido de Carnot.

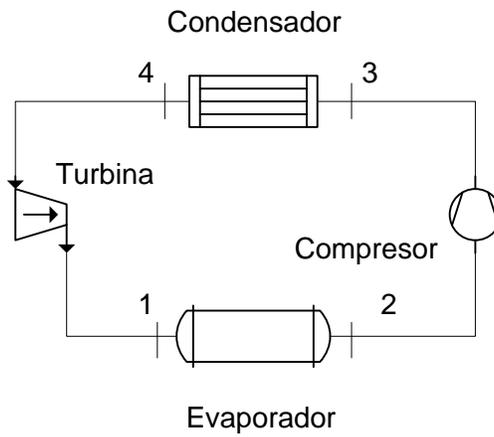


Figura 2.2 Diagrama de bloques de un ciclo invertido de Carnot.

Sobre la base de una unidad de masa de fluido, el calor absorbido en el evaporador es:

$$|Q_L| = \Delta H = H_2 - H_1$$

En esta ecuación se consideran despreciables los efectos del cambio en la energía cinética y potencial, en forma similar el calor expulsado en el condensador es:

$$|Q_H| = \Delta H = H_3 - H_4$$

Sustituyendo en la ecuación 2 se tiene:

$$COP = \frac{H_2 - H_1}{(H_3 - H_4) - (H_2 - H_1)} \quad (2.4)$$

Este proceso requiere una turbina o expansor que opere sobre una mezcla de dos fases líquido/vapor. Una máquina tal es impráctica para unidades pequeñas. Por consiguiente, el ciclo de la figura 2.1 se utiliza sólo para instalaciones grandes. Más comúnmente, la expansión se obtiene por estrangulamiento del líquido del condensador por medio de una válvula parcialmente abierta. La caída de presión en este proceso irreversible es el resultado de la fricción del fluido en la válvula. En unidades pequeñas, por ejemplo en los refrigeradores y en los acondicionadores de aire domésticos, la sencillez y el menor costo de la válvula de estrangulamiento compensa el ahorro posible de energía por medio de una turbina. El proceso de estrangulamiento ocurre a entalpía constante.

El ciclo de compresión del vapor que incluye una válvula a través de la cual se efectúa la expansión se muestra en la figura 2.3, en donde la línea $4 \rightarrow 1$ representa un proceso real de expansión, se inclina en la dirección de la entropía creciente, reflejando la irreversibilidad inherente en el proceso. La línea punteada $2 \rightarrow 3$ es la trayectoria de la compresión isentrópica. Para este ciclo, el coeficiente de performance es:

$$COP = \frac{H_2 - H_1}{H_3 - H_2} \quad (2.5)$$

El diseño del evaporador, compresor, condensador y equipo auxiliar requiere conocimiento de la velocidad de circulación del refrigerante \dot{m} . Esto es determinado por el calor absorbido en el evaporador mediante la ecuación:

$$\dot{m} = \frac{|Q_L|}{H_2 - H_1} \quad (2.6)$$

El ciclo de compresión de vapor de la figura 2.3 se muestra en un diagrama $P - H$ en la figura 2.5. Estos diagramas son utilizados más comúnmente que los diagramas $T - S$ en la descripción de los procesos de refrigeración, porque muestran directamente las entalpías requeridas. Aunque los procesos de evaporación y condensación se representan por medio de trayectorias de presión constante, ocurren pequeñas caídas de presión debido a la fricción del fluido.

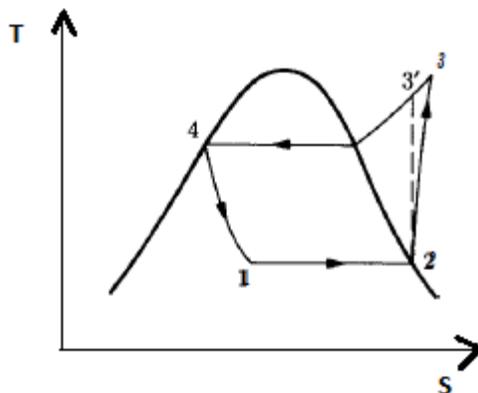


Figura 2.3 Diagrama $T - S$ de un ciclo de Compresión de Vapor.

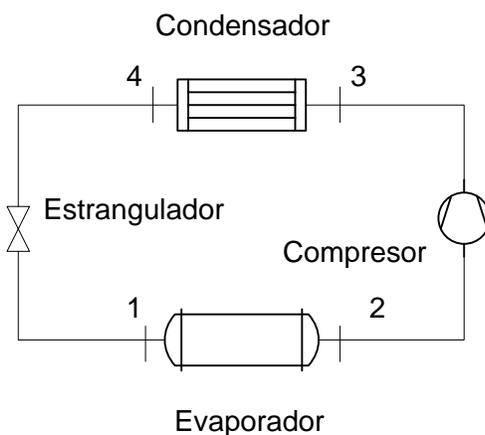


Figura 2.4 Diagrama de bloques de Compresión de Vapor.

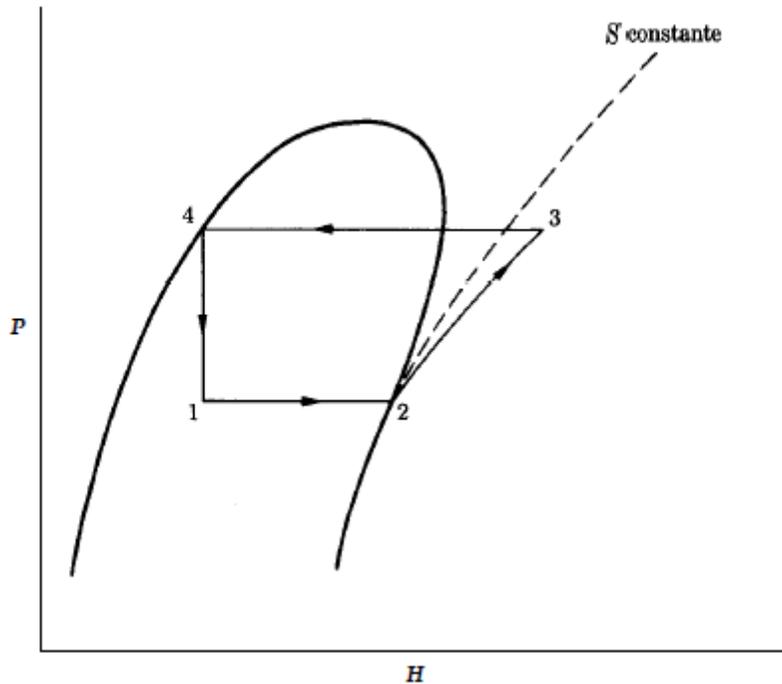


Figura 2.5 Ciclo de refrigeración de compresión de vapor sobre un diagrama $P - H$.

2.3. Refrigeración y Humidificación por Evaporación

Si nos fijamos en las temperaturas seca y húmeda de los termómetros de un Sigrómetro, veremos que normalmente, la del termómetro húmedo, es inferior a la temperatura ambiente que indica el termómetro seco.

Este fenómeno nos indica que, teóricamente, si se hace entrar en contacto el aire con un cuerpo empapado de agua, podemos conseguir disminuir su temperatura hasta la indicada por el termómetro húmedo. Este proceso es el mismo que mantiene fresca la temperatura del agua de una vasija de arcilla, y también el que se emplea para refrigerar las habitaciones en algunos países cálidos mediante esterillas humedecidas colocadas en las ventanas sobre las que sopla el viento. En este caso, al mismo tiempo que disminuye la temperatura del aire, aumenta también la humedad relativa del mismo.

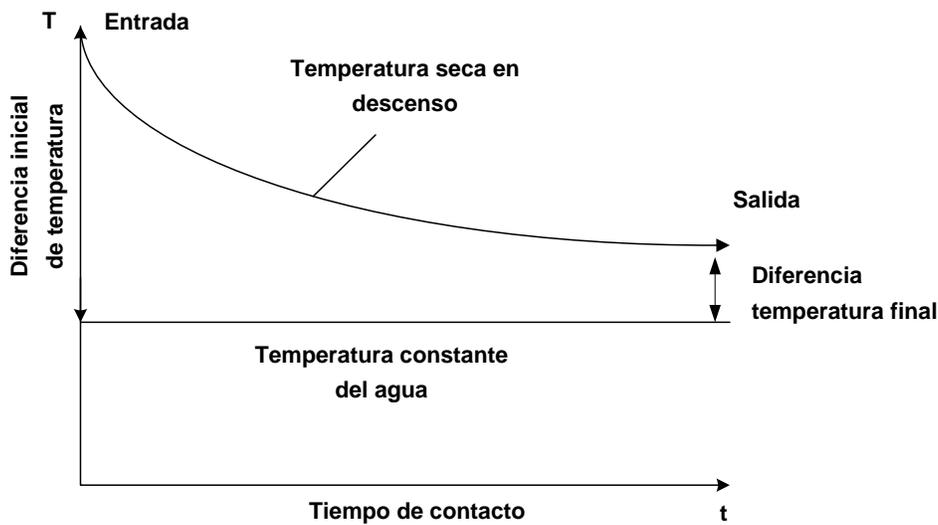


Figura 2.6 Representación gráfica de la refrigeración por humidificación.

Una explicación elemental de este fenómeno reside en el hecho de que, para evaporar el agua necesaria para saturar el aire de humedad, es imprescindible aportar el calor de evaporación para conseguir transformarla en vapor de agua y este calor sólo puede proporcionarlo el mismo aire, con lo que disminuye su temperatura. Para concretar más, así como plantear la solución de procesos de refrigeración y humidificación, fijémonos en la figura 2.7 en la que, en el diagrama psicrométrico, se han señalado dos puntos, el A y B, que corresponden a dos estados determinados del aire:

- ✓ El punto A representa aire con una temperatura seca de 30 °C y una humedad relativa del 40%.
- ✓ El punto B representa aire con una temperatura seca también de 30 °C y una humedad relativa del 60%.

En el caso de disponer de aire como el definido por el punto A, si lo ponemos en contacto íntimo con agua aquél se enfriará siguiendo el proceso marcado por la línea A – A'', de tal manera que cuando se alcance el punto A'' la temperatura del aire habrá descendido hasta 20 °C y su humedad relativa será del 100%. Así la humedad absoluta habrá aumentado de 10.7 gr_{H₂O}/Kg_{aire} (punto A₁) a 14.7 gr_{H₂O}/Kg_{aire} (punto A₂). Es decir, cada Kg de aire al mismo tiempo que desciende su temperatura en 10 °C absorbe 4 gr de agua.

Si el aire considerado es el definido por el punto B y, al igual que en el caso anterior, lo ponemos en contacto íntimo con agua se enfriará siguiendo el proceso marcado por la línea $B - B''$ descendiendo su temperatura a $24\text{ }^{\circ}\text{C}$ y alcanzando su humedad relativa también el 100%. La humedad absoluta habrá aumentado de $16\text{ gr}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{Kg}_{\text{aire}}$ (punto B_1) a $18.4\text{ gr}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{Kg}_{\text{aire}}$ (punto B_2). Es decir, cada kg de aire, al mismo tiempo que disminuye su temperatura en $6\text{ }^{\circ}\text{C}$, absorbe 2.4 gr de agua.

En los dos ejemplos anteriores vemos que la disminución de la temperatura se consigue a costa de un aumento de la humedad del aire y que el efecto refrigerador de este tipo de proceso es tanto más acusado cuanto más seco sea el clima. Otra característica a tener en cuenta es que, debido al aumento de humedad del aire, la capacidad de disipación de calor del cuerpo humano, que se produce principalmente gracias a la transpiración, disminuye.

2.4. Producción de Frío a Partir de Campos Magnéticos

En la refrigeración magnética se emplea un material magnético, el cual experimenta cambios de temperatura o intercambios de calor con los alrededores cuando se somete a un campo magnético intenso. Esta técnica se fundamenta en el efecto magnetocalórico, según el cual, algunos materiales cambian de temperatura cuando se magnetizan o se desmagnetizan.

Los materiales más frecuentemente usados han sido los paramagnéticos y los ferromagnéticos. Con la aplicación de grandes campos magnéticos sobre dichos materiales, ha se logra alcanzar temperaturas tan bajas como $1\text{ }\mu\text{K}$ y el empleo de estos refrigeradores ha cubierto prácticamente todo el rango de temperaturas.

Las principales ventajas de esta técnica, radican en su alto rendimiento termodinámico, su seguridad para el ambiente, su versatilidad y los bajos costos de operación. Debido a estas ventajas este sistema de refrigeración ha sido empleado exitosamente en procesos de licuefacción de gases, refrigeración criogénica y en sistemas de refrigeración con altos consumos energéticos. Actualmente, los esfuerzos se concentran en la optimización de los ciclos de refrigeración, con objeto de que se puedan emplear en sistemas de refrigeración de baja capacidad. El ciclo de refrigeración magnética consta de los siguientes pasos (ver figura 2.8):

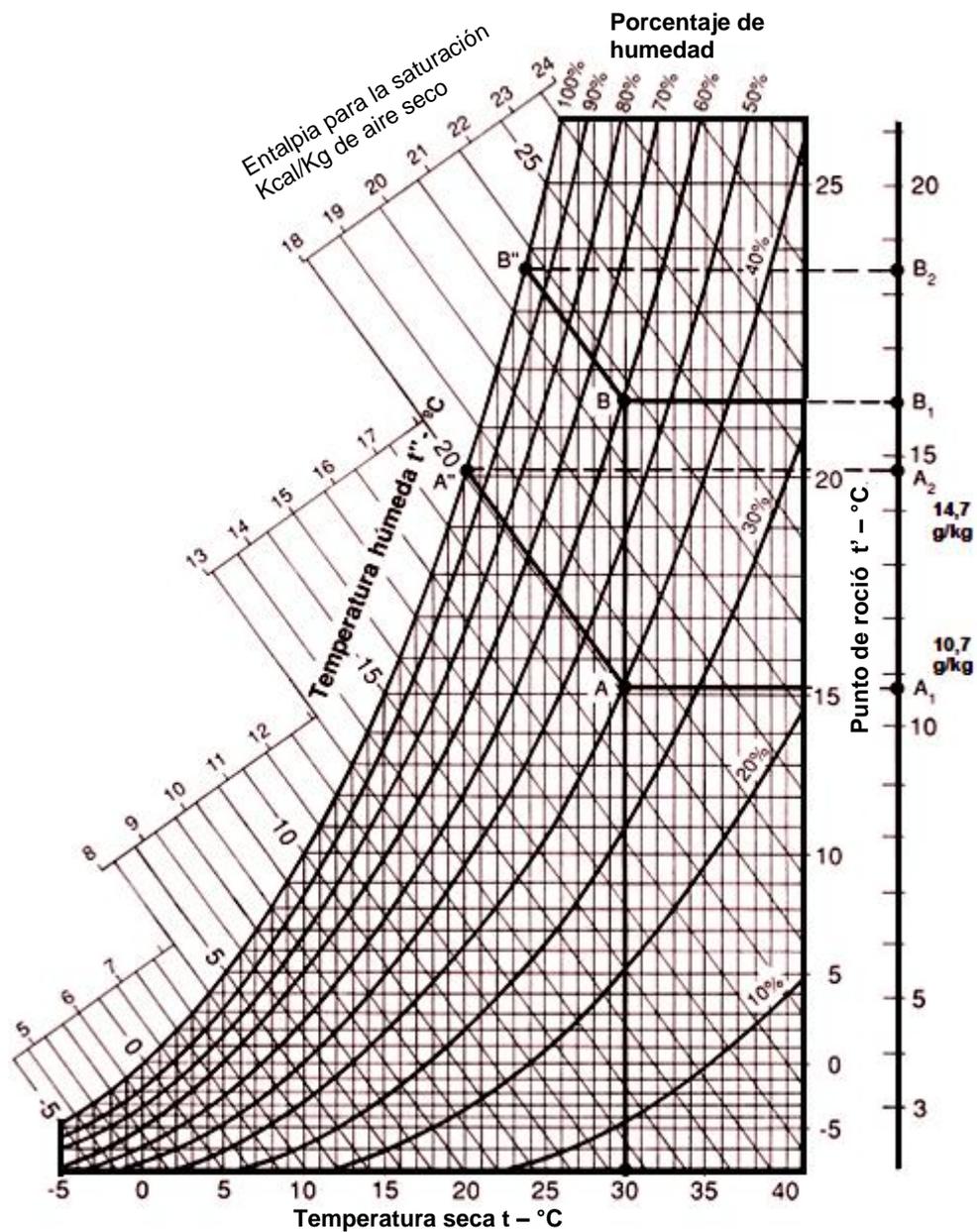


Figura 2.7 Carta psicométrica – El punto A representa aire a 30°C y 40 % de humedad que al saturarse al 100 %, punto A'', descende su temperatura a 20°C . El contenido de agua de 10,7 gramos por kilo de aire seco pasa a contener 14,7 gramos de agua por el mismo peso.

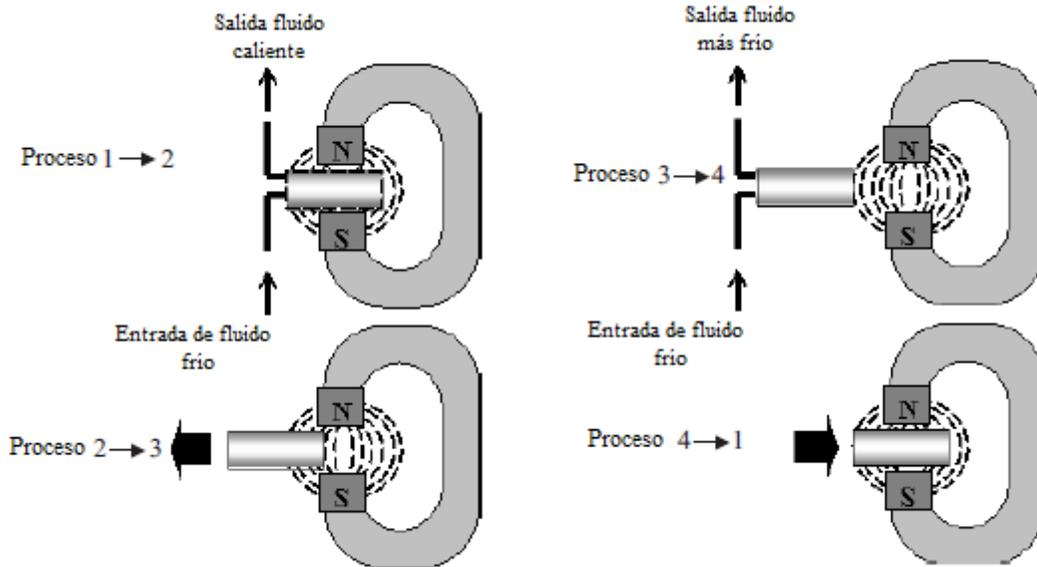


Figura 2.8 Esquema de un ciclo de refrigeración magnética.

Proceso 1→2: El material magnético se somete a un campo magnético fuerte, produciéndose una liberación de energía, la cual es absorbida por el fluido de intercambio, manteniéndose la temperatura constante.

Proceso 2→3: Se reduce el campo magnético aplicado al material, produciéndose una disminución de la temperatura del material magnético, el cual se encuentra aislado térmicamente.

Proceso 3→4: Se produce un intercambio de calor entre la fuente de calor y el material magnético (refrigeración). Además, simultáneamente, se elimina por completo el campo magnético aplicado. La temperatura permanece constante durante el proceso.

Proceso 4→1: El material magnético se aísla térmicamente y el campo magnético se incrementa, produciéndose un aumento en la temperatura del sistema.

La configuración típica de los materiales en un sistema de refrigeración magnética es la rueda regeneradora, la cual consiste en la rotación del material entre una zona de alto campo magnético y otra de bajo campo, mientras un fluido de intercambio absorbe o libera calor desde el material.

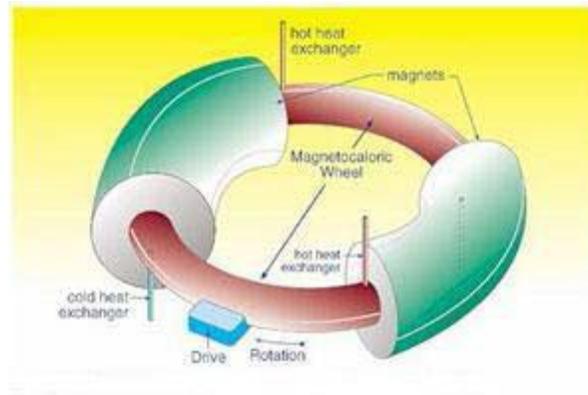


Figura 2.9 Rueda magnética regeneradora.

A continuación se procede a efectuar el análisis de primera ley para cada uno de los procesos que se presentan en el ciclo, sin embargo no se profundizará en las deducciones, ya que el objetivo de este apartado no es un estudio detallado de esta técnica sino más bien presentar una noción de en qué consiste esta técnica de la refrigeración magnética.

La aplicación de la primera ley permite encontrar los flujos de calor y las diferencias de temperatura para las diferentes etapas del ciclo, esta se puede expresar de la siguiente manera:

$$\delta Q - \delta W = dU + dE_c + dE_p \quad (2.7)$$

Dónde:

Q : Calor [J].

W : Trabajo [J].

U : Energía interna [J].

E_c : Energía cinética [J].

E_p : Energía potencial [J].

En el ciclo de refrigeración, se asume que los cambios de energía cinética y potencial son despreciables, así que:

$$dE_C = 0$$

$$dE_P = 0$$

Assumiendo que todo el trabajo realizado en el sistema es reversible, se cumple que:

$$\delta W = \sum_i L_i dl_i$$

Donde L_i es el coeficiente de trabajo conjugado con carácter intensivo, como la presión (negativa), la fuerza, la tensión intersticial, la intensidad del campo eléctrico o magnético, etc., mientras que l_i es la coordenada de trabajo, como el volumen, la longitud, el área superficial, la polarización eléctrica o magnética, etc.

Para el caso del refrigerador magnético, se cumple que:

$$L_i = -H$$

$$l_i = \mathfrak{S}V$$

Donde H es la intensidad de campo magnético y $\mathfrak{S}V$ es el producto entre la polarización magnética y el volumen. Mediante el empleo de estos conceptos la ecuación de la primera ley puede expresarse de la siguiente manera:

$$\delta Q - \mathfrak{S}VdH = dU - d(H\mathfrak{S}V)$$

Mediante el empleo de algunas propiedades termodinámicas, la ecuación de Gibbs generalizada y las ecuaciones de Maxwell para la termodinámica se encuentra que:

$$\delta Q = C_H dT + T \left(\frac{\partial(\mathfrak{S}V)}{\partial T} \right) \Big|_H dH \quad (2.8)$$

Donde H se refiere a la Entalpía y C_H se puede interpretar como el calor requerido para incrementar la temperatura del sistema en ΔT , mientras se mantiene H constante.

Además para poder apreciar la dependencia de la susceptibilidad magnética con respecto a la temperatura en materiales paramagnéticos se usó de la ley de Curie – Weiss, la cual al combinarla con conceptos termodinámicos da lugar a:

$$\delta Q = C_H dT + \mu_0 \frac{CT}{(T - \theta)^2} V H dH + \mu_0 \frac{CT}{T - \theta} \beta V H dH \quad (2.9)$$

Dónde:

θ : Punto de Curie paramagnética.

β : Coeficiente de expansión térmica a presión constante.

μ_0 : Permeabilidad en el vacío.

Mediante la correcta manipulación de la ecuación (2.8) y (2.9) y las apropiadas aproximaciones y consideraciones se pueden obtener las ecuaciones que rigen cada uno de los procesos descritos en el ciclo de refrigeración magnético descrito anteriormente:

El proceso 1→2 es isotérmico, así que $dT = 0$, en base a esta consideración se llega a la siguiente expresión:

$$Q = \frac{1}{2} \mu_0 \frac{CTV}{(T - \theta)^2} (H_1^2 - H_2^2) \quad (2.10)$$

El proceso 2→3 Es un proceso adiabático, por tanto $dQ = 0$ y de la ecuación (2.8), se obtiene que:

$$\left(\frac{T^2}{2} - 2\theta T + \theta^2 \ln T \right) \Big|_{T_2}^{T_3} = \frac{\mu_0 CV}{2C_H} (H_3^2 - H_2^2) \quad (2.11)$$

El proceso 3→4 Es un proceso isotérmico, así que $dT = 0$ y de esto se llega a:

$$Q = \frac{1}{2} \mu_0 \frac{CTV}{(T - \theta)^2} (H_3^2) \quad (2.12)$$

El proceso 4→1 Es un proceso adiabático, por tanto $dQ = 0$ y de esto se llega a:

$$\left(\frac{T^2}{2} - 2\theta T + \theta^2 \ln T\right)\Bigg|_{T_4}^{T_1} = \frac{\mu_0 CV}{2C_H} (H_1^2) \quad (2.13)$$

A partir de las ecuaciones que van de la (2.10) a la (2.13), se nota que el proceso termodinámico de un ciclo de refrigeración magnético se puede describir completamente, determinando la capacidad calorífica a intensidad de campo magnético constante y la dependencia de la polarización magnética (o de la susceptibilidad magnética) con respecto a la temperatura.

Con respecto al análisis de segunda ley, se omitirán las demostraciones y se procederá a presentar las ecuaciones de interés, estas son:

El cambio de entropía en el sistema ΔS el cual está dado por la siguiente expresión:

$$\Delta S = \int \frac{\delta Q}{T} = \frac{1}{2} \mu_0 \frac{CV}{(T - \theta)^2} H^2 \quad (2.14)$$

Y el Coeficiente de performancia queda expresado de la siguiente manera:

$$COP = \frac{|Q_C|}{W} = \frac{T_3}{T_1 - T_3} \quad (2.15)$$

Por último cabe mencionar que los refrigeradores magnéticos normalmente operan con una eficiencia entre el 50 y el 90% de la eficiencia de Carnot, lo cual refleja una eficiencia bastante buena del sistema.

2.5. Refrigeración por absorción de Vapor

En los apartados anteriores se ha descrito algunas de las técnicas empleadas en la refrigeración, sin embargo ninguna de las técnicas ya presentadas es tan versátil como la refrigeración por absorción para combinarse con un método de aprovechamiento de energía de fuente renovable. Es por eso que para el fin de lograr la caída de temperatura en el condensador de las centrales Geotérmicas de El Salvador y obtener un verdadero aumento en la eficiencia de dichas centrales es la técnica que se pretende implementar. Para obtener una mejor comprensión de cómo se llevará a cabo el diseño de este sistema es necesario sentar las bases teóricas por lo que a continuación se procede a dar una exposición detallada de la técnica.

2.5.1. Los sistemas de compresión y de absorción de vapor

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

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

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

Una razón por la cual el sistema de absorción es popular y versátil, estriba en que opera directamente con la energía calorífica. En cualquier lugar en donde se disponga de vapor residual, agua caliente o gases de combustión, se toma en consideración con especial interés, a la refrigeración por absorción. Aunque en la actualidad con el creciente interés en las técnicas relacionadas a las energías de origen renovable la fuente de calor para esta técnica de refrigeración, puede ser obtenida directamente de energía solar térmica y en algunos países del calor acumulado en el suelo también por efectos de la radiación solar.

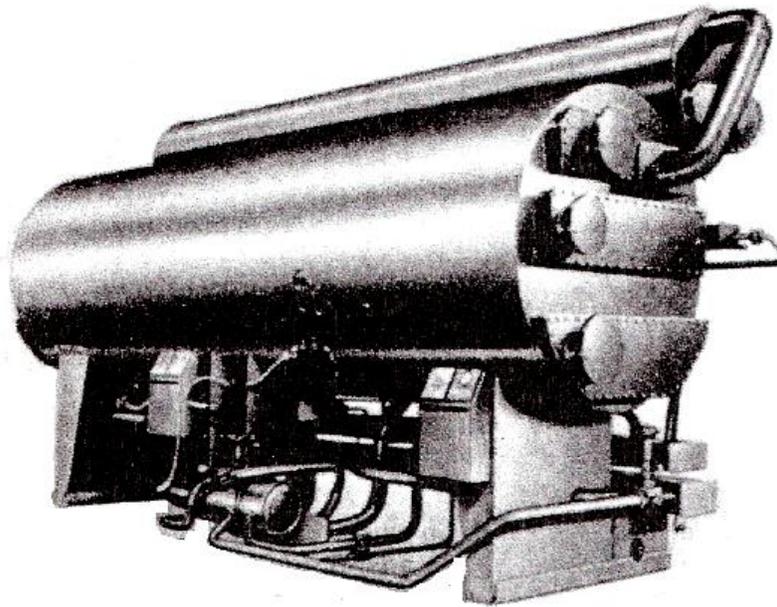


Figura 2.10 Un enfriador de agua, de refrigeración por absorción (de dos etapas). (*The Trane, Co., La Crosse, WI*).

2.5.2. El proceso de absorción

Es importante comprender el proceso de absorción y algunos de los términos que se relacionan con el mismo, ya que son esenciales para la comprensión del sistema que se va a discutir.

El término "absorción" se refiere a los procesos físicos y químicos que ocurren al entrar en contacto gases y líquidos, gases y sólidos ó líquidos y sólidos, e incorporarse el fluido a la otra sustancia, pudiéndose separar el fluido mediante el proceso inverso y llegar a la condición inicial.

Faraday de sus experiencias en el laboratorio, conocía que el cloruro de plata tiene la capacidad especial de absorber al amoníaco gaseoso. Expuso cierta cantidad de cloruro

de plata pulverizado al amoníaco gaseoso hasta que hubo absorbido todo el que podía retener. El polvo cargado de amoníaco se colocó posteriormente en un tubo de ensayo sellado con forma de V invertida. Cuando se aplicó calor a la mezcla, se presentó el desprendimiento de vapor de amoníaco. El vapor de amoníaco se enfrió sumergiendo el otro extremo del tubo en un recipiente con agua fría. El agua sirvió como agente de remoción de calor del amoníaco gaseoso. Conforme el vapor de amoníaco entró en el extremo frío del tubo de ensayo, se formaron gotas de amoníaco líquido, según muestra la Figura 2.11.



Figura 2.11 Desorción y condensación de amoníaco a alta temperatura.

Esta fue la primera vez que el amoníaco había cambiado del estado gaseoso al líquido. Las características del líquido producido comenzaron a ser estudiadas por Faraday. Una vez que eliminó la aplicación de calor y el agua de enfriamiento, sucedió algo curioso. Casi inmediatamente después, el amoníaco líquido comenzó a burbujear, regresando de nuevo al estado de vapor, el cual fue absorbido nuevamente por el polvo de cloruro de plata, como muestra la Figura 2.12.

Cuando Faraday tocó el extremo del tubo de ensayo que contenía amoníaco líquido, encontró que estaba bastante frío. Sin embargo, aún más sorprendente fue el hecho de que se había producido la ebullición del líquido, aún sin la presencia de fuente alguna de suministro visible de calor.

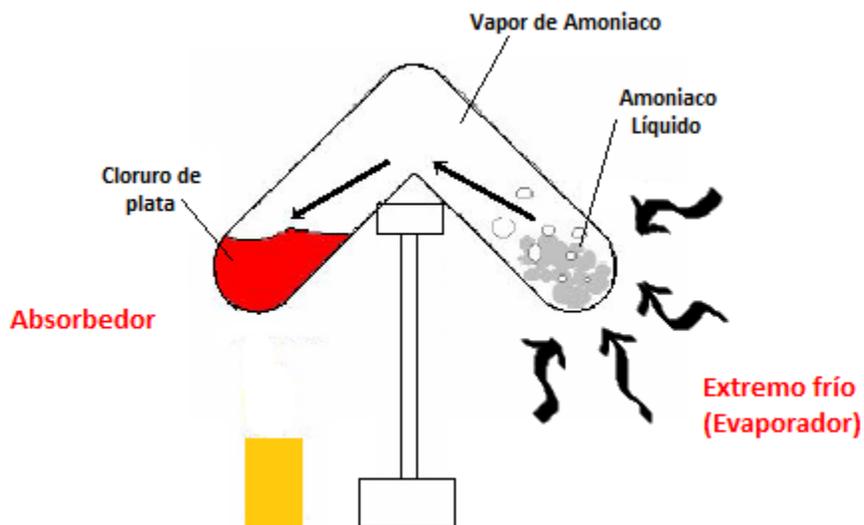


Figura 2.12 Evaporación y absorción de amoníaco a baja temperatura.

Cada vez que Faraday repitió el proceso, observó el mismo cambio. Lo novedoso consistió en el hecho de que fuera posible lograr temperaturas bajas en el laboratorio cualquier número de veces, sin que se alteraran los ingredientes en el tubo de ensayo.

Los experimentos de Faraday sentaron las primeras bases científico – teóricas de la refrigeración por absorción, sin embargo fue hasta el año de 1860 en que fue implementado y patentado por el francés Ferdinand Carré en los Estados Unidos.

En la actualidad el absorbente es un líquido, y la otra sustancia, que sirve como el refrigerante del sistema, se encuentra en un estado gaseoso (de vapor), cuando es absorbida. Dos pares de sustancias se utilizan con buen éxito en los sistemas de absorción. Un par está compuesto de agua y amoníaco. El agua es el absorbente, y el amoníaco el refrigerante. El otro par es el bromuro de litio (cuyo símbolo químico es LiBr) y el agua. En este caso, el bromuro de litio es el absorbente y el agua es el refrigerante. Se observará que en uno de los casos el agua es el absorbente, y en el otro es el refrigerante.

En los sistemas de refrigeración, la mezcla de las dos sustancias normalmente se encuentra en estado líquido. Cuando la proporción del absorbente en la mezcla es elevada y la proporción del refrigerante es baja, a la solución se le llama solución concentrada ó fuerte; y cuando la proporción del absorbente es baja y la del refrigerante es elevada, se le llama solución diluida ó débil. La concentración se expresa por lo general como el porcentaje en peso del absorbente. Una solución más concentrada puede absorber una mayor cantidad de refrigerante, con mayor rapidez. Una solución puede absorber sólo una

cantidad máxima de refrigerante; cuando se diluye demasiado, ya no es capaz de absorber más refrigerante.

Para iniciar la explicación del sistema de refrigeración por absorción, se utilizará el ciclo de bromuro de litio y agua. Cuando se haga referencia a un equipo específico, se describirá la disposición generalmente utilizada en las máquinas de gran capacidad para el aire acondicionado. Más adelante se discutirán otras disposiciones de los equipos que funcionan con amoníaco y agua.

2.5.3. El absorbedor y el evaporador

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

En los sistemas de compresión de vapor, la baja presión en el evaporador se mantiene mediante la acción de succión del bombeo del compresor, como se observa en la figura 2.13 (a), la cual remueve el refrigerante tan pronto como se evapora, evitando así que se eleve la presión. Se escogen refrigerantes adecuados, cuyas características de presión y temperatura correspondan al funcionamiento del compresor y demás componentes. Por ejemplo, si se utiliza refrigerante R-12 y se desea una temperatura de evaporación de 40°F, la presión en el evaporador se debe mantener a $51.7 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs}$. Si se utiliza refrigerante R-11, la presión en el evaporador tendrá que mantenerse a $7.0 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs}$. (14.3 in Hg) la cual está muy por debajo de la atmosférica.

Si se ha de utilizar el agua como refrigerante que se evapora a 40 °F, la presión debe mantenerse extremadamente baja, a 0.12 psi abs . (0.25 in Hg). La figura 2.13 (b) muestra en forma esquemática, cómo se utiliza el proceso de absorción para mantener esta baja presión. El evaporador contiene el refrigerante el absorbedor es un recipiente adjunto que contiene una solución fuerte (concentrada) de agua y bromuro de litio. Los dos recipientes se hallan conectados de manera que el vapor pueda fluir libremente entre los dos. A los recipientes se les vacía de todo aire hasta que se encuentran a una presión extremadamente baja. El agua en el evaporador comenzará a vaporizarse súbitamente; esto es, hervirá. El efecto refrigerante del calor latente de vaporización enfriará el agua no evaporada, lográndose la refrigeración.

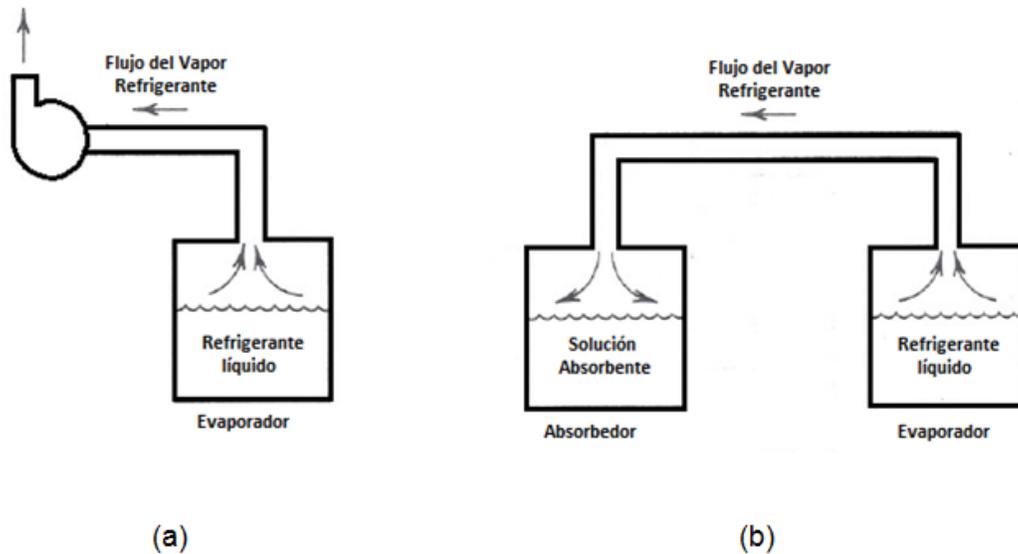


Figura 2.13 Comparación de las maneras de obtener el flujo y la succión de un refrigerante desde el evaporador, en los sistemas de absorción y de compresión de vapor. (a) Obtención del lado de baja en el sistema de compresión de vapor. (b) Obtención del lado de baja en el sistema de absorción.

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

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

Puesto que el evaporador debe mantenerse a una presión muy baja, el equipo debe estar herméticamente sellado. Esto sería físicamente impráctico si el agua refrigerante se hiciera circular por el exterior entre tuberías y serpentines, hasta llegar a la carga. Por lo tanto, el refrigerante se utiliza para enfriar es, el agua que circula a través de un haz de tubos externos hasta el evaporador (figura 2.14). Entonces se hace circular el

agua fría hasta la carga. Asimismo, el agua refrigerante se recircula continuamente mediante una bomba del evaporador, a través de un cabezal equipado con boquillas de aspersión, haciéndola pasar por fuera de la tubería de agua fría. El calor procedente del agua del sistema (a una temperatura ligeramente más alta que el refrigerante) evapora el agua refrigerante esto enfría el agua del sistema.

Una combinación de bomba y boquilla de aspersión, se utiliza, asimismo, para rociar la solución concentrada del absorbedor en el espacio del absorbedor. Esto aumenta el contacto en el área superficial entre la solución y el vapor de agua, aumentando, asimismo, la eficacia del proceso de absorción. El sistema que se muestra en la figura 2.13 (b) no puede operar de un modo satisfactorio durante mucho tiempo, debido a que la solución absorbente se diluye más a medida que absorbe el vapor de agua, y pronto se vuelve ineficaz. El régimen de absorción del vapor de agua disminuye, elevando la presión y la temperatura de evaporación hasta un nivel inaceptable. En un cierto punto, la solución cesa por completo de absorber el vapor de agua.

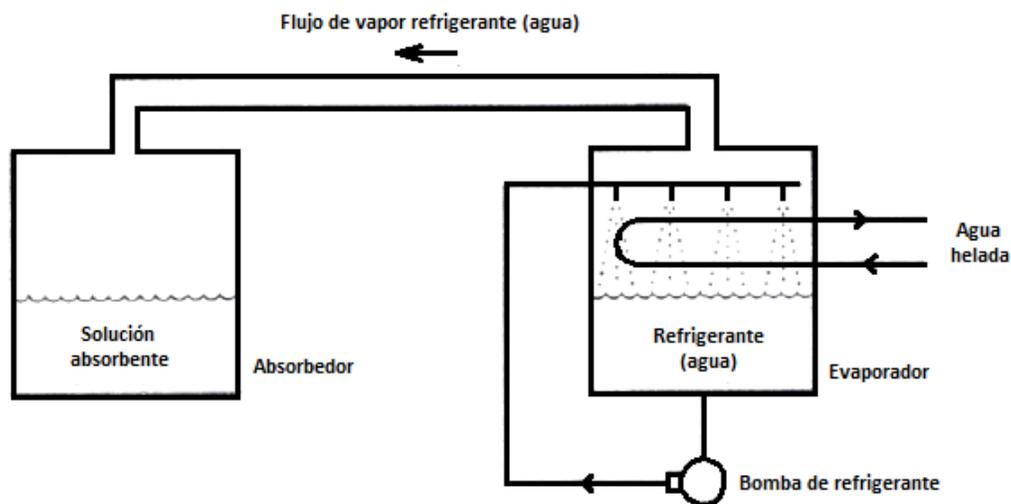


Figura 2.14 La bomba del refrigerante y el serpentín de distribución del agua helada, agregados al evaporador.

2.5.4. Recuperación del Refrigerante

Es obvio que se dispone de algunos medios para recuperar el refrigerante, si es que el sistema se va a utilizar más de una vez. Se necesitan dos etapas básicas. En primer lugar, es necesario separar el refrigerante de la solución. Esto se logra calentando la solución

débil, hasta alcanzar una temperatura a la cual el agua se separa por ebullición, lo cual se realiza en un componente llamado generador. En segundo lugar, el vapor de agua se debe condensar hasta alcanzar el estado líquido, de manera que esté en condiciones para usarse nuevamente en el evaporador.

La disposición del equipo que se muestra en la figura 2.13 (b) no es adecuada para efectuar la recuperación práctica del refrigerante sobre una base continua, pero constituye un interesante detalle histórico el hecho de que alguna vez se le utilizó como unidad de refrigeración doméstica, llamada "*pesa de gimnasia*". El evaporador solía colocarse en una caja aislada utilizada para enfriar alimentos. Durante un tiempo, el efecto de evaporación era satisfactorio, en cuanto a que producía agua razonablemente fría, la cual a su vez enfriaba el espacio circundante. Una vez que el proceso se hacía ineficaz, se removía la unidad.

Entonces se aplicaba al absorbedor un calentador de gas para evaporar el agua, aumentando la concentración de la solución. De esta manera, el absorbedor servía también como generador. Simultáneamente, se colocaba el evaporador en un baño de agua, condensándose el vapor de agua refrigerante. Entonces la "*pesa de gimnasia*" estaba lista para utilizarse nuevamente.

2.5.5. El generador y el condensador

En la figura 2.15 se muestra una disposición práctica utilizada para recuperar el refrigerante, de modo que el sistema pueda operarse continuamente. La solución débil se bombea del absorbedor a un recipiente llamado generador o concentrador. Se aplica calor a la solución, de lo que resulta la ebullición del agua. La solución fuerte, ahora reconcentrada, se retorna al absorbedor para luego rociarse de manera que penetre en el vapor de agua refrigerante de los alrededores, en donde tiene lugar la absorción. La fuente de calor es, con frecuencia, vapor de agua o agua caliente que circula en un serpentín, tal como se muestra en la figura 2.15. La aplicación directa de los gases calientes de la combustión o el agua evaporada por radiación solar puede, asimismo utilizarse, si bien, por supuesto, los aparatos son físicamente diferentes.

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

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

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

2.5.6. El cambiador de calor y los circuitos de agua de enfriamiento

Un dispositivo que ahorra energía, el cual se incluye en el sistema real, es un cambiador de calor, instalado entre las soluciones débil y fuerte (figura 2.15). La solución fuerte que sale caliente del generador precalienta la solución débil procedente del absorbedor. Esto ahorra parte de la energía necesaria para elevar la temperatura de la solución débil hasta el punto de ebullición, la cual, de otra manera, se tomaría de la fuente de calor. El enfriamiento de la solución fuerte en el cambiador de calor, reduce asimismo el enfriamiento necesario en el absorbedor, a fin de reducir la temperatura de la solución, hasta obtener la temperatura apropiada de operación.

Además de ser necesaria el agua de enfriamiento en el condensador, se debe remover calor en el absorbedor. En el absorbedor se libera calor de tres fuentes. Primera: cuando se absorbe vapor refrigerante, éste 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.

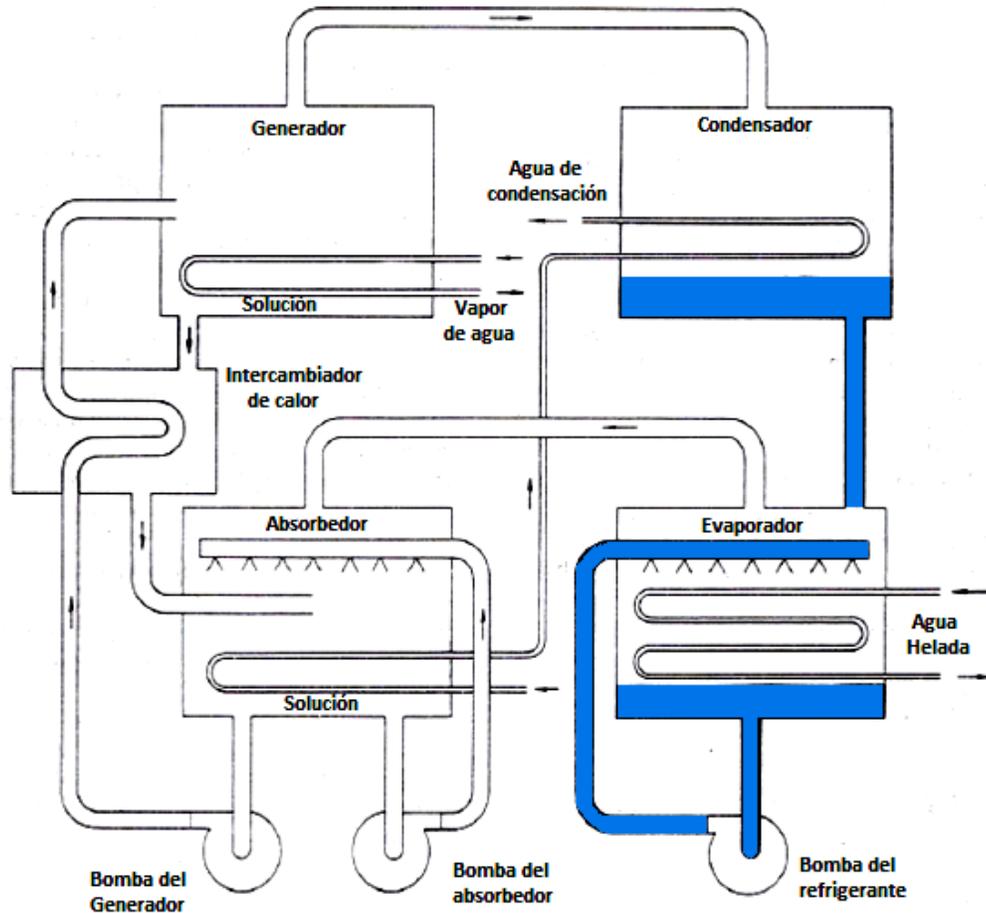


Figura 2.15 Disposición del sistema de absorción de bromuro de litio y agua.

El circuito del agua de enfriamiento por lo general se conecta en serie, y va primero al absorbedor y luego al condensador (figura 2.15). Puede utilizarse cualquier fuente usual de agua de enfriamiento, tal como una torre de enfriamiento. La cantidad total de calor que debe rechazarse del sistema es aproximadamente el doble, que en el caso del sistema de compresión de vapor.

2.5.7. Características del absorbedor y el refrigerante: cristalización

Tanto el absorbente como el refrigerante deben tener ciertas características deseables. El par constituido por el bromuro de litio y el agua, es del todo satisfactorio en muchos aspectos. Su costo es bajo, es químicamente estable, y no es tóxico. El bromuro de litio absorbe grandes cantidades de agua. Por lo tanto, sólo se debe bombear una cantidad

relativamente pequeña de bromuro de litio entre el absorbedor y el generador. El punto de ebullición del agua es considerablemente más bajo que el del bromuro de litio. Por lo tanto, es fácil separar uno del otro en el generador.

Las características de presión y temperatura del vapor de agua son tales, que las presiones en los recipientes serán extremadamente bajas. Esto no es deseable, puesto que el aire se filtrará por cualesquiera juntas deficientemente selladas. Esto elevaría la presión, y la temperatura de evaporación resultante sería inaceptable. En las primeras máquinas de absorción, esto constituía con frecuencia un problema. Sin embargo, hoy en día, el equipo es muy confiable en cuanto a la manera hermética de sellar. Las aplicaciones del sistema de bromuro de litio y agua se limitan a temperaturas relativamente elevadas, puesto que el refrigerante se congela a 32°F. **Cristalización.** La solución de bromuro de litio y agua posee una propiedad que puede causar dificultades. Si se enfría una solución fuerte (concentrada) que se halla a una temperatura elevada, del líquido se precipitan cristales sólidos. A este proceso se le llama cristalización. La mezcla resultante tiene una consistencia semejante a la del lodo. Si la cristalización tiene lugar en una máquina de absorción, la refrigeración cesa, puesto que las bombas no pueden operar con una mezcla semejante al lodo. Más adelante se tratan las causas de la cristalización, así como las maneras de evitarla.

El par que forma el agua y el amoníaco es, asimismo, bajo en costo y químicamente estable. La elección de la ubicación del equipo resulta restringida, ya que el vapor de amoníaco es una sustancia tóxica. Las características de presión y temperatura del amoníaco dan por resultado que se tengan presiones elevadas en los recipientes (a 40 °F la presión del evaporador es de 73.3 psi abs). La infiltración de aire no constituye por lo tanto, problema alguno durante la operación. Las presiones elevadas, particularmente en el equipo del lado de alta, pueden requerir un equipo de una resistencia mayor que la máquina de Bromuro de Litio y agua. El sistema de agua y amoníaco puede, desde luego, utilizarse para temperaturas bajas, ya que el refrigerante no se congela, excepto a temperaturas extremadamente bajas. Un problema existente en el sistema de absorción de agua y amoníaco, consiste en que parte del agua se consume por ebullición junto con el amoníaco en el generador, debido a que la volatilidad del amoníaco no es muy diferente a la temperatura del agua. Los fluidos entonces tienen que someterse a un proceso de separación, en un equipo llamado rectificador.

2.5.8. Las máquinas de absorción de bromuro de litio, de gran capacidad

El ciclo de absorción del bromuro de litio descrito en las secciones anteriores, en esencia representa la manera en que operan la mayoría de las máquinas de refrigeración por

absorción de gran capacidad. Estas máquinas se utilizan principalmente para enfriar agua destinada a los sistemas de aire acondicionado, en capacidades que abarcan desde aproximadamente 100 a 1500 toneladas de refrigeración. La disposición física real del equipo, es del todo diferente de la disposición esquemática que se muestra en la figura 2.15. Los cuatro componentes se combinan por lo general, ya sea en dos o hasta en un solo casco cilíndrico. En la figura 2.16 se muestra la vista de la sección transversal de una máquina de un solo casco. Este tipo de máquina se usará para describir el ciclo y su operación, así como algunas características físicas del equipo. Las condiciones de la temperatura que se muestran, son típicas.

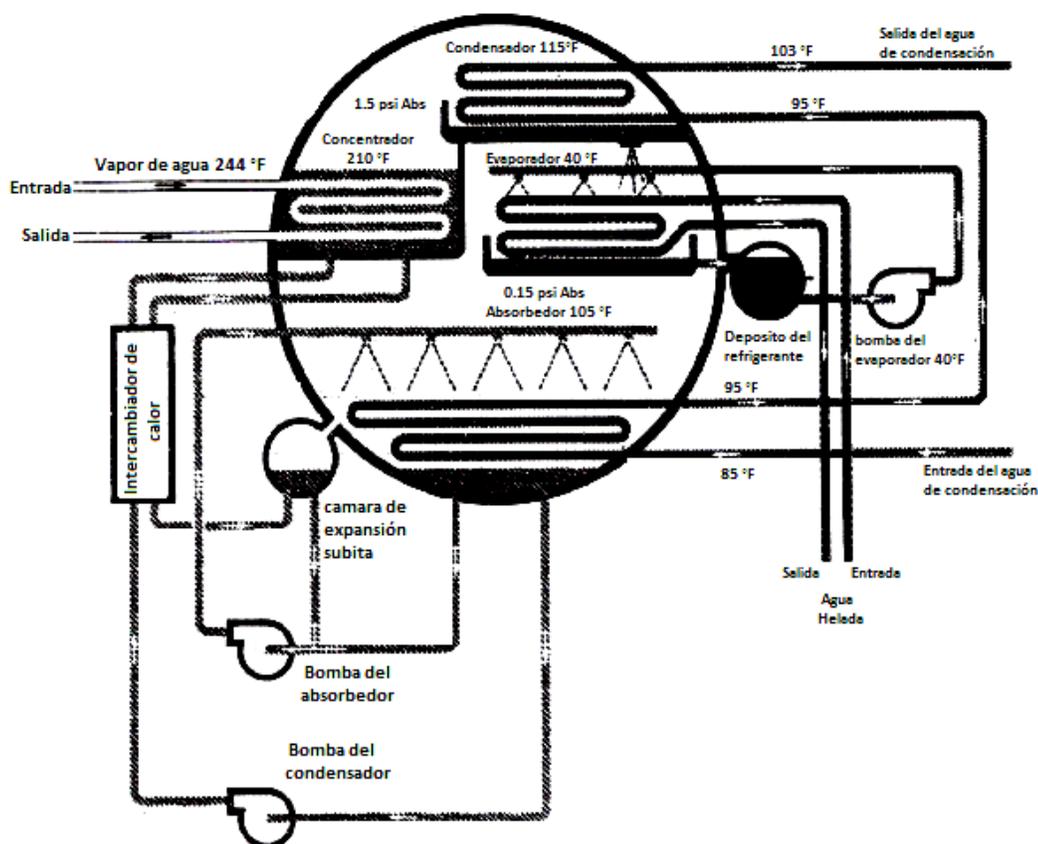


Figura 2.16 Vista de la sección transversal de un enfriador de agua por absorción, de bromuro de litio y agua, del tipo de un solo casco. Se muestran las presiones y temperaturas típicas de operación. (The Trane Co., La Crosse, WI)

El evaporador. En la figura 2.17 se muestran vistas de la sección transversal y en corte del evaporador. El refrigerante líquido (agua) fluye desde el condensador, a través de la restricción del orificio, hasta el evaporador. Debido a la caída de presión, tiene lugar un poco de vaporización súbita, y el refrigerante se enfría hasta 40°F. El refrigerante no evaporado cae al recipiente del evaporador. La bomba del evaporador hace circular continuamente esta agua hasta las boquillas de aspersión, que la extiende sobre el haz de tubos de agua fría del sistema. El calor procedente del agua del sistema evapora el refrigerante, y a su vez el agua del sistema se enfría de 54 °F a 44 °F, en este caso.

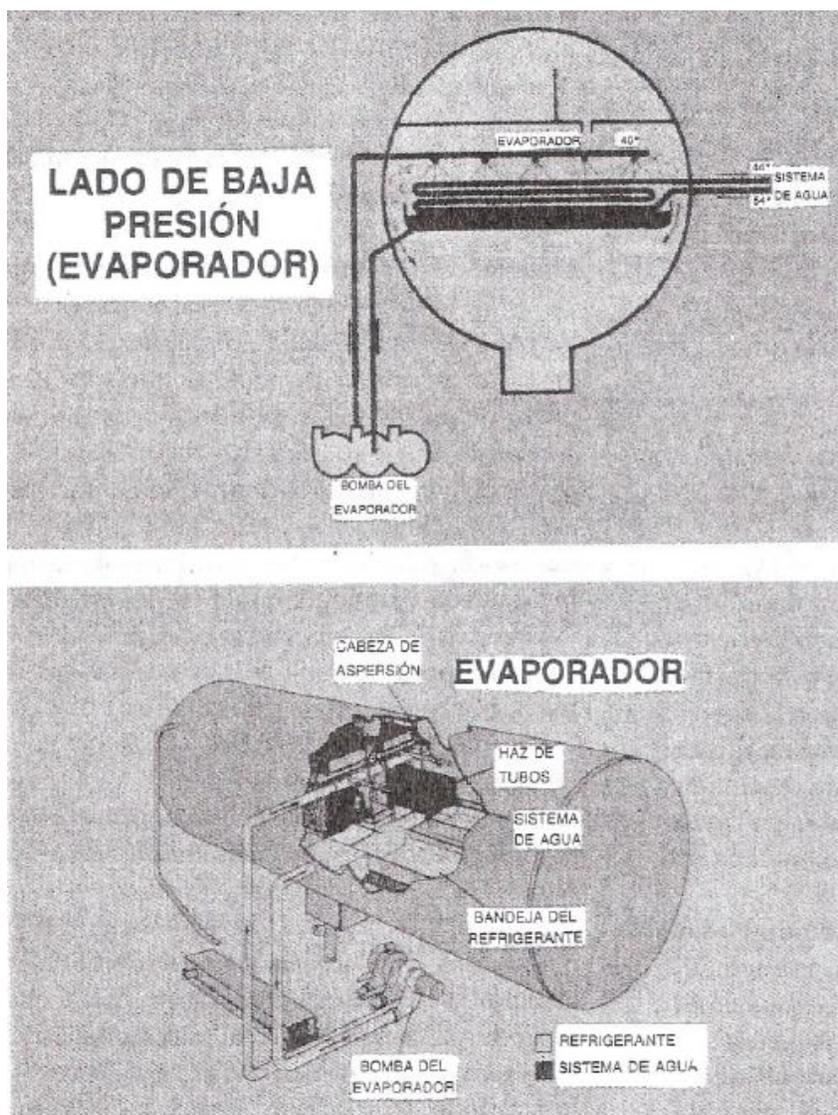


Figura 2.17 Operación y construcción del evaporador. (The Trane Co., La Crosse, WI)

El absorbedor. En la figura 2.18 se muestra la vista de la sección transversal y en corte de los componentes del absorbedor. Una solución de concentración intermedia se rocía en el espacio del absorbedor, por medio de la bomba del absorbedor. La solución absorbe el vapor del agua refrigerante circundante, el cual llena el espacio abierto del evaporador y la parte de absorción del casco. Se mantiene así la baja presión requerida (0.25 in Hg). Debido a la existencia de un pequeño gradiente de presión, el vapor refrigerante fluye continuamente hacia el absorbedor.

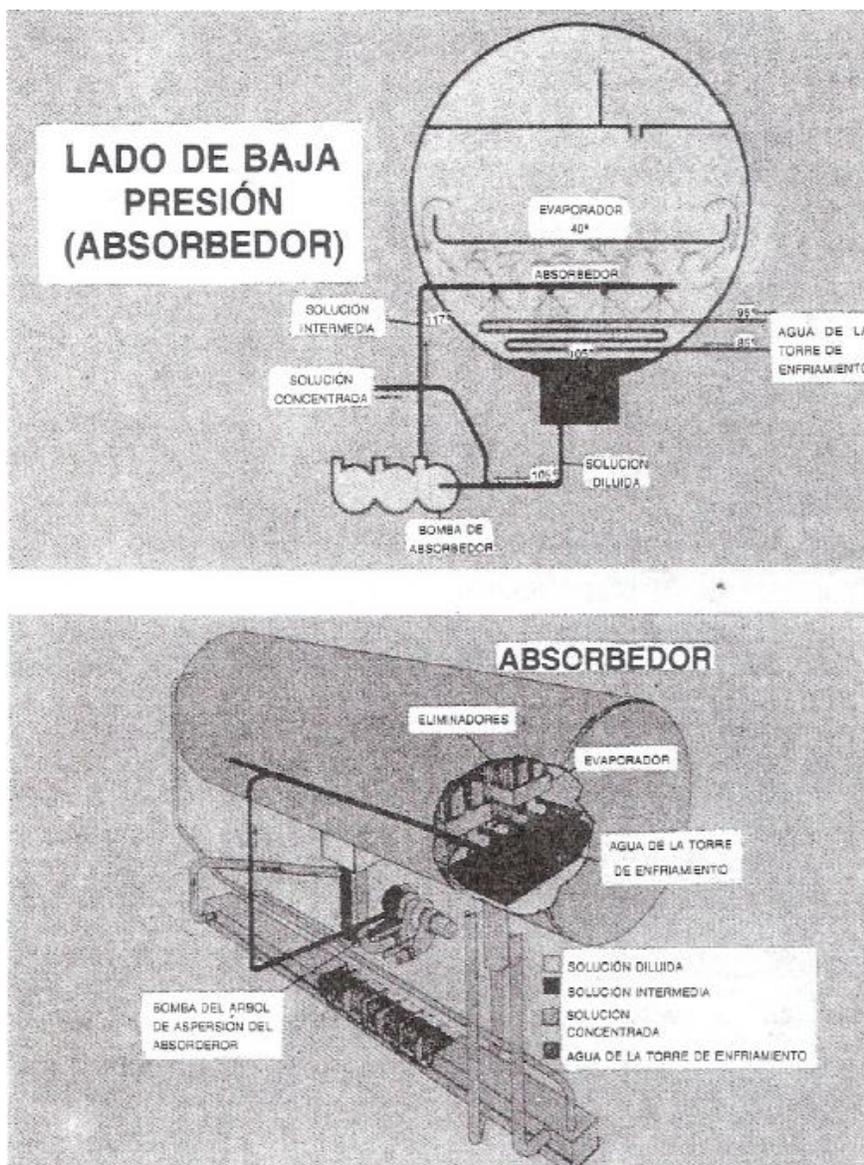


Figura 2.18 Operación y construcción del absorbedor. (The Trane Co., La Crosse, WI)

La solución diluida (débil) se recoge en un colector ubicado en el fondo del casco. La solución débil se mezcla en la succión de la bomba del absorbedor con la solución fuerte que regresa del generador, para formar la solución intermedia.

Hay dos motivos por los que se utiliza una solución de concentración intermedia en el absorbedor. La solución fuerte puede cristalizarse a las temperaturas a que se enfría. Asimismo, la cantidad de solución fuerte, no sería suficiente para humedecer por completo el haz de tubos de agua de enfriamiento.

En el absorbedor se genera calor, de la condensación del refrigerante absorbido, del calor de dilución, y del calor sensible de la solución fuerte. Este calor se remueve mediante el agua de enfriamiento que circula, a través de un haz de tubos. La temperatura del absorbedor se mantiene a 105°F. El agua de enfriamiento se calienta de 85 a 95°F.

El generador (concentrador). En la figura 2.19 se muestran vistas de la sección transversal y en corte de los componentes del generador. La solución débil procedente del absorbedor se bombea hasta el generador mediante la bomba de la solución. Una fuente de calor, en este caso un serpentín de vapor, calienta la solución hasta alcanzar la temperatura a la cual el agua se evapora (210°F), dejando una solución fuerte. Mediante un cambiador de calor, la solución débil se precalienta (de 105 a 175°F) aprovechando la solución de retorno, la cual a su vez se enfría hasta llegar a 135°F. La solución fuerte se mezcla con la solución débil en la succión de la bomba del absorbedor.

El condensador. En la figura 2.20 se muestran vistas de la sección transversal y en corte del condensador. El vapor de agua del refrigerante, procedente del generador, pasa al condensador. El haz de tubos del agua de enfriamiento en el condensador elimina el sobrecalentamiento del refrigerante, y luego lo condensa (a 113°F).

El refrigerante se acumula en el depósito del condensador, y fluye a través del orificio hasta el evaporador, experimentando vaporización súbita y enfriándose por sí mismo, conforme disminuye la presión. El circuito de agua de enfriamiento está conectado en serie desde el absorbedor. El agua entra a 95°F y sale a 103°F, y enseguida se envía a la torre de enfriamiento para que se enfríe nuevamente.

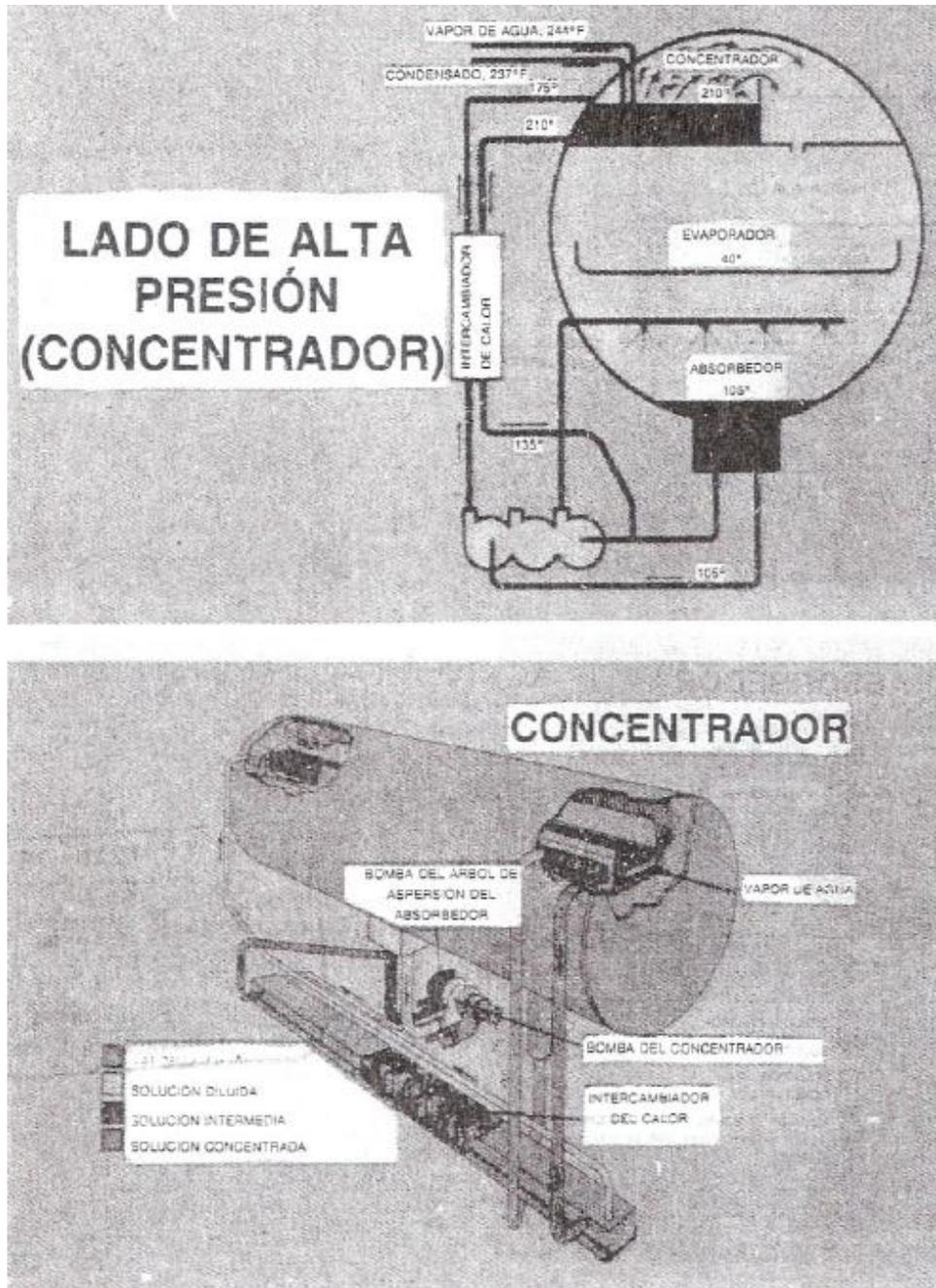


Figura 2.19 Operación y construcción del concentrador. (The Trane Co., La Crosse, WI)

2.5.9. Control de la capacidad

El control de la capacidad de los enfriadores de absorción de bromuro de litio y agua se logra variando la concentración de la solución en el absorbedor. Si se reduce la concentración, la solución tiene menos afinidad para absorber el vapor de agua. Esto eleva la presión y la temperatura en el evaporador. Por lo tanto, la diferencia de

temperatura entre el agua enfriada en el sistema y el refrigerante disminuye, y disminuye también la capacidad de enfriamiento.

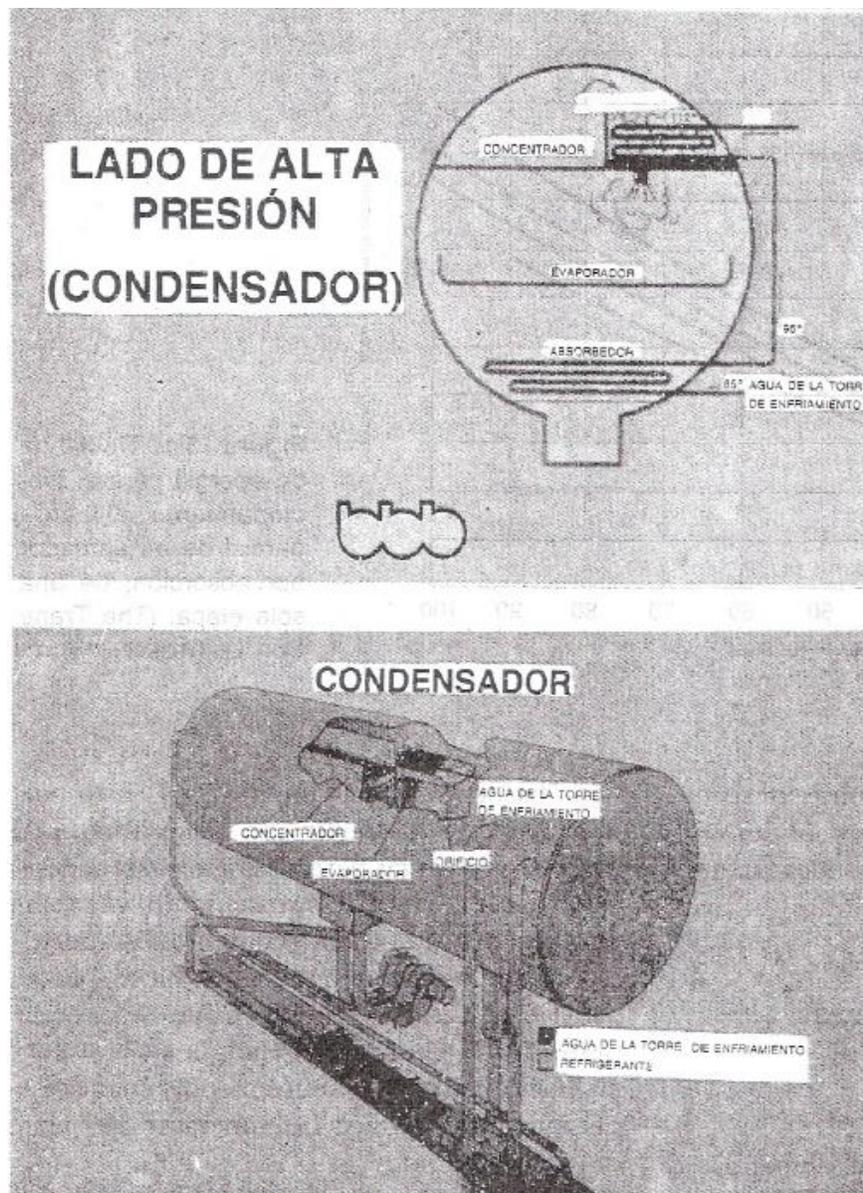


Figura 2.20 Operación y construcción del condensador. (The Trane Co., La Crosse, WI)

Las máquinas modernas de absorción utilizan un control de estrangulación de la fuente de calor para regular la capacidad de refrigeración. La válvula de estrangulación de dos vías situada en la línea de suministro del vapor o del agua caliente, se controla

mediante la temperatura del agua fría que sale del sistema. Cuando la carga de refrigeración disminuye, cae la temperatura del agua. Esto estrangula la válvula de control, y de esta manera se suministra menos calor al generador. Se evapora menos refrigerante, y la solución de retorno resulta menos concentrada. Esto reduce la concentración de la solución que se bombea al absorbedor, y la capacidad de enfriamiento disminuye, como se acaba de explicar.

El *control del agua del condensador* se ha utilizado anteriormente, como un medio de controlar la capacidad de la máquina de absorción. La estrangulación del flujo del agua del condensador eleva la presión y la temperatura del condensador, y se evapora menos refrigerante en el generador. La solución de retorno está, por lo tanto, menos concentrada, y tiene lugar el mismo efecto que se explicó previamente. Sin embargo, este método ya no se utiliza. Un problema que se origina con el mismo consiste en que la mayor temperatura de condensación del agua, da por resultado el aumento de la formación de incrustaciones en los tubos.

2.5.10. Funcionamiento a carga parcial y la demanda de energía

En la figura 2.21 se muestran las demandas relativas del consumo de energía del enfriador de absorción, correspondientes a diferentes temperaturas del agua de entrada al condensador. A 85 °F la demanda de energía disminuye aproximadamente en la misma proporción que la capacidad.

Anteriormente era necesario mantener la temperatura del agua del condensador cerca del valor de diseño, a una carga parcial. Una ligera reducción en la temperatura podía ocasionar que la temperatura de la solución disminuyera hasta el punto de cristalización. Sin embargo, en las máquinas modernas, el diseño permite que la temperatura del agua del condensador varíe hasta aproximadamente 55°F. Esto tendrá lugar por lo común, de manera natural, puesto que a cargas parciales, se rechaza menos calor hacia la torre de enfriamiento, y la temperatura del agua de enfriamiento disminuye. Las condiciones ambientales conducen, por lo general, al mismo resultado. Como se ve en la figura 2.21, el uso de la energía a carga parcial, es considerablemente menor, cuando se permite que disminuya la temperatura del agua del condensador.

Se cuenta con una disposición de *economizador* para carga parcial (figura 2.22), la cual reduce el consumo de energía a cualquier temperatura dada del agua del condensador. Se instala una válvula de estrangulación en la línea de la solución débil, que va del absorbedor al generador. Cuando la carga disminuye la válvula se estrangula, de manera que se bombea menos solución al generador. Esto reduce la entrada de calor

requerido, y ahorra energía. Por ejemplo, con un agua en el condensador a 85°F, la entrada de energía, a un 50 por ciento de la carga, es el 40 por ciento de la entrada de energía a plena carga.

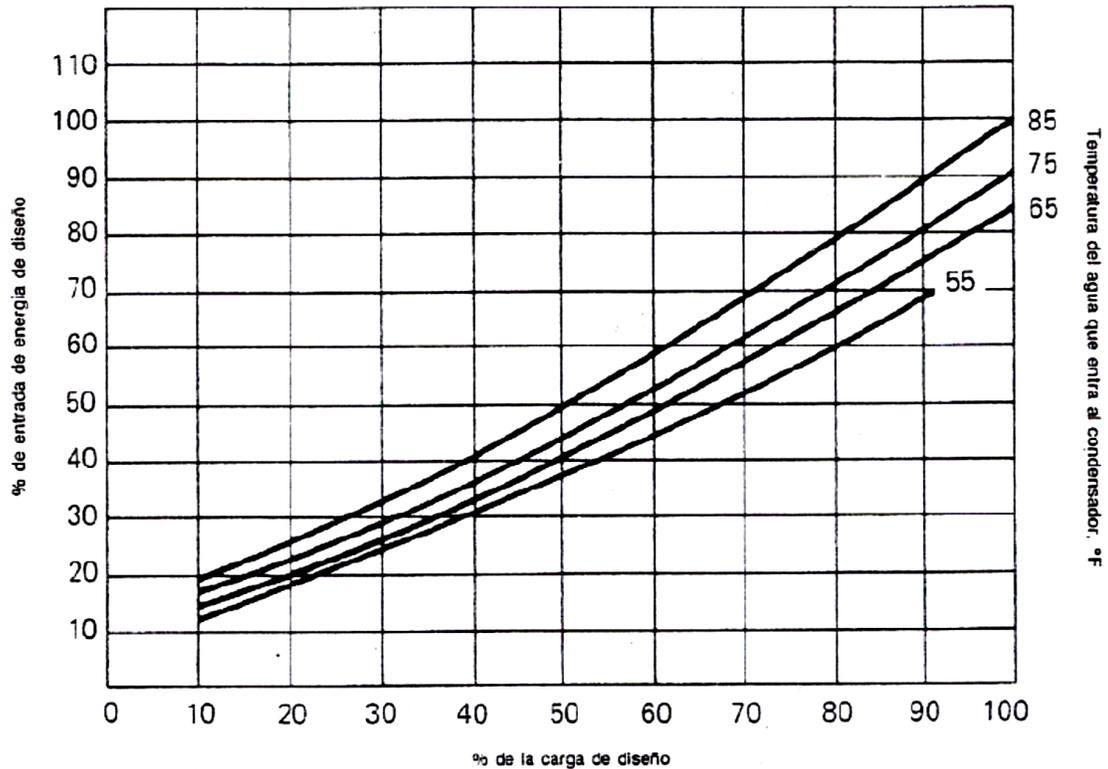


Figura 2.21 Demanda de energía para el funcionamiento a carga parcial de un enfriador por absorción, de una sola etapa. (*The Trane Co., La Crosse, WI*).

2.5.11. La gráfica de equilibrio

Las propiedades físicas de las soluciones de absorbente y refrigerante, pueden mostrarse gráficamente en una gráfica de equilibrio. En la figura 2.23 se muestra una de estas gráficas, la correspondiente al bromuro de litio y agua. La gráfica de equilibrio es útil para entender cómo funciona el ciclo, y para comprobar si son satisfactorias las condiciones de operación. También es útil para verificar si puede tener lugar la cristalización.

En la gráfica mostrada, la temperatura de la solución se traza a lo largo del eje horizontal. La presión del vapor y la temperatura correspondiente a la saturación del refrigerante se trazan sobre el eje vertical. La concentración de la solución se muestra por las líneas inclinadas trazadas de la parte superior derecha a la parte inferior izquierda.

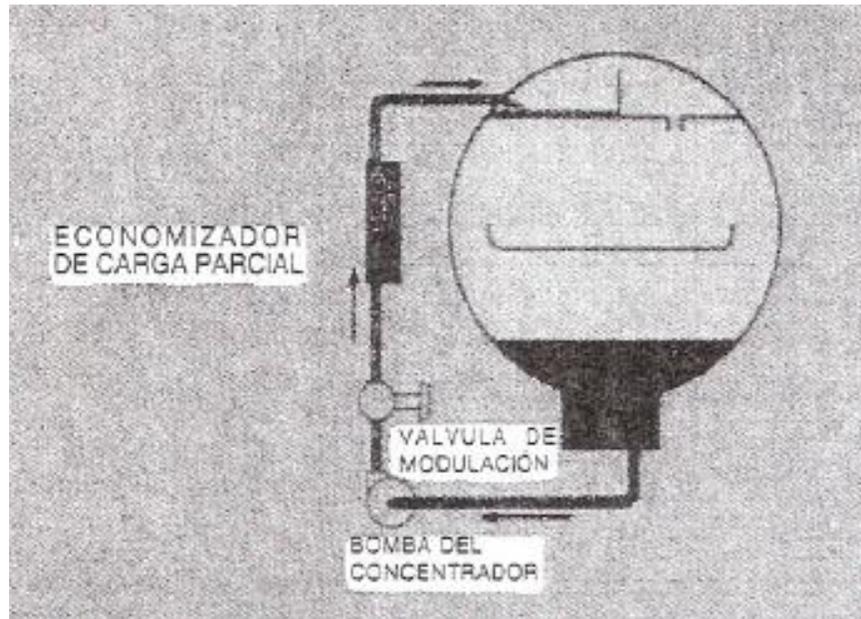


Figura 2.22 Disposición de un economizador para carga parcial. *(The Trane Co., La Crosse, WI)*

La línea de cristalización es la línea con inclinación acentuada a la derecha del diagrama, e indica las condiciones restrictivas bajo las cuales tiene lugar la cristalización. A la izquierda de esta línea, toda la solución permanece en estado líquido. Si su condición cambia hasta un punto a la derecha de la línea, tendrá lugar la precipitación como sólido de un poco de bromuro de litio, fuera de la solución.

En la figura 2.23 se muestra el ciclo de la solución correspondiente a una combinación de condiciones típicas, mediante las líneas 1-2-3-4-5-6-1. Esto muestra los cambios en la temperatura y concentración de la solución conforme circula entre el absorbedor y el generador.

La temperatura de evaporación en el ejemplo es de 40°F. Esto establece la presión del vapor en el evaporador y en el absorbedor a 6 mm Hg abs. (0.25 in Hg). La solución débil, a un 59 por ciento de concentración y 105°F, deja al absorbedor en el punto 1.

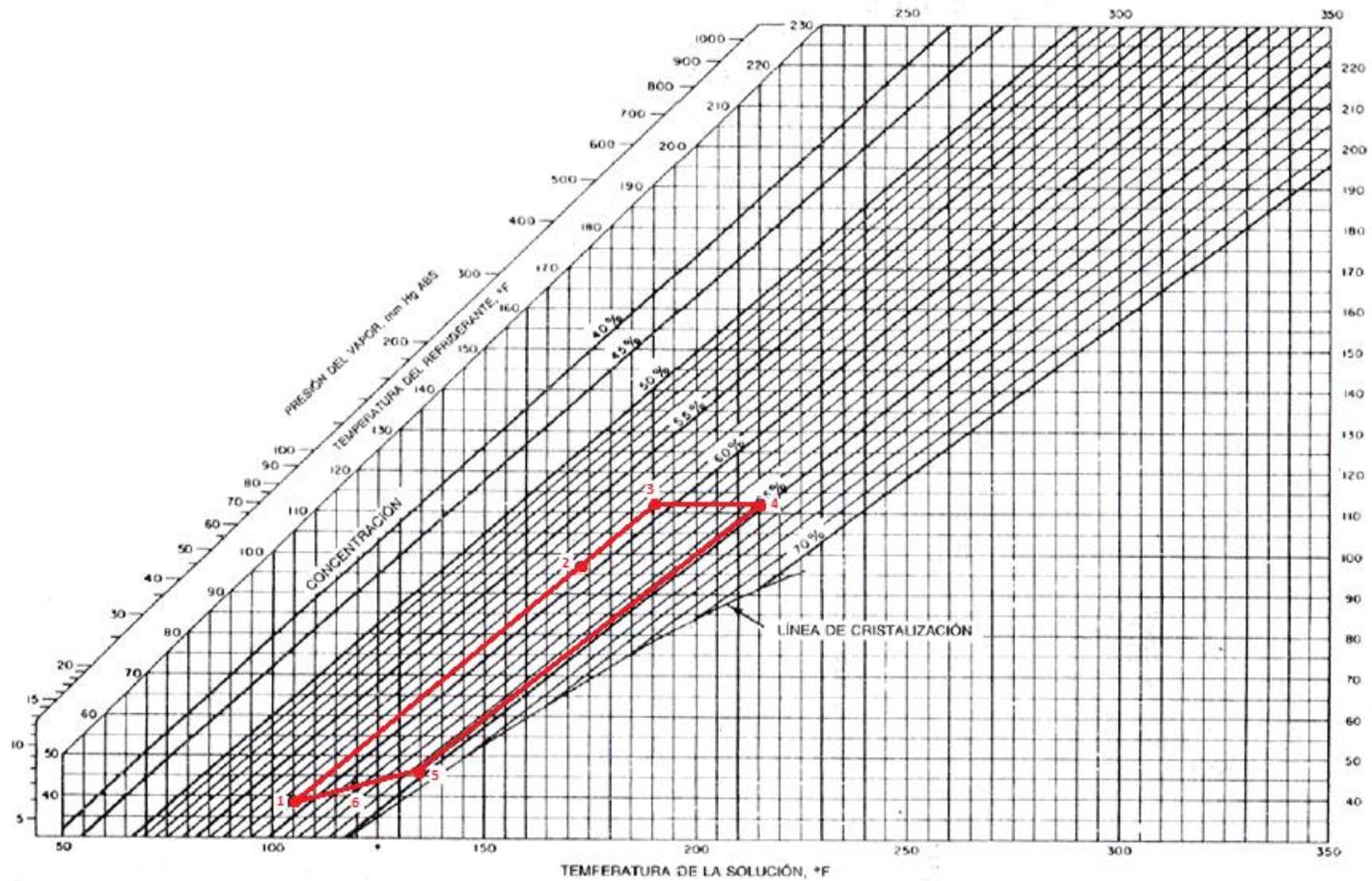


Figura 2.23 Gráfica de equilibrio de la solución de LiBr y agua. Se muestra un ciclo típico de una solución.

La línea 1-2 es el aumento de la temperatura en el cambiador de calor, y la línea 2-3 es el aumento adicional del calor sensible en el generador (sin cambio alguno en la concentración). El punto 3 está determinado por las condiciones del condensador. En este ejemplo se supone que el agua de enfriamiento da por resultado que el refrigerante se condense a 112°F. La presión de saturación correspondiente es de 70 mm Hg abs. (6.0 in Hg). Ésta es la presión en el condensador y en el generador.

La línea 3 - 4 representa el aumento de la concentración en el generador a medida que el refrigerante se evapora. Respecto del ejemplo que se muestra, la solución se calienta hasta 215°F y a una fuerte concentración de un 64 por ciento. La línea 4 - 5 representa el enfriamiento de la solución fuerte en el cambiador de calor, hasta 135°F

La línea 5 - 6 representa la mezcla de las soluciones fuerte y débil, para componer la solución intermedia a un 62 por ciento. La solución intermedia se bombea hacia adentro del absorbedor. La línea 6-1 representa la dilución de la solución a medida que absorbe el vapor de agua refrigerante.

2.5.12. El sistema de absorción de agua y amoníaco

En el ciclo de refrigeración por absorción, de agua y amoníaco, el amoníaco es el refrigerante, y el agua es el absorbente. El sistema opera a presiones elevadas. Por ejemplo, si la temperatura de evaporación es de 38°F, la presión correspondiente de saturación del amoníaco es de 29 psi manométrica. Las presiones en el lado de alta son de aproximadamente 300 psi manométricas.

En la figura 2.24 se muestra la disposición esquemática de un sistema de absorción de agua y amoníaco. El amoníaco líquido procedente del condensador a una presión elevada, se evapora en parte súbitamente; hasta llegar a las bajas presiones y temperaturas en el evaporador. El refrigerante se evapora a medida que gana calor de la carga. La solución en el absorbedor, absorbe el vapor de amoníaco, manteniendo la baja presión del evaporador. Entre el absorbedor y el generador se instala un cambiador de calor para precalentar la mezcla de agua y amoníaco antes de llegar al generador.

Hasta ahora, el sistema es idéntico al sistema de bromuro de litio y agua. Sin embargo, cuando la solución débil de agua y amoníaco se calienta en el generador, parte del agua se evapora junto con el amoníaco, ya que ambos fluidos son volátiles. Es preciso separar el agua, a fin de que no fluya junto con el refrigerante hasta el condensador y el evaporador. Si esto ocurriera, la capacidad de refrigeración se reduciría, puesto que el agua no se evaporaría bajo las condiciones presentes en el evaporador.

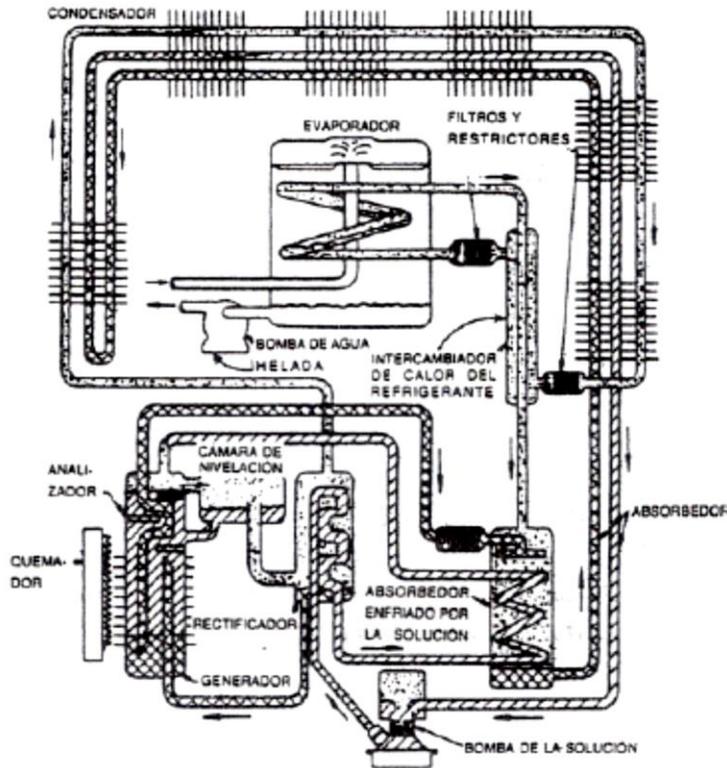


Figura 2.24 Disposición de un enfriador de agua de absorción, que utiliza una solución de agua y amoníaco. (Reimpreso con permiso de *Equipment ASHRAE Handbook & Product Directory* del año 1979)

El vapor de agua, que está presente junto con el vapor de amoníaco que sale del generador, se remueve en dos etapas, mediante dos dispositivos llamados analizador y rectificador. El analizador consiste en un cambiador de calor instalado en el generador. La solución fría procedente del absorbedor fluye a través del analizador, enfriando así la mezcla de vapor de agua y vapor de amoníaco. De esta manera, se condensa una parte del vapor de agua.

El vapor que sale del generador fluye entonces a otro cambiador de calor, que constituye el rectificador. Aquí, la mezcla de vapor se enfría mediante el uso de agua fría, la cual condensa cualquier cantidad remanente de vapor de agua. El agua regresa entonces al generador, y el refrigerante fluye al condensador.

2.5.13. Características de una mezcla binaria homogénea

En general, pueden mezclarse sustancias para formar mezclas heterogéneas u homogéneas en fases sólidas, líquidas o de vapor. Algunas mezclas son miscibles en

ciertas condiciones pero en otras no lo son. La miscibilidad es afectada por la temperatura y la presión. Una mezcla es miscible a una temperatura y presión dada, si en todo un intervalo arbitrario de valores de concentración se forma una mezcla homogénea; una no miscible es heterogénea.

El estado termodinámico de una mezcla saturada no puede determinarse sólo con la presión o temperatura, como, puede hacerse con una sustancia pura. Para el tratamiento general de las mezclas binarias considérese la composición cuantitativa en función de la concentración " x ", que es la masa de un constituyente arbitrario dividida por la masa de la mezcla; el conocimiento de cualesquier par de valores de p, T, x , posibilita establecer el estado termodinámico de la mezcla. Para estados no saturados de la mezcla se requiere conocer las tres variables.

Las mezclas binarias convenientes para los sistemas de absorción deben ser completamente solubles en las fases líquida y de vapor, en los rangos de operación de temperatura y presión. Puede haber un intervalo de valores de concentración donde pueda existir una mezcla heterogénea, en los cuales obviamente no se operará al sistema.

Ocurren dos fenómenos importantes al mezclar dos líquidos, que son el cambio de volumen y de temperatura de los constituyentes durante y al final de la mezcla. La Figura 2.25 (a) muestra un recipiente dividido que contiene x kg del líquido A y $(1 - x)$ kg del líquido B . Cada líquido está a la misma temperatura T_1 . El volumen por kg de constituyentes es:

$$v_1 = xv_A + (1 - x)v_B \quad (2.16)$$

Supóngase que la pared divisoria se retira y que los dos líquidos se mezclan completamente. Es común observar que v_2 es diferente de v_1 . Si el experimento se repite con diferentes líquidos y concentraciones, resulta que en algunos casos habrá disminución del volumen y en otros aumentará. Hallándose que no hay una regla definida y será necesario buscar el resultado por experimentación. Otra observación importante en el experimento de la Figura 2.25 es que, en general, T_2 es distinta de T_1 . En algunos casos habrá calentamiento y en otros una disminución de la temperatura. Este efecto puede expresarse a partir del calor de disolución ΔH_x . En el experimento podría cuantificarse el calor que se debe quitar o suministrar para mantener la temperatura constante. Si la mezcla se efectúa a presión constante, ΔH_x estará relacionado estrictamente con la entalpía de la mezcla. Para los componentes originales, se tiene:

$$h_1 = xh_A + (1 - x)h_B \quad (2.17)$$

y después de la mezcla,

$$h_2 = h_1 + \Delta H_x = xh_A + (1 - x)h_B + \Delta H_x \quad (2.18)$$

La ecuación 2.18 permite el cálculo de la entalpía específica en kJ/kg de mezcla para una solución de concentración, presión y temperatura conocidas, si se conocen las entalpías de los componentes puros y el calor de disolución isotérmico.

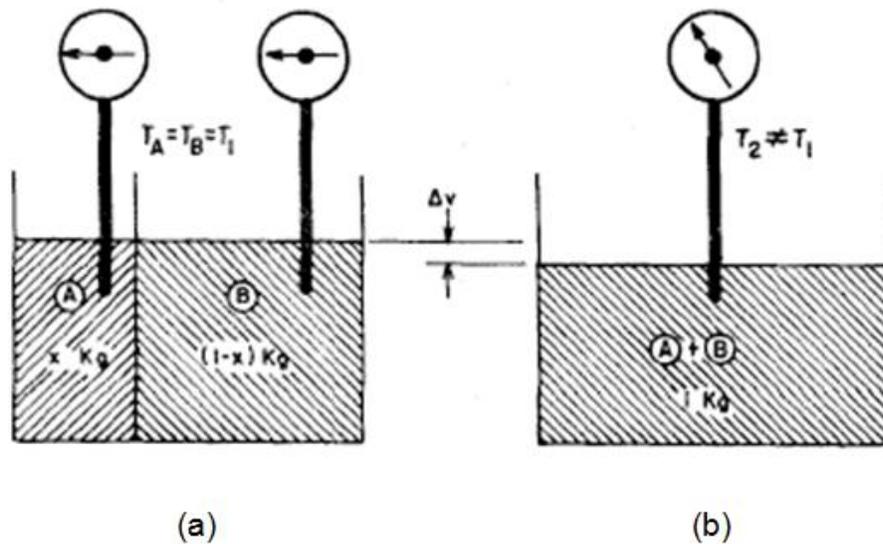


Figura 2.25 Variación del volumen y la temperatura en la mezcla de dos líquidos.

La Figura 2.26 muestra esquemáticamente el experimento y los resultados obtenidos en un diagrama $T - x$. Al principio se tiene una solución líquida (estado 1) la cual se calienta con lentitud, conservando la presión constante. La solución permanece completamente líquida hasta que alcanza la temperatura T_2 . Sin embargo, al suministrar más calor, el pistón se elevará sobre el líquido indicando que hay vaporización. Al detener

el experimento en la condición mostrada en la Figura 2.26 (b) y al analizar químicamente el líquido y el vapor, se encontrará un resultado interesante. Las concentraciones del líquido y del vapor son diferentes, y aún más, ambas son distintas de la concentración original x_1 . Se encuentra que la concentración del líquido $x_3 < x_1$, mientras que la concentración del vapor $x_4 > x_1$. Al reiniciar el suministro de calor, el líquido va desapareciendo gradualmente y las concentraciones del líquido y del vapor van disminuyendo; cuando se alcanza el punto (5) sólo habrá vapor y se tendrá que $x_5 = x_1$. De calentarse más, el vapor se recalentará a concentración constante.

Puede repetirse el experimento con diferentes valores iniciales de concentración, pero a la misma presión, con lo que se obtendrán las líneas de equilibrio de evaporación y de condensación mostradas en la Figura 2.26 (c), donde los números encerrados en círculos indican componentes puros y sus respectivas posiciones en el eje de las concentraciones. Si los experimentos se repiten a diferentes presiones se obtendrán los resultados mostrados en la Figura 2.26 (d). En caso de invertir el experimento y empezar con un vapor recalentado, con eliminación de calor se tendrán los resultados mostrados en la Figura 2.26 (e).

O sea que, las mezclas binarias en contraste con las sustancias puras, no tienen una sola temperatura de ebullición o condensación a presión constante. La temperatura de equilibrio o de saturación es también dependiente de la concentración. Estas relaciones deben determinarse experimentalmente.

El diagrama entalpía-concentración (coordenadas $h - x$) es la presentación más útil de propiedades de una mezcla binaria. La Figura 2.27 muestra un diagrama esquemático $h - x$ con las regiones de líquido y vapor saturados, para una mezcla binaria homogénea. Se presentan en las Figuras 2.23 y 2.28 las propiedades de las soluciones agua-bromuro de litio. En la Figura 2.23 no están representadas las propiedades del vapor de refrigerante (agua), las cuales se obtienen de tablas.

Ahora se examinará la construcción de la Figura 2.27 con algún detalle. La figura se ha dibujado para soluciones amoníaco-agua saturadas o en equilibrio. La región líquida es la parte inferior del diagrama. Se ilustran líneas de líquido en equilibrio (líneas de ebullición) para varias presiones; se ilustran también líneas isotérmicas en la región líquida. Si se sabe que una solución líquida está saturada, puede localizarse el punto de estado en la Figura 2.27, en la intersección de las líneas de temperatura y presión correspondiente. Si la solución líquida está subenfriada, puede localizarse aproximadamente su estado, si se conocen su temperatura y concentración.

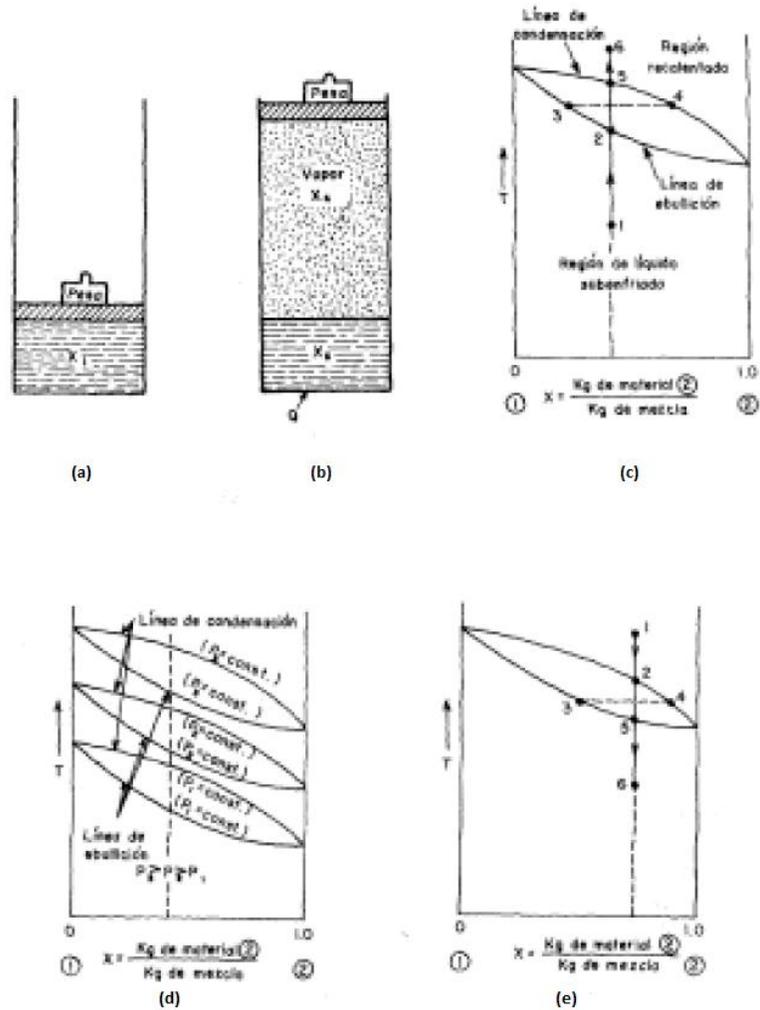


Figura 2.26 Evaporación y condensación de una mezcla binaria homogénea.

No se muestran en la Figura 2.27, las líneas de temperatura en la región de vapor. Sin embargo, puede localizarse el estado de un vapor saturado que está en equilibrio con un líquido (también saturado) de estado conocido, mediante el uso de las líneas auxiliares de equilibrio. El procedimiento se ilustra con un ejemplo para las condiciones de saturación de 6.9 bar y 126.7°C de una mezcla amoníaco-agua. Se traza una línea vertical desde el punto de líquido saturado hasta la línea auxiliar de 6.9 bar. De esta intersección se traza una línea horizontal, hasta la línea de presión para vapor saturado de 6.9 bar. Esta intersección es el punto de estado del vapor. Ahora se conocen las propiedades del vapor saturado ($T = 126.7^\circ\text{C}$, $p = 6.9 \text{ bar}$, $h = 2111 \text{ kJ/kg}$, $x = 0.63 \text{ kg de amoníaco/kg de mezcla}$). Aún más, la línea recta que une los puntos de líquido saturado con vapor saturado, es una isoterma para la región líquido-vapor, y sobre ella pueden evaluarse las propiedades y proporciones de una mezcla de ellos.

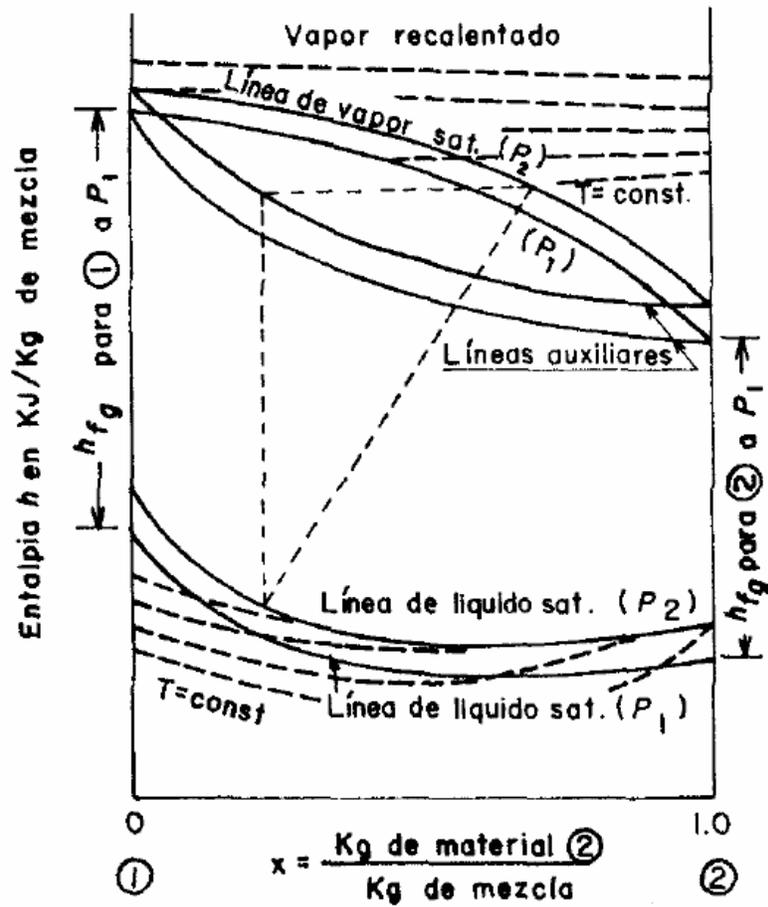


Figura 2.27 Diagrama $h - x$ para las fases líquido y vapor de la mezcla amoníaco-agua.

Todos los procesos que se llevan a cabo en un sistema de absorción se pueden graficar en un diagrama $h - x$, a excepción de los procesos en que exista el refrigerante puro.

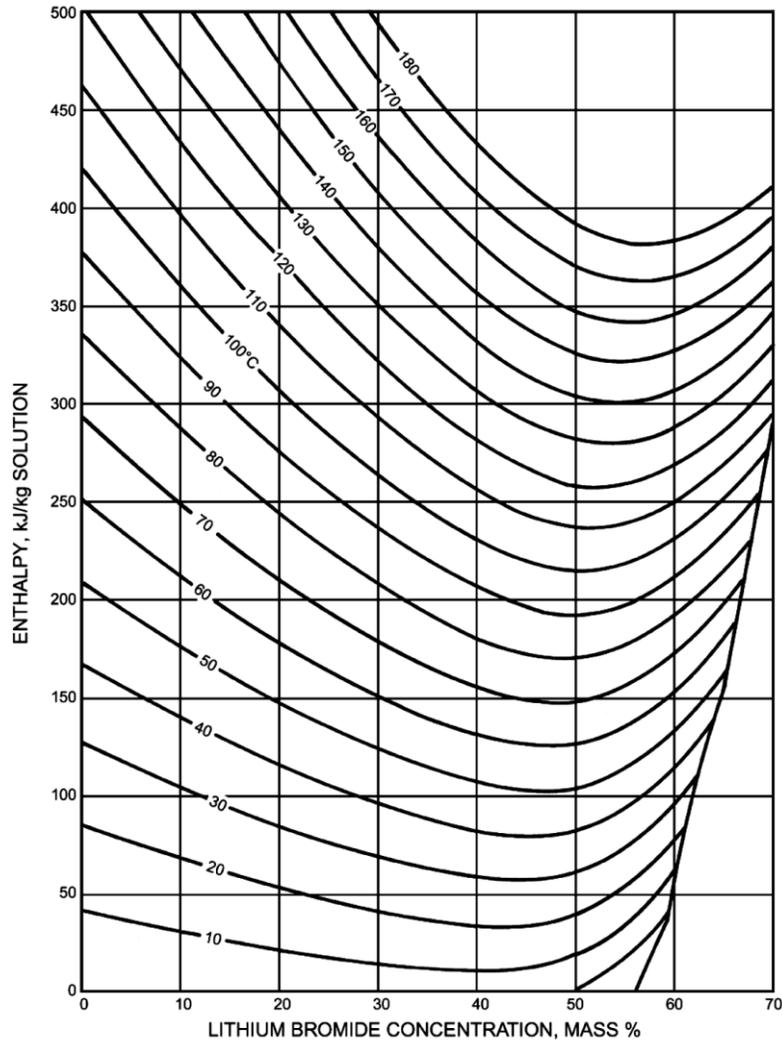


Figura 2.28 Diagrama $h - x$ para la mezcla agua-bromuro de litio.

2.5.14. Coeficiente de performance para un SRA.

El coeficiente de performance o funcionamiento, como lo definimos en la ecuación (2.2), no se aplica a estos ciclos porque la energía significativa que se suministra al ciclo para mantenerlo en marcha es Q_a , en el generador. De esta manera, un factor de funcionamiento adecuado para tales ciclos es la relación de refrigeración (u otro resultado útil) y el calor transferido en el generador (entrada), o si tomamos en cuenta la energía para impulsar las bombas, el denominador se incrementa por la magnitud de tal trabajo, es decir, el factor de funcionamiento es:

$$COP = \frac{Q_A}{Q_a} \quad \text{ó bien} \quad COP = \frac{Q_A}{Q_a + \Sigma W} \quad (2.19)$$

Donde ΣW incluye el trabajo de las bombas de circulación, de acuerdo con la precisión deseada. En ocasiones, en la práctica, los factores de funcionamiento u operación se expresan según el consumo de vapor de agua en el sistema, por tonelada de refrigeración.

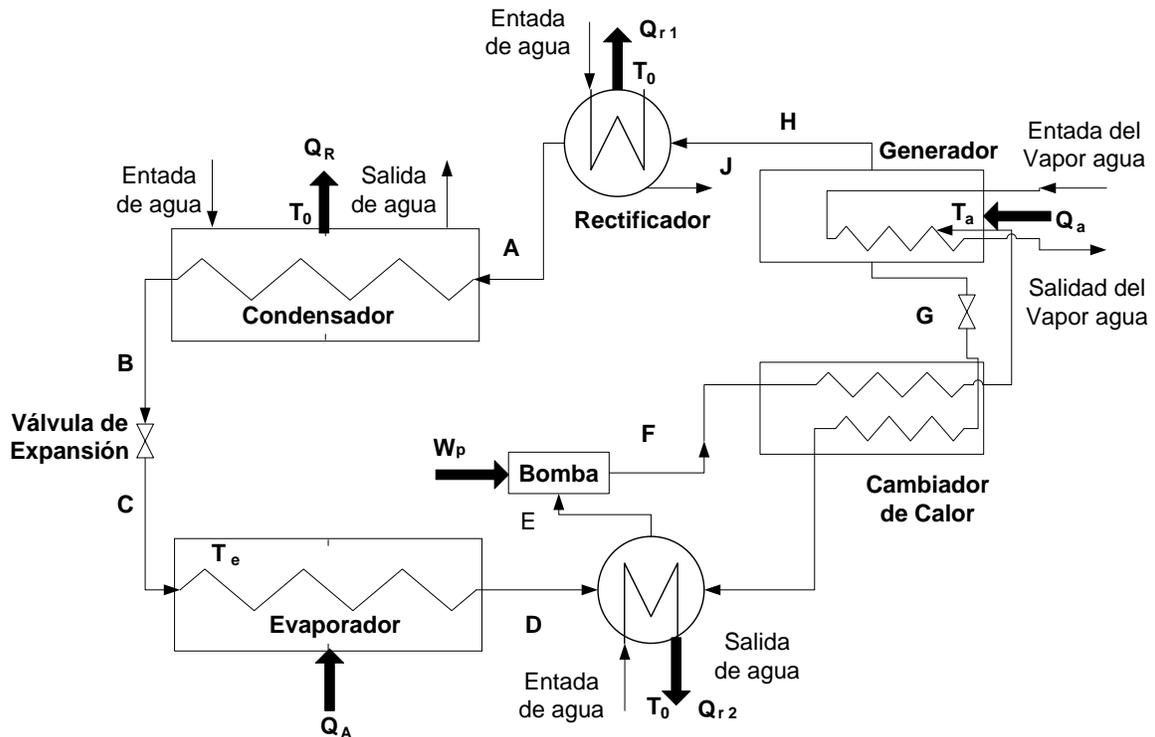


Figura 2.29 Sistema de refrigeración por absorción, del tipo amoníaco-agua. Como es usual, cada uno de sus elementos puede ser analizado individualmente como un dispositivo de flujo constante cuando se tiene la operación a régimen permanente. No se indica el reflujó desde el condensador.

El mayor valor posible del factor de performancia se obtiene mediante el empleo de ciclos reversibles. Consideremos que el calor Q_a , transferido a T_a sin disminución de temperatura en el generador es utilizado en una máquina de Carnot. Si esta máquina reversible cede su calor al sumidero a una temperatura T_0 , figura 2.30, su eficiencia térmica es:

$$\eta = \frac{T_a - T_0}{T_a} = \frac{W}{Q_a} \quad \text{(a)}$$

O sea,

$$Q_a = \frac{T_a W}{T_a - T_0} \quad \text{(b)}$$

Si el trabajo W , área $abcT_0$, figura 2.30; realizado por la máquina de Carnot, se emplea sin pérdida para impulsar una máquina de Carnot inversa, área $efcT_0$, entonces el trabajo de esta última es el mismo que en la ecuación (a) y (b), y la relación de las áreas $efcT_0$ y $efgh$ (refrigeración) es

$$\frac{W}{Q_A} = \frac{T_0 - T_e}{T_e} \quad \text{(c)}$$

o sea;

$$Q_A = \frac{T_e W}{T_0 - T_e} \quad \text{(d)}$$

De esta manera, el máximo factor de funcionamiento obtenible Q_A/Q_a , en el caso de los límites de temperaturas especificados será (W se cancela)

$$COP = \frac{Q_A}{Q_a} = \frac{T_e(T_a - T_0)}{(T_0 - T_e)T_a} \quad \text{(2.20)}$$

donde T_a es la temperatura constante a la cual se suministra el calor en el generador y T_e es la temperatura constante en el evaporador. Una comparación del factor de

funcionamiento real con el valor obtenido de la ecuación (20), indican cuán cerca de (o lejos de) la perfección se encuentra el ciclo real.

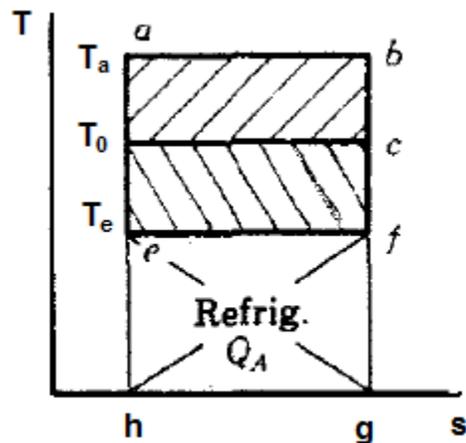


Figura 2.30

2.5.15. Conservación de la energía en los sistemas de absorción

La máquina de absorción utiliza considerablemente más energía por unidad de refrigeración producida, que las unidades accionadas con un compresor. El rendimiento se puede mejorar considerablemente con el uso de máquinas de absorción de dos etapas, pero por lo general la ventaja queda todavía a favor de la unidad que utiliza el compresor. Sin embargo cuando se dispone de calor de escape, la máquina de absorción resulta muy práctica, puesto que no se usa cantidad alguna de energía nueva. Por la misma razón, se debe considerar el uso de la energía solar, como una fuente alternativa de calor, para las máquinas de absorción.

El consumo de energía se reduce cuando se trabaja a cargas parciales, permitiendo que disminuya la temperatura del agua de enfriamiento, pero se debe tener cuidado de que no baje excesivamente, dando lugar a la cristalización.

La disposición de un economizador de carga parcial, el cual reduce el flujo de la solución, mejorará de manera significativa la eficiencia de la energía. A fin de evitar la pérdida de capacidad, es necesario efectuar a intervalos regulares, la purga del aire presente en la máquina.

2.6. 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 operación 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.

2.7. Bombas de calor

Las bombas de calor transfieren el calor desde un medio de baja temperatura a otro de alta esquemáticamente se muestra este proceso en el la Figura 2.31, como se puede observar en el esquema los refrigeradores y las bombas operan en el mismo ciclo, pero difieren en sus objetivos. El propósito de un refrigerador es mantener el espacio

refrigerado a una temperatura baja eliminando calor de éste. Descargar este calor hacia un medio que está a temperatura mayor es solamente una parte necesaria de la operación, no el propósito. El objetivo de una bomba de calor, sin embargo, es mantener un espacio calentado a una temperatura alta. Esto se logra absorbiendo calor desde una fuente que se encuentra a temperatura baja. Por ejemplo agua de pozo o aire frío exterior y suministrando este calor a un medio de temperatura alta como una casa.

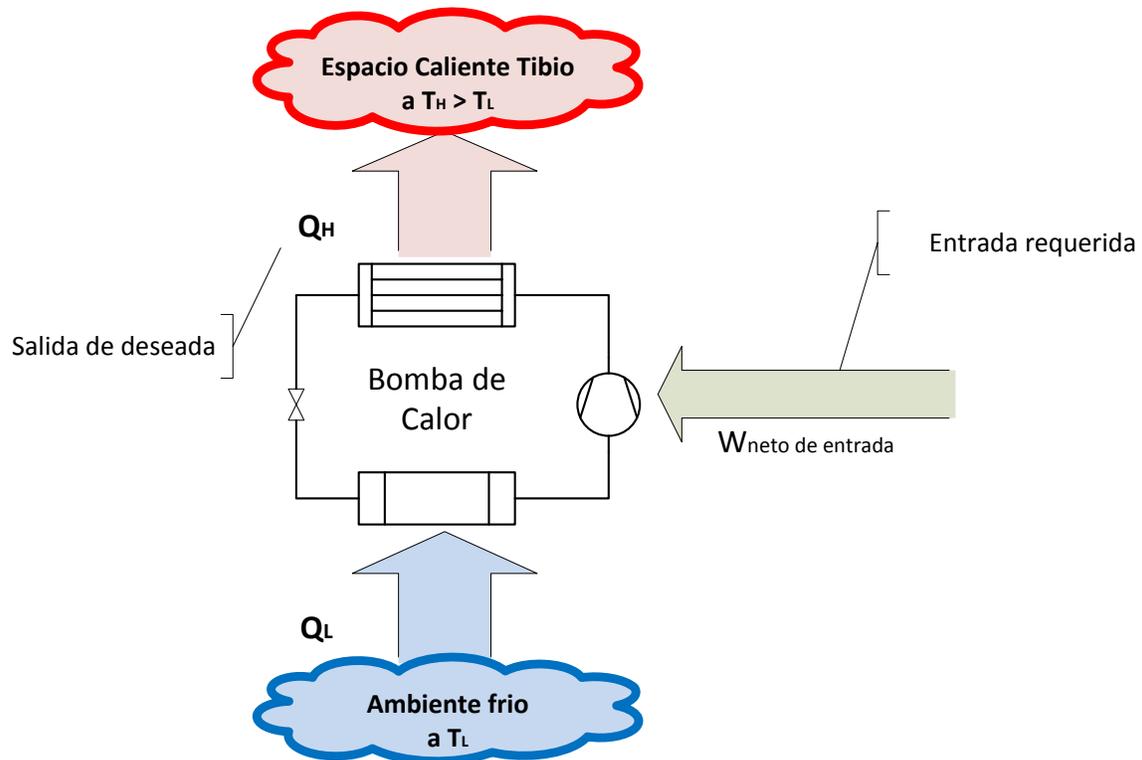


Figura 2.31 Se muestra el objetivo de una bomba de calor que es suministrar calor Q_H hacia el espacio más caliente.

2.7.1. Coeficiente de desempeño

La medida de desempeño de una bomba de calor también se expresa en términos del coeficiente de desempeño COP_{HP} definido como:

$$COP_{HP} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Estrada Requerida}} = \frac{Q_H}{W_{\text{neto,entrada}}} \quad (2.21)$$

Que también se puede expresar:

$$COP_{HP} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H} \quad (2.22)$$

Dónde:

Q_H : Calor suministrado.

Q_L : Calor extraído del ambiente frío.

COP_{HP} : Coeficiente de desempeño de sistemas de bombas de calor.

COP_R : Coeficiente de desempeño de sistemas de refrigeración.

Una comparación de las ecuaciones 2.21 y 2.22 revela que:

$$COP_{HP} = COP_R + 1$$

Para valores fijos de Q_L y Q_H , esta relación indica que el coeficiente de desempeño de una bomba de calor siempre es mayor que la unidad puesto que COP_R es una cantidad positiva. Es decir, una bomba de calor funcionará, en el peor de los casos, como un calentador de resistencia al suministrar tanta energía como requiera la casa. Sin embargo, en realidad parte de Q_H se va al exterior a través de la tubería y otros dispositivos, por lo que el COP_{HP} podría ser menor que la unidad cuando la temperatura del aire exterior es demasiado baja. Cuando esto sucede, el sistema cambia comúnmente a un modo de calentamiento de resistencia. La mayor parte de las bombas de calor que operan en la actualidad tienen un COP promedio de entre 2 y 3.

2.7.2. Bombas de calor de fuente de aire:

La mayor parte de las bombas de calor utilizan el aire frío exterior como fuente de calor. El COP de esta clase de bombas de calor es de alrededor de 3.0 en las condiciones especificadas por el diseño. Las bombas de calor de fuente de aire no son apropiadas para climas fríos porque su eficacia disminuye en forma considerable cuando las temperaturas están por debajo del punto de congelación.

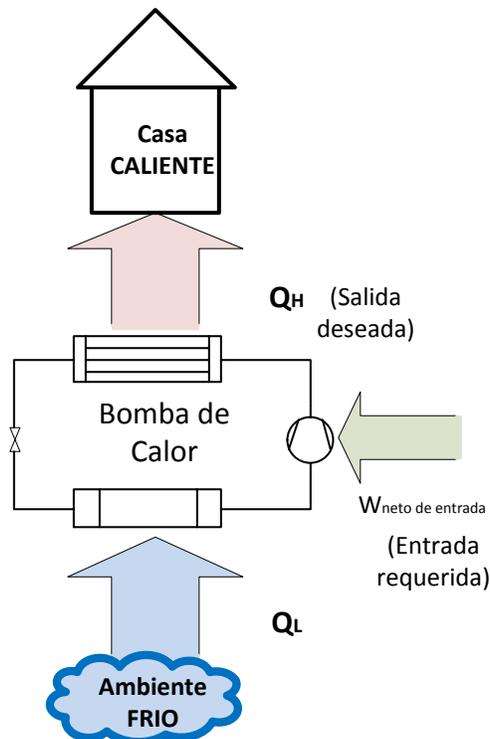


Figura 2.32 Se extrae calor del ambiente y se suministra al medio caliente.

2.7.3. Bombas de calor geotérmicas:

Éstas son conocidas también como bombas de calor de fuente de tierra, que usan el suelo como fuente de calor. Estas bombas requieren tuberías enterradas a una profundidad de entre 1 o 2 metros, y su instalación es más cara, pero también son más eficientes (hasta un 45% más que las bombas de calor de fuente de aire). El *COP* de las bombas de calor de fuente de tierra es de alrededor de 4.0.

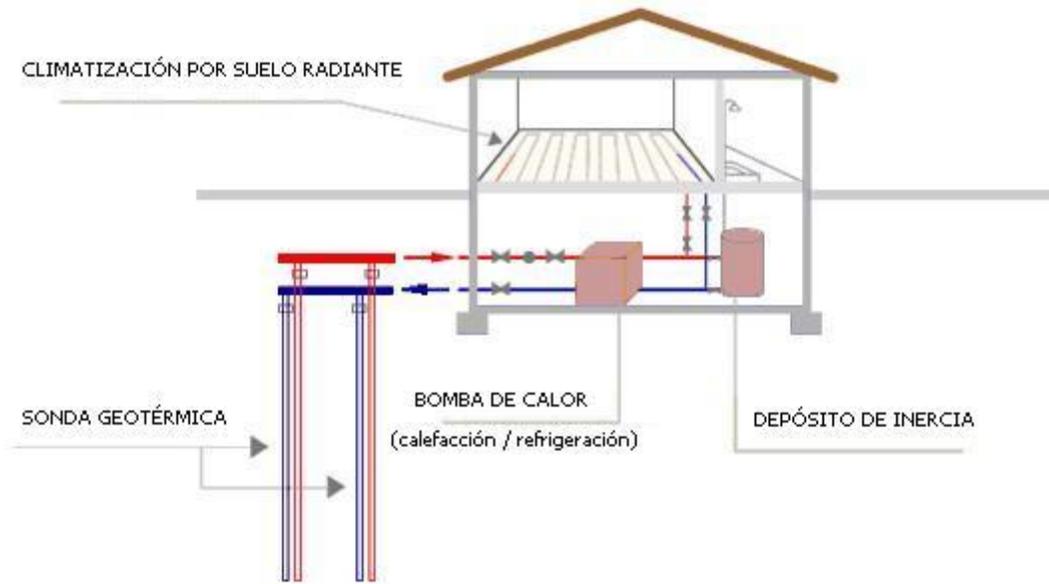


Figura 2.33 Esquema de una bomba de calor geotérmica instalada en un hogar.

2.7.4 sistema propuesto.

La figura 2.34 muestra un esquema del sistema de refrigeración del cuál se hará el diseño termodinámico y el diseño mecánico de los siguientes componentes:

1. Generador. Elemento que separa de la solución débil el refrigerante por medio de un aporte de calor que se obtendrá de uno ó varios pozos geotérmicos.
2. Condensador. Este elemento funciona de igual manera que en un sistema de refrigeración convencional por compresión de vapor, aquí se da un rechazo de calor hacia el medio ambiente que provoca la condensación del refrigerante puro.
3. Evaporador. En este componente se da el intercambio de calor entre el refrigerante y la corriente de agua de condensado de la planta geotérmica que se desea enfriar.
4. Absorbedor. Aquí el refrigerante es absorbido por el bromuro de litio y enviado luego hacia el generador.
5. Intercambiador de calor de solución. Este elemento intercambia calor entre la corriente de solución débil que va hacia el generador y la de solución fuerte que regresa hacia el absorbedor reduciendo así la demanda de calor en el generador.

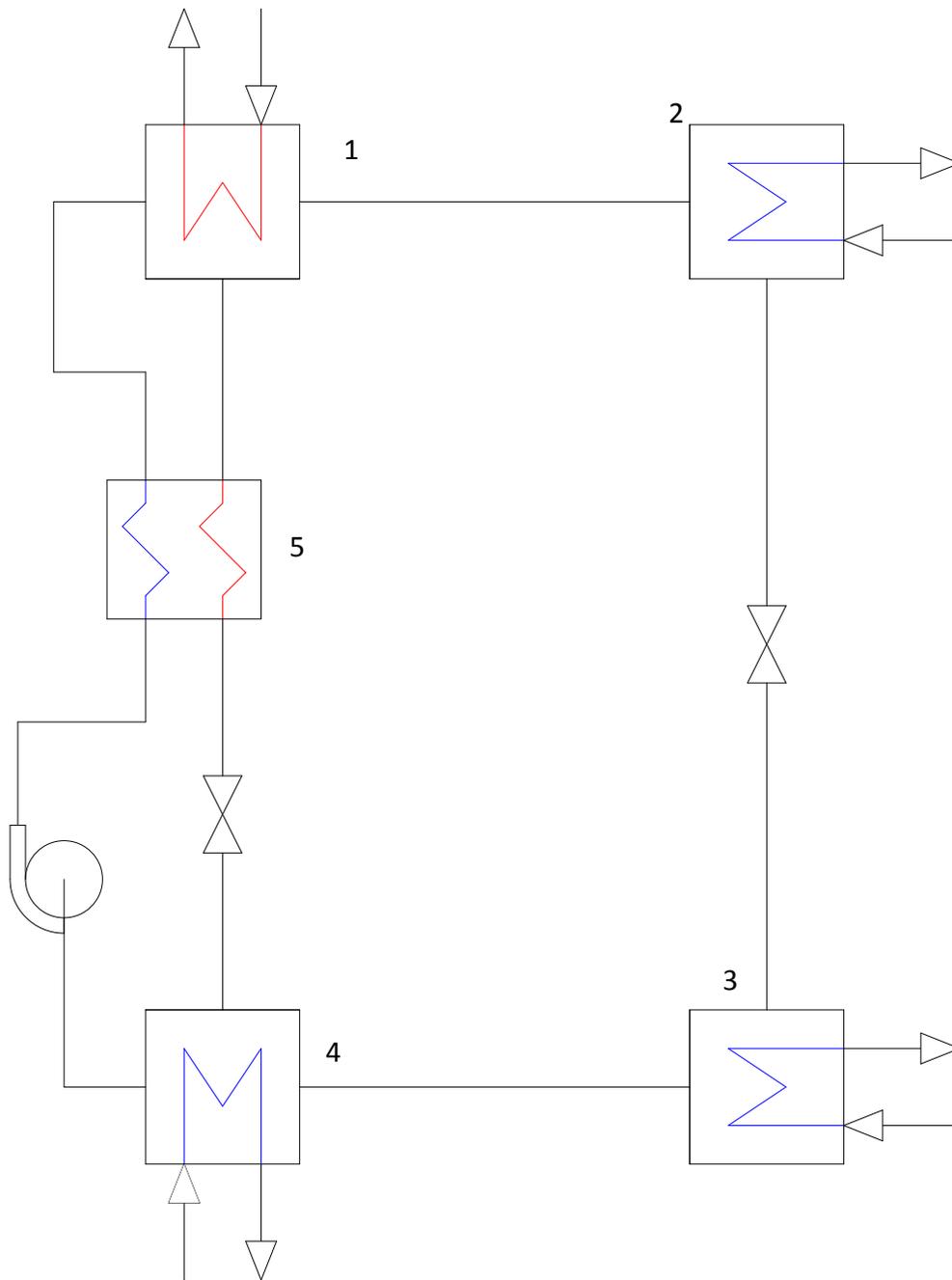


Figura 2.34 Sistema de refrigeración propuesto.

CAPÍTULO III

3.0. INTERCAMBIADORES DE CALOR

3.1. Tipos básicos de intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor es un dispositivo que transfiere calor entre un medio caliente y uno frío, que por regla general se trata de fluidos. Existen tres tipos básicos de intercambiadores de calor:

- ✓ **Recuperadores:** En este tipo de intercambiador de calor los fluidos caliente y frío están separados por una pared y el calor se transmite mediante una combinación de convección hacia y desde la pared y de conducción a través de ella. La pared puede incluir superficies extendidas, tales como aletas, u otros dispositivos que favorezcan la transferencia de calor.
- ✓ **Regeneradores:** En un regenerador, los fluidos caliente y frío ocupan el mismo espacio en el núcleo del intercambiador. El núcleo del intercambiador, o "matriz", funciona como un almacén de calor que es calentado periódicamente por el de mayor temperatura de los dos fluidos y luego transmite ese calor al fluido de menor temperatura. En una configuración de matriz fija, los fluidos caliente y frío pasan a través de un intercambiador estacionario de forma alternada, y para tener una operación continua se requieren dos o más matrices, como se muestra en la figura 3.1(a). Otro procedimiento es el regenerador rotatorio, donde una matriz circular gira y expone de manera alterna una parte de su superficie al fluido caliente y luego al frío, como se muestra en la figura 3.1 (b).
- ✓ **Intercambiadores de calor de contacto directo:** En este tipo de intercambiador de calor los fluidos caliente y frío se ponen en contacto entre sí de manera directa. Un ejemplo de esta clase de dispositivo es una torre de enfriamiento en la que un rocío de agua que cae de la parte superior de la torre entra en contacto directo con y es enfriado por una corriente de aire que fluye hacia arriba. Otros sistemas de contacto directo utilizan líquidos inmiscibles o un intercambio de sólido a gas.

En este apartado se tratará principalmente del primer tipo de intercambiador de calor, describiendo sus parámetros de funcionamiento selección y diseño, en especial del llamado diseño de "carcasa y tubos". La configuración más simple de este tipo de intercambiador de calor consiste en un tubo dentro de otro, como se muestra en la figura 3.2(a). Una configuración como esa puede operarse en contracorriente o en flujo paralelo,

con el fluido caliente o el frío circulando a través del espacio anular y el otro por dentro del tubo interno.

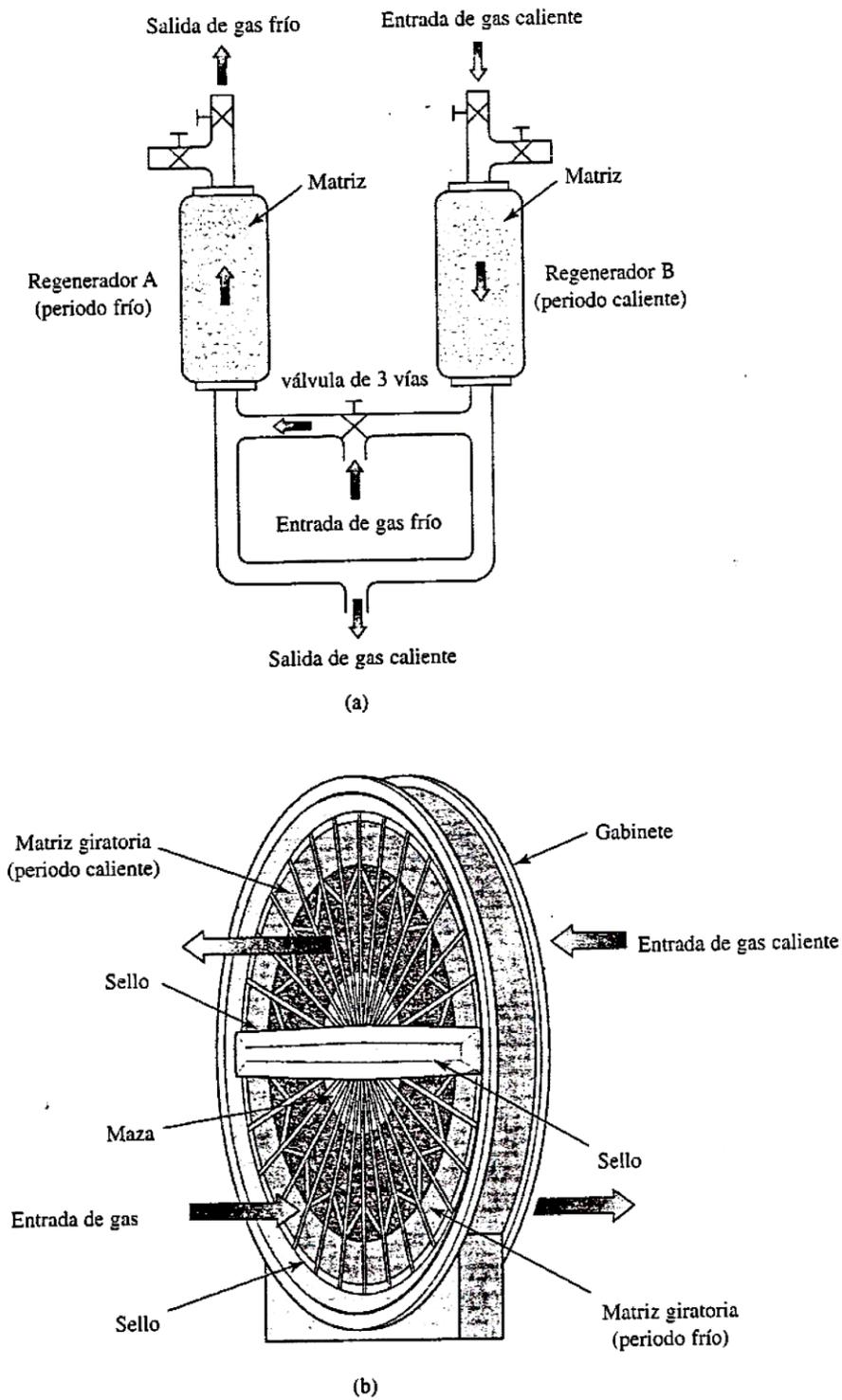


Figura 3.1 (a) Regenerador o sistema de lecho doble fijo. (b) Regenerador giratorio.

Un tipo más complejo de intercambiador de calor muy utilizado en la industria química y de procesos es la configuración de carcasa y tubos que se muestra en la figura 3.2 (b). En este tipo de intercambiador de calor, un fluido circula por el interior de los tubos mientras que el otro es forzado a través de la carcasa y sobre la superficie externa de los tubos, se hace que el fluido circule sobre los tubos y no a lo largo de ellos porque con flujo transversal se logra un coeficiente de transferencia de calor mayor que con un flujo paralelo a los tubos. Para lograr un flujo transversal en la carcasa, se colocan deflectores en su interior como se muestra en la figura 3.2 (b). Estos deflectores garantizan que el flujo pase a través de los tubos en cada sección al fluir hacia abajo en la primera, hacia arriba en la segunda, y así sucesivamente.

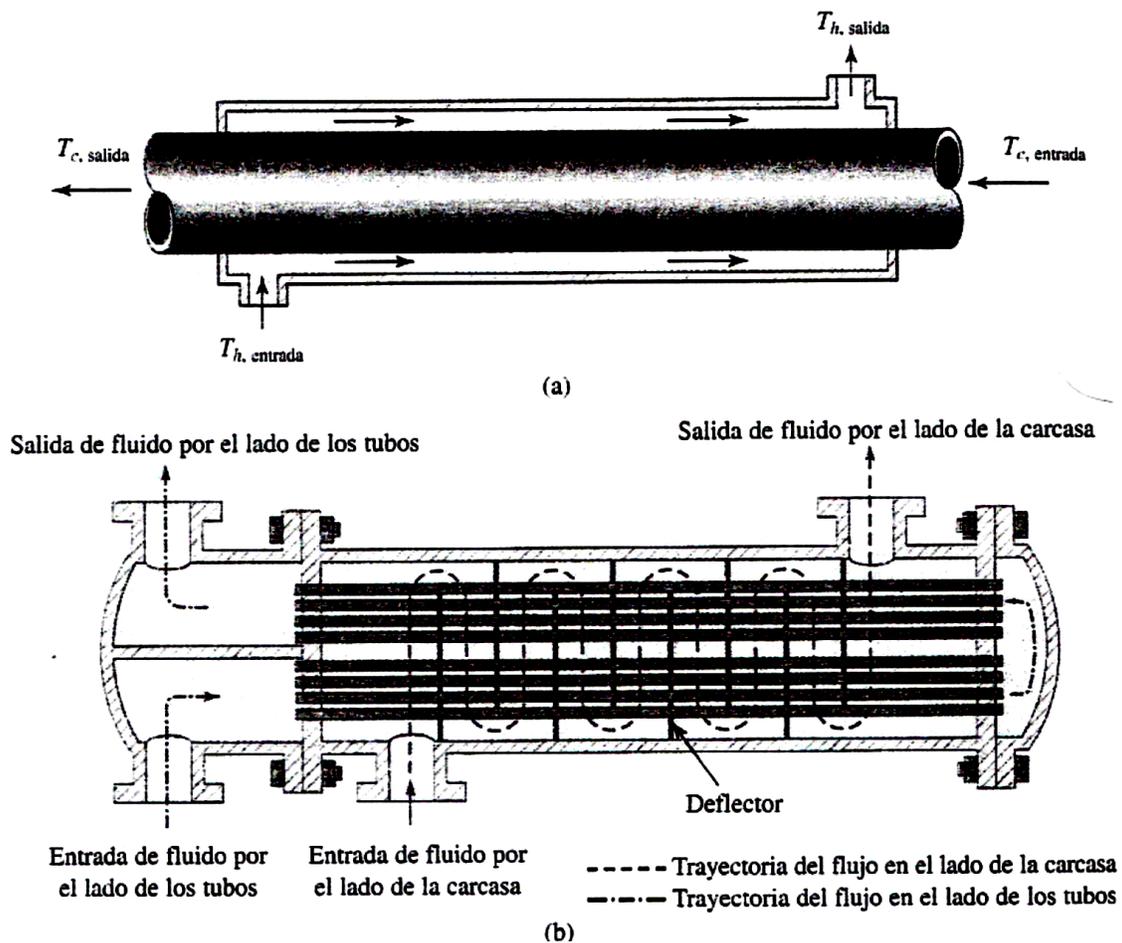


Figura 3.2 (a) Intercambiador de calor simple a contracorriente de un tubo dentro de otro. (b) Intercambiador de calor de carcasa y tubos con deflectores segmentales; con dos pasos por los tubos y uno por la carcasa.

La clase más común de deflector es el de disco y dona este tipo de deflectores son mostrados en la figura 3.3 (b)

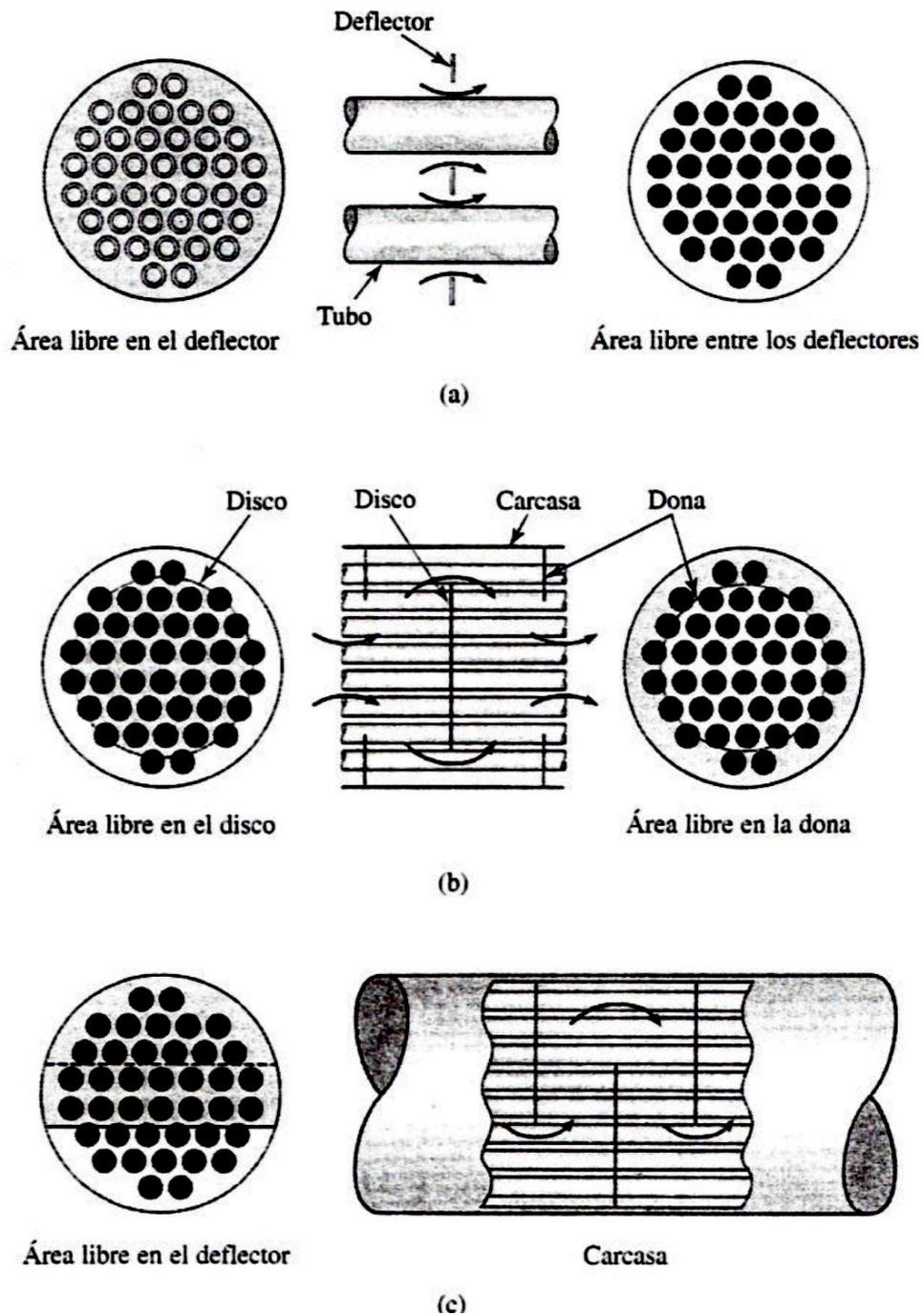


Figura 3.3 Tres tipos de deflectores utilizados en los intercambiadores de calor de carcasa y tubos: (a) deflector con orificios; (b) deflector de disco y dona; (c) deflector segmental.

Existen también intercambiadores de calor para calentar o enfriar gases, suele resultar conveniente en este caso utilizar un intercambiador de calor de flujo transversal como el que se presenta en la figura 3.4. En un intercambiador de calor como éste, uno de los fluidos pasa a través de los tubos mientras el fluido gaseoso es forzado a pasar a través del haz de tubos. El flujo del fluido exterior puede ser por convección forzada o natural. En este tipo de intercambiador se considera que el gas que fluye a través del haz de tubos está mezclado, mientras que al fluido dentro del tubo se le considera sin mezcla. El flujo exterior de gas está mezclado porque puede moverse casi libremente entre los tubos mientras intercambia calor, en tanto que el fluido en el interior de los tubos está confinado y no se puede mezclar con cualquier otro fluido durante el proceso de intercambio de calor.

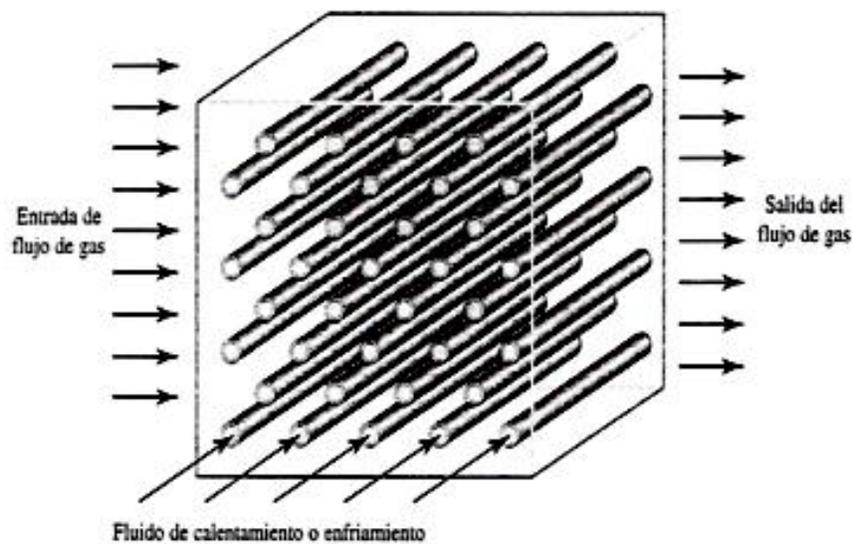


Figura 3.4 Calentador de gas en flujo transversal que ilustra el flujo transversal de un fluido (gas) mezclado, con el otro sin mezcla.

Una variante del intercambiador de calor de flujo transversal muy utilizado en la industria de la calefacción, ventilación y aire acondicionado, se muestra en la figura 3.5. En esta configuración el gas fluye a través de un haz de tubos aleteados y no se mezcla porque está confinado para separar los pasajes donde se establece el flujo.

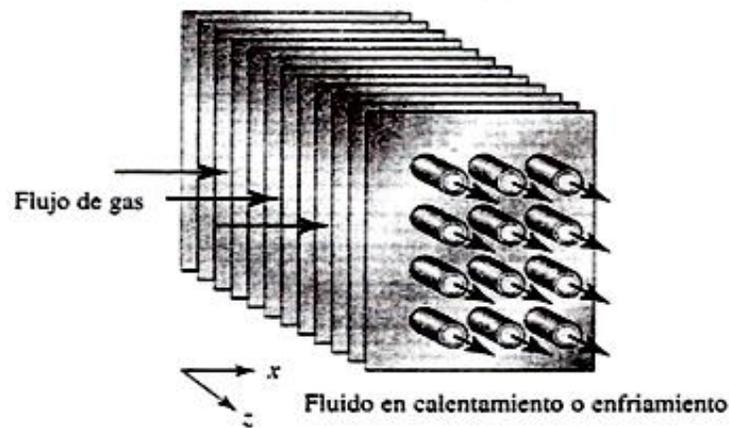


Figura 3.5 Intercambiador de calor de flujo transversal, muy utilizado en la industria de la calefacción ventilación y de aire acondicionado. En esta configuración ambos fluidos están sin mezclar.

3.2. Consideraciones previas al diseño

- ✓ En el diseño de intercambiadores de calor, es importante especificar si los fluidos están mezclados o sin mezclar, y cuál de ellos es el que está mezclado.
- ✓ También es importante balancear la caída de temperatura obteniendo coeficientes de transferencia de calor aproximadamente iguales en el exterior e interior de los tubos. Si esto no se hace; una de las resistencias térmicas pueden ser inconvenientemente grande y provocar una alta caída de la temperatura general para una velocidad dada de transferencia de calor, lo que a su vez demanda un equipo más grande y por lo tanto un mayor costo.
- ✓ Se deben tomar en cuenta los esfuerzos térmicos generados en los tubos y carcasa. Por ejemplo el intercambiador de calor de carcasa y tubos ilustrado en la figura 3.2 (b) tiene placas tubulares fijas en cada extremo, y los tubos están soldados o prolongados hacia las placas. Este tipo de construcción tiene un costo inicial bajo, pero sólo es posible utilizarla para diferencias de temperatura pequeñas entre los fluidos caliente y frío. Debido a que no se toman las medidas necesarias para evitar los esfuerzos térmicos generados por la dilatación diferencial entre los tubos y la carcasa, además de que el haz de tubos no puede retirarse para su limpieza.

- ✓ El problema de la expansión térmica se puede superar si se modifica el diseño básico; como se muestra en la figura 3.6. En esta configuración se fija una placa tubular, mientras la otra se atornilla en una tapa del cabezal flotante que permite que el haz de tubos se mueva con respecto a la carcasa, la placa tubular flotante se sujeta entre el cabezal flotante y una brida, de modo que es posible remover el haz de tubos para su limpieza.
- ✓ Para diseñar y elegir un intercambiador de calor de carcasa y tubos, deben considerarse la demanda de potencia y el costo inicial de la unidad.
- ✓ La Tubular Exchanger Manufacturer Association (Asociación de Fabricantes de Intercambiadores Tubulares) recomienda que los tubos se instalen con una distancia mínima de centro a centro de 1.25 veces el diámetro externo del tubo y que, cuando los tubos se instalen en una disposición cuadrada, la separación mínima entre tubos sea de 0.65 *cm*.
- ✓ En los intercambiadores de calor con deflectores el flujo en el lado de la carcasa es en parte perpendicular y en parte paralelo a los tubos.
- ✓ El coeficiente de transferencia de calor en el lado de la carcasa en este tipo de unidad; depende no sólo del tamaño y separación de los tubos, sino también de la velocidad y propiedades físicas del fluido, y de la separación y forma de los deflectores.
- ✓ Siempre hay filtraciones a través de los orificios de los tubos hacia los deflectores, y entre éstos y el interior de la carcasa, hay también un desvío entre el haz de tubos y la carcasa. Debido a estas complicaciones, el coeficiente de transferencia de calor puede calcularse sólo mediante métodos aproximados o en base a la experiencia con unidades similares. De acuerdo con un método aproximado, el cual es muy utilizado en cálculos de diseño, el coeficiente de transferencia de calor calculado para la disposición de tubos correspondiente expuesta a flujo transversal simple se multiplica por 0.6 para tener en cuenta las filtraciones y otras desviaciones del modelo simplificado.

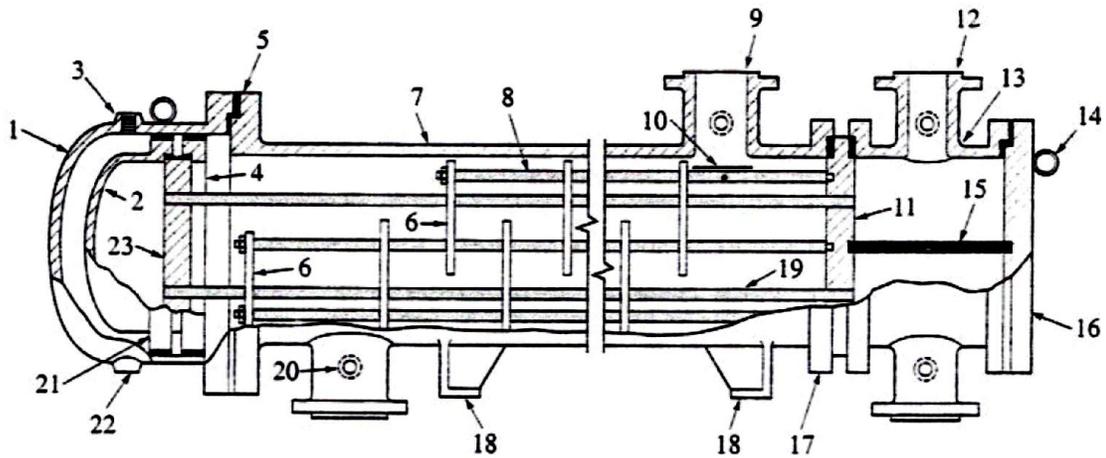


Figura 3.6 Intercambiador de carcasa y tubos con cabezal flotante.

Nomenclatura

- | | |
|--|---------------------------------------|
| 1. Tapa de la carcasa | 13. Canal |
| 2. Cabezal flotante | 14. Anillo elevador |
| 3. Conexión de ventilación | 15. División de recorrido |
| 4. Dispositivo de respaldo de cabezal flotante | 16. Tapa de canal |
| 5. Tapa de carcasa brida-extrema | 17. Canal de la carcasa-brida extrema |
| 6. Deflectores transversales o placas de apoyo | 18. Silla de apoyo |
| 7. Carcasa | 19. Tubo de transferencia de calor |
| 8. Tirantes y espaciadores | 20. Conexión de prueba |
| 9. Tobera de carcasa | 21. Brida de cabezal flotante |
| 10. Deflector de choque | 22. Conexión de drenaje |
| 11. Placa estacionaria de tubos | 23. Placa de tubo flotante |
| 12. Tobera de canal | |

3.3. Coeficiente global de transferencia de calor

Una de las primeras tareas en que debe emprenderse el análisis térmico de un intercambiador de calor es evaluar el coeficiente global de transferencia de calor entre las dos corrientes de fluido. Se sabe que el coeficiente global de transferencia de calor entre un fluido caliente con una temperatura T_h y un fluido frío con temperatura T_c separados por una pared sólida plana se define mediante:

$$Q = UA(T_h - T_c) \quad (3.1)$$

Dónde:

$$UA = \frac{1}{\sum_{n=1}^{n=3} R_n} = \frac{1}{(1/h_1 A_1) + (L/K A_k) + (1/h_2 A_2)}$$

Para un intercambiador de calor con un tubo dentro de otro, como el que se muestra en la figura 3.2(a), el área de la superficie interna para transferencia de calor es $2\pi r_i L$ y el área en la superficie externa es $2\pi r_o L$. Por lo tanto, si el coeficiente de transferencia de calor se basa en el área externa, A_o tenemos que:

$$U_o = \frac{1}{(A_o/A_i h_i) + [A_o \text{Ln}(r_o/r_i) 1/2\pi K L] + (1/h_o)} \quad (3.2)$$

mientras que con base en el área interna, A_i , se obtiene:

$$U_i = \frac{1}{(1/h_i) + [A_i \text{Ln}(r_o/r_i) 1/2\pi K L] + (A_i/A_o h_o)} \quad (3.3)$$

para los cálculos preliminares con frecuencia es útil contar con un valor aproximado de U que sea típico de las condiciones encontradas en la práctica. En la tabla 3.1 se muestran algunos valores típicos de U para varias aplicaciones. Cabe observar que, en muchos casos, el valor de U está determinado casi totalmente por la resistencia térmica en una de las interfaces *fluido/sólido*, como cuando uno de los fluidos es gaseoso y el otro líquido, o cuando uno de los fluidos es un líquido hirviendo con un coeficiente de transferencia de calor muy grande.

3.4. Factores de depósito o suciedad

A menudo no es posible pronosticar el coeficiente global de transferencia de calor de un intercambiador de calor en condiciones de operación, se sabe también que durante la operación con la mayoría de los líquidos y algunos gases, en la superficie por la que se transfiere calor se va acumulando gradualmente un depósito. Esto que se conoce como ensuciamiento, tiene un efecto de incrementar la resistencia térmica.

Tabla 3.1 Coeficientes globales de transferencia de calor para varias aplicaciones (W/m^2K)

Flujo de calor hacia o desde	Gas (en reposo) $h_c = 5-15$	Gas (que fluye) $h_c = 10-100$	Líquido (en reposo) $h_c = 50-1$	Líquido (que fluye) agua $h_c = 1-3$ Otros líquidos $h_c = 500-2$	Líquido en ebullición agua $h_c = 3.5-60$ Otros líquidos $h_c = 1-20$
Gas convección natural $h_c = 5-15$	Aire habitación/ externo a un cristal $U=1-2$	Supercalenta Dores $U=3-10$		Cámara de combustión $U=10-40$ +radiación	Caldera de vapor $U=10-40$ +radiación
Gas (que fluye) $h_c = 10-100$		Intercambiadores de calor para gases $U=10-30$	Caldera de gas $U=10-50$		
Líquido (convección natural) $h_c = 50-10$			Baño de aceite para calentamiento $U=25-500$	Serpentín de enfriamiento $U=500-1.5$ Con agitación	
Líquido (que fluye) $h_c = 3.0-10.0$	Calentador central de radiador $U=5-15$	Enfriadores de gas $U=10-50$	Serpentín de calentamiento en un recipiente agua/agua sin agitación $U=500-250$ Con agitación $U=500-2$	Intercambiador de calor agua/agua $U=900-2.5$ Agua/otros líquidos $U=200-1$	Evaporadores de recalentadores
Otros líquidos $h_c = 500-3.0$					
Vapor que se condensa (agua) $h_c = 5.0-30.0$	Radiadores de vapor $U=5-20$	Calentadores de aire $U=10-50$	Camisa de carbón alrededor de recipientes con agitadores de agua $U=300-1$	Condensadores de vapor de agua/agua $U=1-4$ Otro vapor/agua $U=3-1$	Evaporadores de vapor de agua/agua $U=1.5-6$ Vapor de agua/otros líquidos $U=300-2$
Otros líquidos $h_c = 1.0-4.0$			Otros líquidos $U=150-500$		

Si se realizan pruebas de desempeño en un intercambiador de calor limpio y se repiten posteriormente una vez que la unidad ha estado en servicio durante algún tiempo, la resistencia térmica del depósito (o factor de suciedad) R_d puede determinarse con la relación:

$$R_d = \frac{1}{U_d} - \frac{1}{U} \quad (3.4 a)$$

Dónde:

U : Coeficiente global de transferencia de calor de un intercambiador limpio.

U_d : Coeficiente global de transferencia de calor después de que se ha presentado el ensuciamiento.

R_d : Factor de suciedad (o resistencia térmica unitaria) del depósito.

Una forma de trabajo conveniente de la ecuación es (3.4a) es:

$$U_d = \frac{1}{R_d + 1/U} \quad (3.4 b)$$

Los factores de suciedad deben aplicarse como se indica en la siguiente ecuación para el coeficiente global de transferencia de calor para diseño, U_d de tubos sin aletas y con residuos en ellos:

$$U_d = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_o}\right) + R_o + R_k + \left(\frac{R_i A_o}{A_i}\right) + \left(\frac{A_o}{h_i A_i}\right)} \quad (3.5)$$

Dónde:

U_d : Coeficiente global de transferencia de calor para diseño, $W/m^2 K$ basado en el área unitaria de la superficie externa del tubo.

h_o : Coeficiente promedio de transferencia de calor del fluido en el exterior del tubo, $W/m^2 K$

h_i : Coeficiente promedio de transferencia de calor del fluido en el interior del tubo, $W/m^2 K$

R_0 : Resistencia unitaria al ensuciamiento en la parte externa del tubo, $W/m^2 K$

R_i : Resistencia unitaria al ensuciamiento en el interior del tubo, $W/m^2 K$

R_k : Resistencia unitaria térmica del tubo, $W/m^2 K$ basada en el área externa del tubo.

A_0/A_i : Relación de la superficie externa con la superficie interna del tubo.

Tabla 3.2 Factores de suciedad típicos.

Tipo de fluido	Factor de suciedad. R_d (m^2K/W)
Agua de mar	0.00009
Por debajo de 325 K	0.0002
Por encima de 325 K	0.0002
Agua tratada para calderas por encima de 325 K	0.0009
Aceite combustible	0.0007
Aceite de temple	0.00009
Vapores de alcohol	0.00009
Vapor de agua que no contiene aceite	0.00004
Aire industrial	0.0002
Líquido refrigerante	0.00009

3.5. Diferencia logarítmica media de temperatura.

Las temperaturas de los fluidos en un intercambiador de calor en general no suelen ser constantes sino que varían de un punto a otro, conforme el calor fluye del fluido más caliente al más frío. Por lo tanto, incluso en el caso de una resistencia térmica constante, el flujo de calor variará a lo largo de la trayectoria de los intercambiadores porque su valor depende de la diferencia de temperaturas entre el fluido caliente y el frío en esa sección.

La figura 3.7 (a) ilustra un caso en el que el vapor se está condensando a una temperatura constante mientras que el otro se está calentando. La figura 3.7 (b) representa un caso en que un líquido se evapora a temperatura constante mientras el calor fluye de un fluido más caliente cuya temperatura disminuye cuando pasa a través del intercambiador de calor.

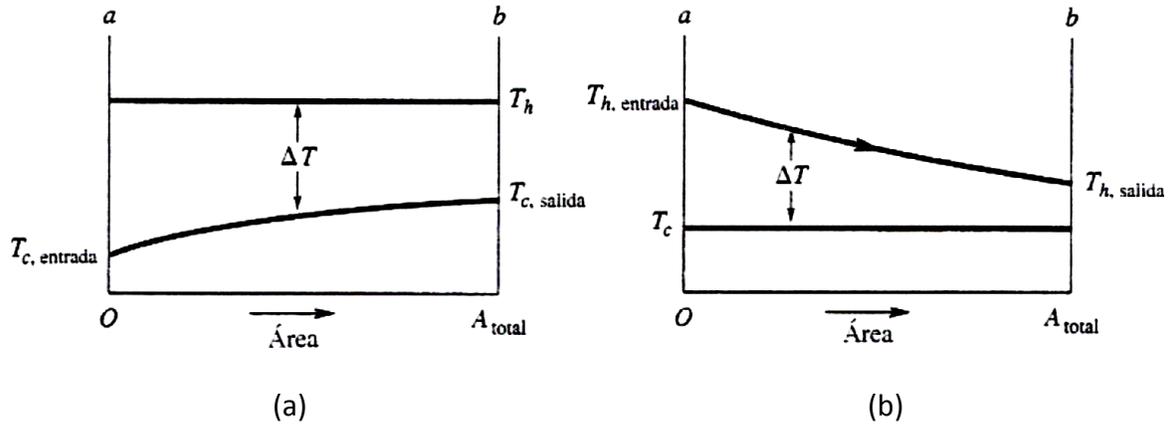


Figura 3.7 (a) Distribución de temperaturas en un condensador de recorrido simple, (b) Distribución de temperaturas en un evaporador de recorrido simple.

La figura 3.8 representa las condiciones en un intercambiador de flujo paralelo, y la figura 3.9 es válida para contracorriente. En los dos últimos casos, no hay cambio de fase.

En la figura 3.8 se observa que, sin importar la longitud del intercambiador, la temperatura final del fluido más frío nunca puede alcanzar la temperatura de salida del fluido más caliente en flujo paralelo.

Por su parte, en contracorriente la temperatura final del fluido más frío puede exceder la temperatura de salida del fluido más caliente; puesto que existe un gradiente de temperatura favorable a todo lo largo del intercambiador de calor. Una ventaja adicional de la configuración en contracorriente es que, para un flujo de calor dado, se requiere menos superficie que en un flujo paralelo. De hecho, la configuración en contracorriente es la más eficaz de todas las configuraciones para los intercambiadores de calor.

Para determinar la velocidad de transferencia de calor en cualesquiera de los casos antes mencionados, se debe integrar la ecuación:

$$dQ = U dA \Delta T \quad (3.6)$$

sobre el área A por la que se transfiere el calor a todo lo largo del intercambiador. El coeficiente global de transferencia de calor U es constante, si se desprecian los cambios de energía cinética, y si la carcasa del intercambiador de calor está perfectamente aislada,

la ecuación (3.6) puede integrarse de manera analítica con facilidad para flujo paralelo o contracorriente.

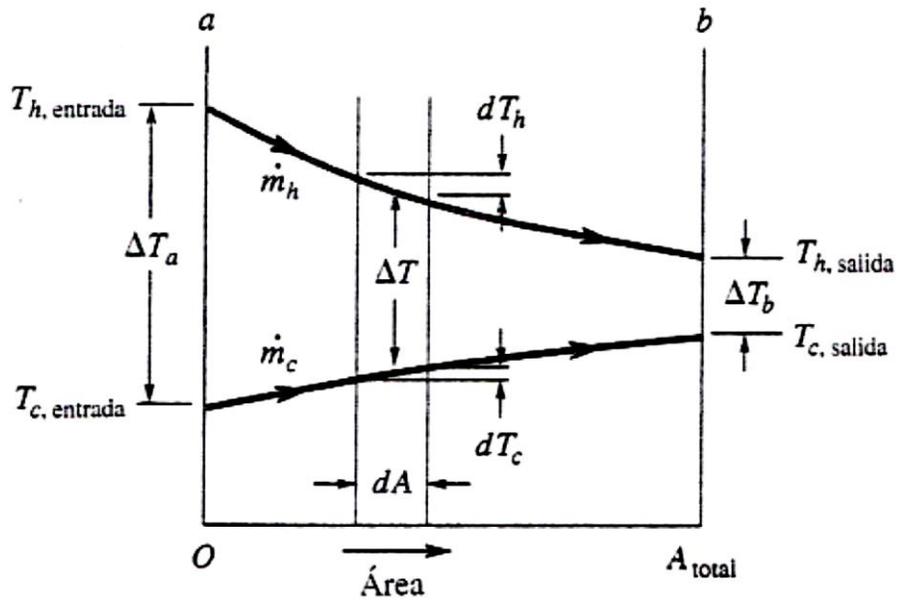


Figura 3.8 Distribución de temperaturas en un intercambiador de calor de flujo paralelo de recorrido simple.

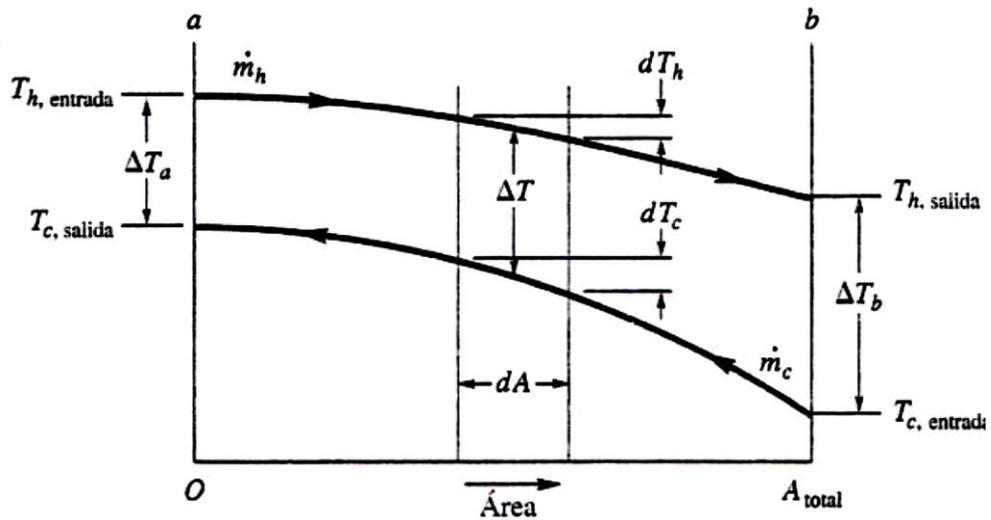


Figura 3.9 Distribución de temperatura en un intercambiador de calor en contracorriente de recorrido simple.

Un balance de energía en un área diferencial dA da:

$$dQ = -\dot{m}_h C_{ph} dT_h = \pm \dot{m}_c C_{pc} dT_c = U dA (T_h - T_c) \quad (3.7)$$

donde \dot{m} es la velocidad de flujo másico en kg/s , C_p es el calor específico a presión constante en J/kgK , y T es la temperatura del volumen másico promedio del fluido en K . Los subíndices h y c se refieren al fluido caliente y frío, respectivamente; el signo positivo en el tercer término se aplica al flujo paralelo y el signo negativo a flujo en contracorriente o cruzado. Si los calores específicos de los fluidos no varían con la temperatura, es posible elaborar un balance de calor desde la entrada hasta una sección transversal arbitraria del intercambiador:

$$-C_h = (T_h - T_{h,entrada}) = C_c (T_c - T_{c,entrada}) \quad (3.8)$$

Dónde:

$C_h = \dot{m}_h C_{ph}$: Coeficiente de capacidad calorífica del fluido caliente, W/K .

$C_c = \dot{m}_c C_{pc}$: Coeficiente de capacidad calorífico del fluido frío, W/K .

Despejando T_h en la ecuación (3.8), se obtiene:

$$T_h = T_{h,entrada} - \frac{C_c}{C_h} (T_c - T_{c,entrada}) \quad (3.9)$$

Con la cual se obtiene:

$$T_h - T_c = -\left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) T_c + \frac{C_c}{C_h} T_{c,entrada} + T_{h,entrada} \quad (3.10)$$

Substituyendo la ecuación (3.10) para $T_h - T_c$ en la ecuación (3.7) y reordenando se tiene:

$$\frac{dT_c}{-\left[1 + \left(\frac{C_c}{C_h}\right)\right] T_c + \left(\frac{C_c}{C_h}\right) T_{c,entrada} + T_{h,entrada}} = \frac{U d_A}{C_c} \quad (3.11)$$

Integrando la ecuación (3.11) a todo lo largo del intercambiador (es decir, desde $A = 0$ hasta $A = A_{total}$) se obtiene:

$$\ln \left\{ \frac{-\left[1 + \left(\frac{C_c}{C_h}\right)\right]T_{c,salida} + \left(\frac{C_c}{C_h}\right)T_{c,entrada} + T_{h,entrada}}{-\left[1 + \left(\frac{C_c}{C_h}\right)\right]T_{c,entrada} + \left(\frac{C_c}{C_h}\right)T_{c,entrada} + T_{h,entrada}} \right\} = -\left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_h}\right)UA$$

la que puede simplificarse hasta:

$$\ln \left[\frac{1 + \left(\frac{C_c}{C_h}\right)(T_{c,entrada} + T_{c,salida}) + T_{h,entrada} - T_{c,entrada}}{T_{h,entrada} - T_{c,entrada}} \right] = -\left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_h}\right)UA \quad (3.12)$$

Con la ecuación (3.8) se obtiene:

$$\frac{C_c}{C_h} = \frac{T_{h,salida} - T_{h,entrada}}{T_{c,salida} - T_{c,entrada}} \quad (3.13)$$

que puede emplearse para eliminar los coeficientes de capacidad calorífica en la ecuación (3.12). Después de reordenarla se obtiene:

$$\ln \left(\frac{T_{h,salida} - T_{c,salida}}{T_{h,entrada} - T_{c,entrada}} \right) = [(T_{h,salida} - T_{c,salida}) - (T_{h,entrada} - T_{c,entrada})] \frac{UA}{Q} \quad (3.14)$$

puesto que:

$$Q = C_c(T_{c,salida} - T_{c,entrada}) = C_h(T_{h,entrada} - T_{h,salida})$$

Con $T_h - T_c = \Delta T$, la ecuación (3.14) puede reescribirse como:

$$Q = UA \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)} \quad (3.15)$$

donde los subíndices a y b se refieren a los extremos respectivos del intercambiador y ΔT_a es la diferencia de temperaturas entre las corrientes en el extremo de entrada y ΔT_b flujo frío y caliente en el extremo de salida, como se muestra en las figuras 3.11 y 3.12. En la práctica, es conveniente utilizar una diferencia de temperatura promedio efectiva $\overline{\Delta T}$ en todo el intercambiador de calor definida por:

$$Q = UA\Delta T \quad (3.16)$$

Comparando las ecuaciones (3.15) y (3.16), se encuentra que para flujo paralelo o contracorriente:

$$\Delta T = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)} \quad (3.17)$$

Esta es la diferencia de temperatura promedio ΔT , se denomina diferencia logarítmica media de Temperatura, a menudo designada como *LMTD* (logarithmic mean temperature difference).

Para los intercambiadores de calor más complejos como las disposiciones de tubos y carcasas con varios recorridos por los tubos o la carcasa, y los intercambiadores de calor de flujo transversal con flujo mezclado y no mezclado, la deducción matemática de una expresión para la diferencia de temperatura media se vuelve bastante compleja. El procedimiento más común consiste en modificar la diferencia logarítmica media de temperatura mediante factores de corrección, para ello se hace uso de las gráficas mostradas en las figuras que van de la 3.10 a la 3.13.

La ordenada de cada una es el factor de corrección F . Para obtener la temperatura media verdadera de cualquiera de estas configuraciones, la diferencia logarítmica media de temperatura calculada para contracorriente debe multiplicarse por el factor de corrección apropiado, es decir:

$$\Delta T_{media} = (LMTD)(F_t) \quad (3.18)$$

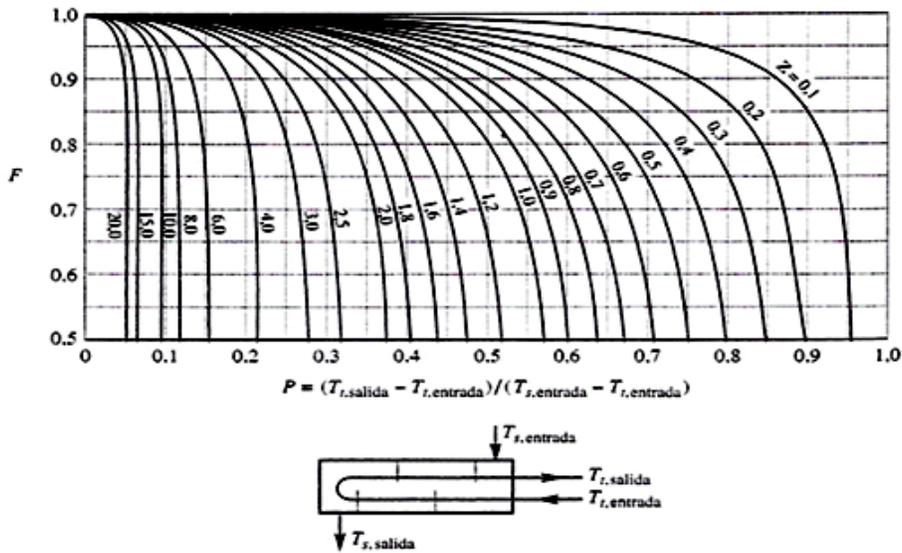


Figura 3.10 Factor de corrección de la diferencia logarítmica media de temperatura a contracorriente para un intercambiador de calor con un recorrido por la carcasa y dos (o un múltiplo de dos) recorridos por los tubos.

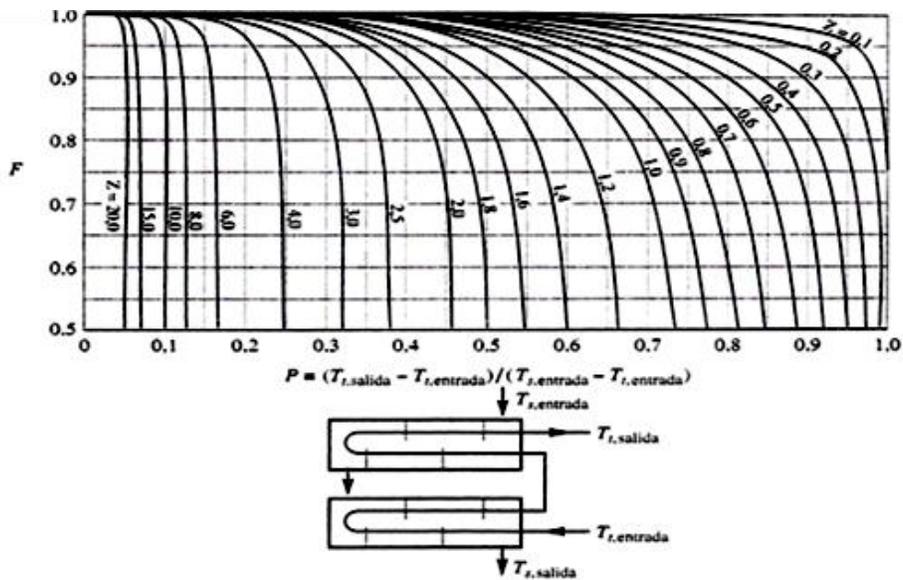


Figura 3.11 Factor de corrección de la diferencia logarítmica media de temperatura a contracorriente para un intercambiador de calor con dos recorridos por la carcasa y un múltiplo de dos recorridos por los tubos.

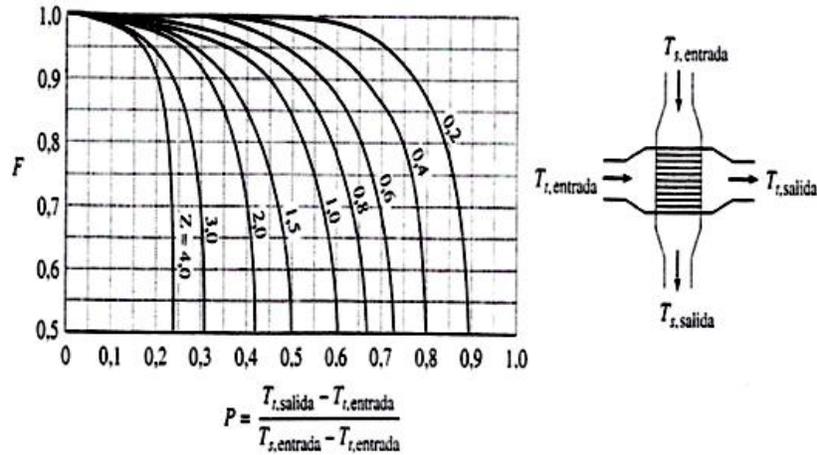


Figura 3.12 Factor de corrección de la diferencia logarítmica media de temperatura a contracorriente para un intercambiador de calor de flujo transversal con el fluido del lado de la carcasa mezclado, el otro fluido sin mezcla, y un recorrido por los tubos.

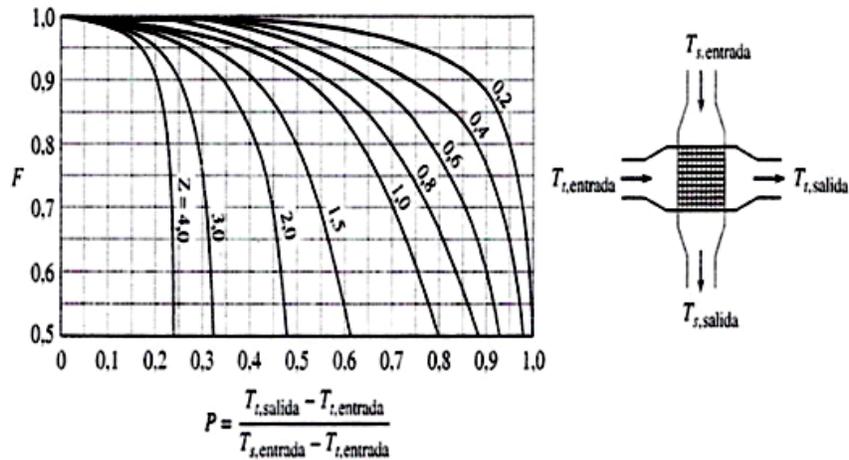


Figura 3.13 Factor de corrección de la diferencia logarítmica media de temperatura a contracorriente para un intercambiador de calor de flujo transversal con los dos fluidos sin mezcla y un recorrido por los tubos.

Los valores que se encuentran en la abscisa son para la relación de diferencia de temperatura a dimensional:

$$P = \frac{T_{t,salida} - T_{t,entrada}}{T_{s,entrada} - T_{t,entrada}} \quad (3.19)$$

donde los subíndices t y s se refieren a la tubería y la carcasa, respectivamente, y los subíndices "entrada" y "salida" se refieren a las condiciones de entrada y salida, respectivamente. La relación P es una medida de la eficacia de calentamiento o enfriamiento y puede variar desde cero con la temperatura constante de uno de los fluidos hasta la unidad en el caso en que la temperatura de entrada del fluido caliente sea igual a la temperatura de salida del fluido frío. El parámetro para cada una de las curvas Z , es igual a la relación de los productos de los flujos máxicos por la capacidad calorífica de ambos fluidos, $\dot{m}_t C_{pt} = \dot{m}_s C_{ps}$. Esta relación también es igual al cambio de temperatura del fluido dentro de la carcasa dividido por el cambio de temperatura del fluido que está en los tubos:

$$Z = \frac{\dot{m}_t C_{pt}}{\dot{m}_s C_{ps}} = \frac{T_{s,entrada} - T_{s,salida}}{T_{t,salida} - T_{t,entrada}} \quad (8.20)$$

Para aplicar los factores de corrección no importa si el fluido caliente circula por la carcasa o los tubos. Si la temperatura de cualquiera de los fluidos permanece constante, la dirección del flujo tampoco tiene importancia, puesto que F es igual a 1 y se aplica directamente la diferencia logarítmica media de temperaturas.

3.6. Eficiencia de un intercambiador de calor

La ecuación $Q = UA \Delta T_{media}$ resulta conveniente cuando se conocen todas las temperaturas terminales necesarias para la evaluación de la temperatura media apropiada, también esta ecuación se emplea mucho en el diseño de intercambiadores de calor con especificaciones dadas.

Sin embargo, hay numerosas ocasiones en las que se conoce o por lo menos puede calcularse, el desempeño de un intercambiador de calor (es decir. U), pero no se conocen las temperaturas de los fluidos que salen del intercambiador.

Este tipo de problema se presenta en la selección de un intercambiador de calor o cuando la unidad se ha sometido a prueba con una velocidad de flujo, pero las condiciones de servicio requieren de diferentes velocidades de flujo de uno o ambos

fluidos. Si se utilizan las gráficas presentadas en la sección precedente, sólo es posible determinar las temperaturas de salida y la velocidad de flujo mediante un tedioso procedimiento de prueba y error.

En estos casos, resulta conveniente evitar por completo cualquier referencia a la diferencia media logarítmica o cualquier otra diferencia media.

Para obtener una ecuación para la velocidad de transferencia de calor que no incluya cualquiera de las temperaturas de salida, se introduce la *eficiencia del intercambiador de calor* ε , que se define como la relación entre la transferencia de calor real en un intercambiador de calor dado y la máxima posible del mismo.

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h,entrada} - T_{h,salida})}{C_{min}(T_{h,salida} - T_{c,entrada})} \quad (3.21a)$$

ó

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{c,salida} - T_{c,entrada})}{C_{min}(T_{h,entrada} - T_{c,entrada})} \quad (3.21b)$$

donde C_{min} es la más pequeña de las magnitudes $\dot{m}_h C_{ph} = \dot{m}_c C_{pc}$, una vez que se conoce la eficiencia de un intercambiador de calor, es posible determinar la velocidad de transferencia de calor directamente con la ecuación:

$$q = \varepsilon C_{min}(T_{h,entrada} - T_{c,entrada}) \quad (3.22)$$

Puesto que:

$$\varepsilon C_{min}(T_{h,entrada} - T_{c,entrada}) = C_h(T_{h,entrada} - T_{h,salida}) = C_c(T_{c,salida} - T_{c,entrada})$$

La ecuación (3.22) es la relación básica en este análisis porque expresa la velocidad de transferencia de calor en función de la eficiencia, la capacidad calorífica más pequeña, y la diferencia entre las temperaturas de entrada, además de ser adecuada para propósitos de diseño.

A continuación se ilustrará cómo deducir una expresión para la eficiencia de un intercambiador de calor aplicándola a una configuración de flujo paralelo. La eficiencia puede introducirse en la ecuación (3.12) reemplazando $(T_{c,entrada} - T_{c,salida})/(T_{h,entrada} - T_{c,entrada})$ con la relación de eficiencia de la ecuación (3.21b). Con ello se obtiene:

$$\ln \left[1 - \varepsilon \left(\frac{C_{min}}{C_h} + \frac{C_{min}}{C_c} \right) \right] = - \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_h} \right) UA$$

ó

$$1 - \varepsilon \left(\frac{C_{min}}{C_h} + \frac{C_{min}}{C_c} \right) = e^{-(1/C_c + 1/C_h)UA}$$

Despejando ε se obtiene:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-[1+(C_h/C_c)]UA/C_h}}{\left(C_{min}/C_h \right) + \left(C_{min}/C_c \right)} \quad (3.23)$$

Cuando C_h es menor que C_c la eficiencia llega a ser:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-[1+(C_h/C_c)]UA/C_h}}{1 + (C_h/C_c)} \quad (3.24a)$$

y cuando $C_h < C_c$ se obtiene:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-[1+(C_c/C_h)]UA/C_c}}{1 + (C_c/C_h)} \quad (3.24a)$$

Por tanto, la eficiencia en ambos casos puede escribirse de la forma:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-[1+(C_{min}/C_{max})]UA/C_{min}}}{1 + \left(C_{min}/C_{max} \right)} \quad (3.25)$$

La deducción anterior ilustra cómo es posible expresar la eficiencia de una configuración de flujo dada en función de dos parámetros adimensionales, la relación de capacidades caloríficas $\left(C_{min}/C_{max} \right)$ y la relación de la conductancia total con el coeficiente de capacidad calorífica más pequeño. UA/C_{min} El último de los dos parámetros se denomina *número de unidades de transferencia de calor* o *NTU* (por number of heat transfer units). Este número es una medida de la magnitud que tiene la transferencia de calor en el intercambiador. Cuanto mayor sea el valor de *NTU* más se aproxima el intercambiador a su límite termodinámico. Es posible determinar las eficiencias de la mayoría de las configuraciones de flujo de interés práctico a través de gráficas, con las cuales se hace uso de valores de *NTU* y $\left(C_{min}/C_{max} \right)$.

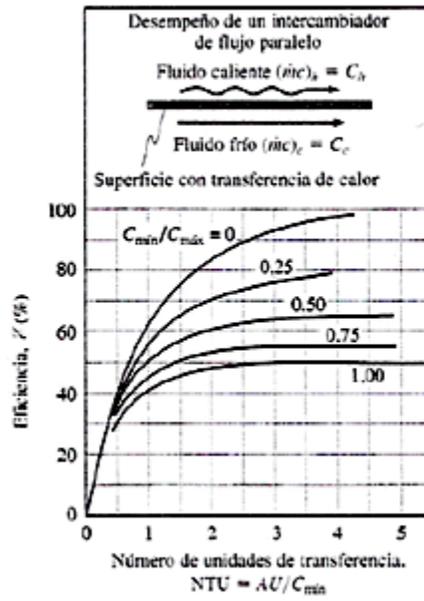


Figura 3.14 Eficiencia de un intercambiador de calor con flujo paralelo.

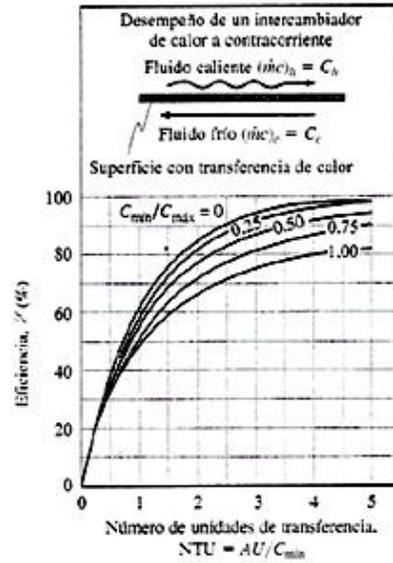


Figura 3.15 Eficiencia de un intercambiador de calor a contracorriente.

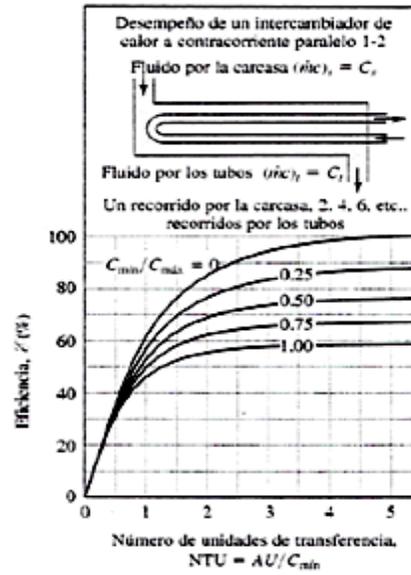


Figura 3.16 Eficiencia de un intercambiador de calor de carcasa y tubos con un recorrido desviado por la carcasa y dos (o un múltiplo de dos)

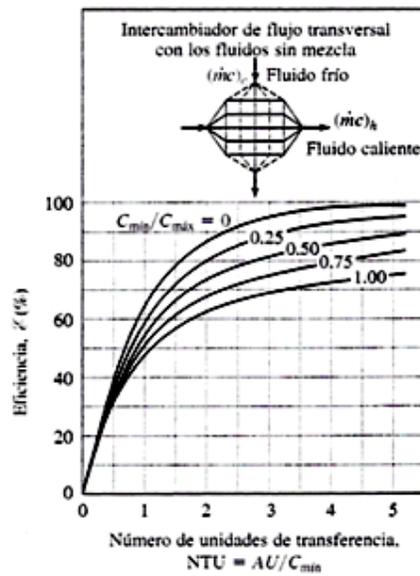


Figura 3.17 Eficiencia de un intercambiador de calor de flujo transversal con ambos fluidos sin mezcla.

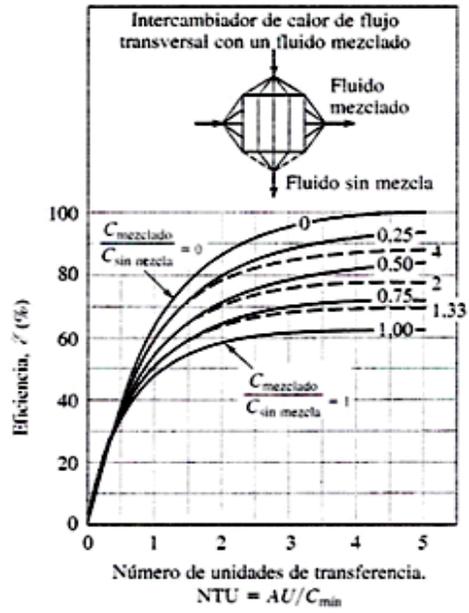


Figura 3.18 Eficiencia de intercambiador de calor de flujo transversal con un fluido mezclado y el otro sin mezcla, Cuando $C_{\text{mezclado}}/C_{\text{sin mezcla}} > 1$, NTU está basado en $C_{\text{sin mezcla}}$.

CAPÍTULO IV

4.0. TORRES DE ENFRIAMIENTO

4.1. Propósito y definición.

Cuando el condensador de un sistema de refrigeración se enfría con agua hay que disponer de una fuente de agua fría. El agua puede tomarse de las cañerías de suministro de agua, de un lago, un río o pozo, y después de pasar por el condensador se puede dejar que se pierda en las alcantarillas. En casi todas las grandes ciudades las ordenanzas municipales exigen que se utilicen instalaciones de conservación del agua, si la unidad de condensación es de un tamaño superior a, por ejemplo, 5 toneladas de refrigeración.

Aun cuando no se impongan restricciones legales, el costo del agua puede justificar económicamente una *instalación de conservación*, tal como una torre de enfriamiento o un condensador evaporativo. En las torres de enfriamiento y condensadores evaporativos solamente se consume el agua necesaria para compensar la evaporación, y las pérdidas por gotitas y por el purgado para reducir la formación de incrustaciones.

Un *condensador evaporativo* es un dispositivo que tiene el mismo fin que una torre de enfriamiento, es decir, el ahorro de agua. Un condensador evaporativo realiza simultáneamente las funciones de un condensador y de una torre de enfriamiento. El gas de escape de un compresor se condensa dentro de una batería de tubos sobre los cuales se pulveriza agua, es importante colocar láminas entre el agua pulverizada y el ventilador para evitar que el aire se lleve las gotas de agua.

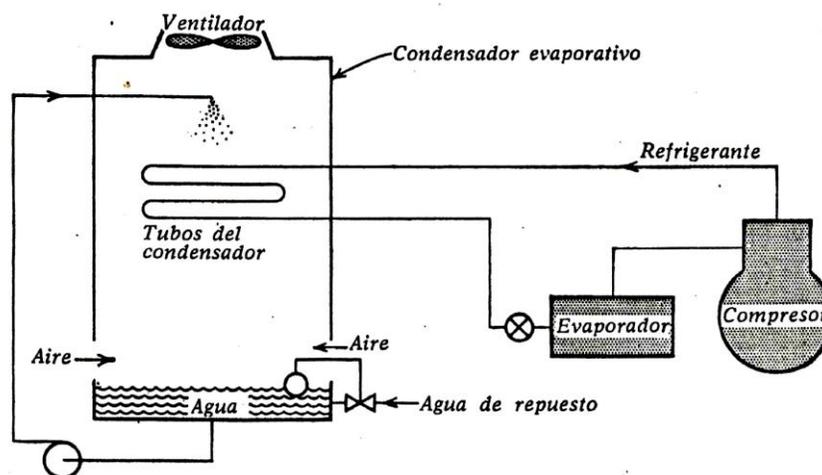


Figura 4.1 Condensador evaporativo en un sistema de refrigeración.

Las *Torres de enfriamiento* enfrían el agua por contacto con el aire y por evaporación de una parte del agua. El aire puede circular por circulación natural o por ventiladores que soplan o aspiran el aire a través de la torre. Se dispone entonces de una gran superficie de agua porque se pulveriza mediante toberas o se hace salpicar al caer en la torre de una bandeja a otra.

El funcionamiento de una torre de enfriamiento se expresa comúnmente por los valores de:

- ✓ **La escala:** Es la reducción de temperatura del agua en la torre de enfriamiento.
- ✓ **La aproximación:** Es la diferencia de la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada y la temperatura del agua a la salida, esto representa el límite termodinámico de enfriamiento al que puede llegar el agua.
- ✓ **Caudal de diseño:** Caudal de agua por unidad de tiempo, para el cual se diseña el equipo; se expresa en l/h , m^3/h .
- ✓ **Capacidad de refrigeración:** Es la cantidad de calor que una torre puede disipar, se mide en $Kcal/h$.
- ✓ **Factor de refrigeración:** (β) Parámetro sin dimensiones que relaciona el flujo de agua con el flujo de aire seco referidos a la superficie de la torre.
 L : caudal de agua por unidad de área $kg/h m^2$
 G : Caudal de aire por unida de área $kg/h m^2$.
- ✓ **Pérdidas por arrastre:** Es la cantidad de agua que sale de la torre en forma de llovizna, arrastrada por el flujo de aire. Se expresa en tanto por ciento de caudal recircularte. La Normativa actual determina que tiene que ser inferior al 0.05% del caudal de agua circulante, actualmente hay productos con 0.002%.
- ✓ **Pérdidas por evaporación:** Es la cantidad de agua que se pierde por evaporación en el proceso de enfriamiento.
- ✓ **Recirculación:** Es el fenómeno que se produce cuando el aire saturado de vapor que sale de la torre vuelve a entrar en ella mezclado con el aire ambiente.
- ✓ **Caudal de aporte:** Es la cantidad de agua que se ha de reponer dentro del circuito para compensar las pérdidas por arrastre y evaporación y así mantener el caudal de diseño de manera constante.
- ✓ **Purga:** Es la cantidad de agua que se extrae de la torre para evitar una excesiva concentración de sales, sólidos disueltos e impurezas arrastradas y que podrían dar problemas de operación.

$$(\dot{V}_{pur}) = \dot{V}_{evap}/(N - 1) \quad (4.1)$$

N : Concentración de sales deseada/ concentración de sales de agua de aporte.

4.2. Fundamentos de funcionamiento.

4.2.1. Psicrometría.

A continuación se presenta una lista de conceptos usados en Psicrometría.

- ✓ **Aire seco:** Es un caso ideal en el que el aire no tiene ningún contenido de vapor de agua.
- ✓ **Aire atmosférico:** Es la mezcla del aire seco con cierto contenido de humedad.
- ✓ **Aire saturado:** A una temperatura y presión determinadas el aire contiene la mayor cantidad posible de vapor de agua. Cualquier exceso de vapor de agua condensaría instantáneamente o si se produce un enfriamiento del aire saturado el vapor en exceso se condensa.
- ✓ **Punto de rocío:** Temperatura a la que una mezcla de aire seco y vapor de agua produce niebla, el aire no puede contener más vapor de agua, de modo que una disminución en la temperatura reduce la capacidad del aire para contener humedad condensándose.
- ✓ **Temperatura seca o de bulbo seco T_s ($^{\circ}C$):** La temperatura del ambiente medida con un termómetro normal.
- ✓ **Temperatura húmeda o de bulbo húmedo T_h ($^{\circ}C$):** Temperatura de equilibrio que alcanza una superficie de agua cuando está expuesta a una corriente de aire. Esta medida es la que tiene un bulbo recubierto de un algodón o tela empapado de agua, sobre el que se hace pasar una corriente de aire a una velocidad suficientemente elevada ($3 - 5 m/s$). Si el aire no está saturado, se produce un descenso de temperatura respecto a la indicada en el termómetro normal debido a la evaporación producida por el agua que baña el algodón o tela. Esta temperatura coincide sensiblemente con la de saturación adiabática correspondiente al equilibrio térmico agua-aire sin canje de calor. En realidad, para que la temperatura húmeda coincida con la de saturación adiabática sería preciso que el aire en contacto con el algodón, llegara a un equilibrio térmico total con el agua, se desprecian estas pequeñas diferencias, el equilibrio no se alcanza, solo el de evaporación.
Este concepto es muy importante para el diseño de equipos de enfriamiento evaporativo como las torres de enfriamiento.
- ✓ **Humedad absoluta:** Expresa la masa de vapor de agua por unidad de masa de aire seco.
- ✓ **Humedad relativa:** Expresa la cantidad de humedad que el aire atmosférico contiene; respecto a la máxima humedad que el aire puede contener a la misma temperatura.

- ✓ **Entalpía del aire húmedo:** Es una función de estado que representa termodinámicamente su contenido energético, es la suma de las entalpías de sus componentes (aire seco y vapor de agua).
- ✓ **Carta Psicométrica:** El estado del aire atmosférico a una presión específica, se establece por completo mediante dos propiedades intensivas independientes, el resto de las propiedades se calcula mediante ecuaciones especializadas para tal fin; sin embargo existen graficas que presentan todas estas propiedades y que son fáciles de leer llamadas Cartas Psicométricas.

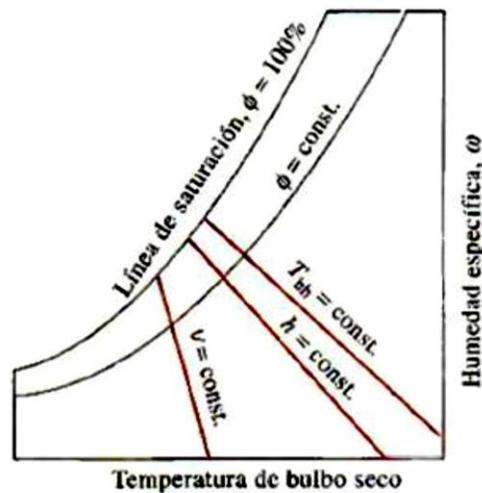


Figura 4.2 Esquema de una carta Psicométrica.

4.2.2. Enfriamiento evaporativo.

El enfriamiento sufrido por el agua en una torre de refrigeración se basa en la transmisión combinada de masa y calor al aire que circula por el interior de la torre. En el seno de las torres según el relleno se produce una fina pulverización o una delgada película. Se pretende que el contacto aire-agua se los más íntimo posible aumentando la superficie de contacto.

En condiciones normales de funcionamiento, este contacto produce una evaporación de parte del agua. Como el agua debe absorber calor para pasar de líquido a vapor a presión constante, este calor lo toma del líquido restante. El resto del calor corresponde a la diferencia de temperatura entre ambos fluidos.

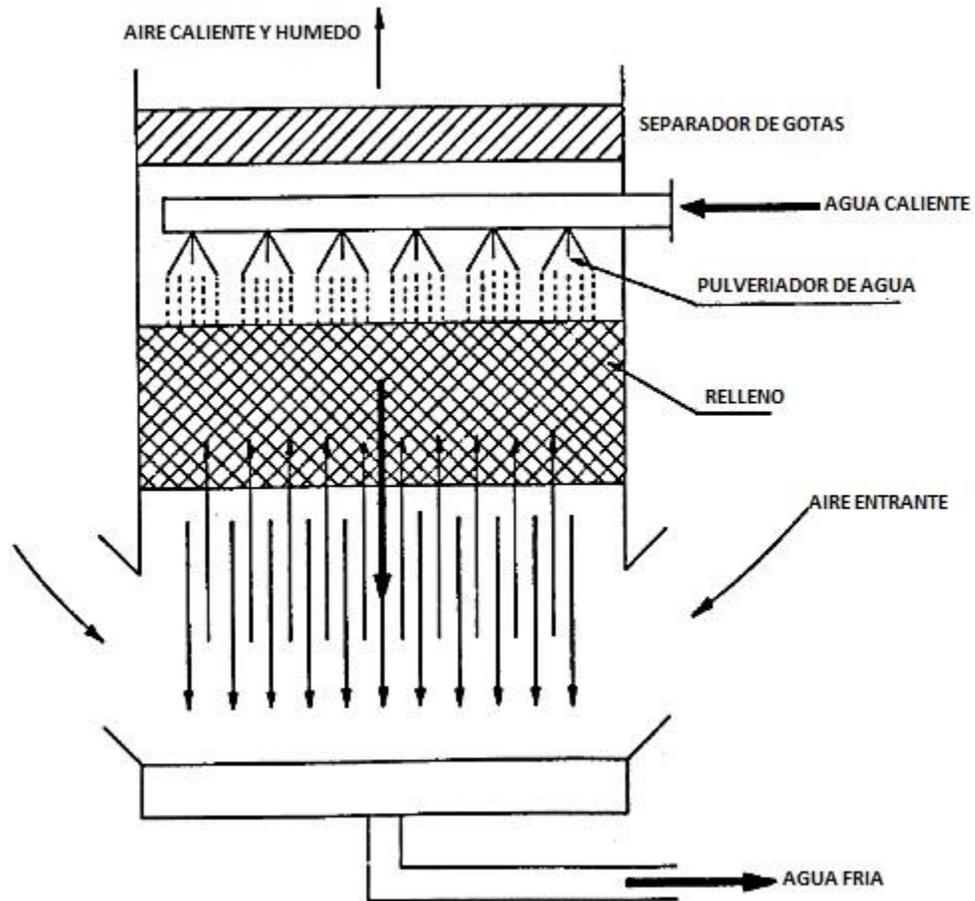


Figura 4.3 Esquema de funcionamiento de una torre de enfriamiento.

Procesos en una gota de agua:

Q_r : Calor perdido por radiación, casi despreciable.

Q_{ev} : Calor perdido por evaporación, es el más importante.

Q_c : Calor perdido por conducción puede llegar como máximo a un tercio del calor total.

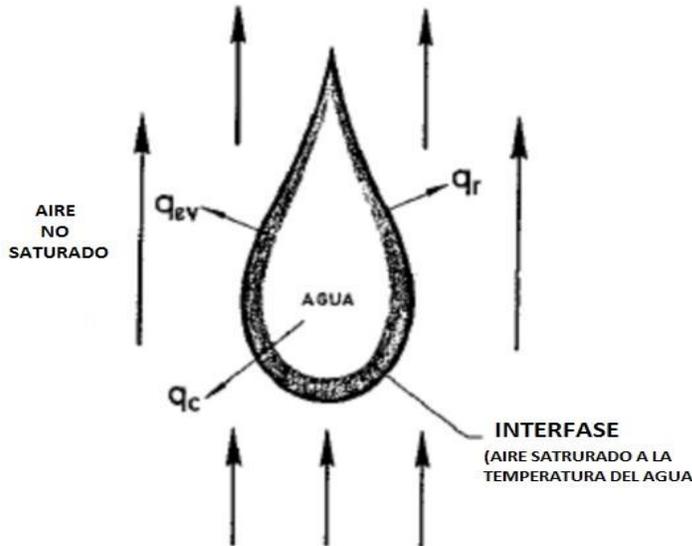


Figura 4.4 Enfriamiento de una gota de agua.

4.3. Clasificación de las torres de enfriamiento.

La forma más simple y usual de clasificar las torres de enfriamiento es según la forma en que se mueve el aire a través de éstas. Según este criterio, existen torres de circulación natural y torres de tiro mecánico; posteriormente se revisarán otros criterios de clasificación.

4.3.1. Clasificación según el método para inducir el flujo de aire.

✓ Torres de circulación natural.

En las torres de circulación natural, el movimiento del aire sólo depende de las condiciones climáticas y ambientales. Se clasifican, a su vez, en torres atmosféricas y en torres de tiro natural.

Las *torres atmosféricas* utilizan las corrientes de aire debidas al viento. El aire se mueve de forma horizontal y el agua cae verticalmente (flujo cruzado). Son torres de gran altura y pequeña sección transversal comparada con su altura. Deben instalarse en lugares muy despejados, de forma que ningún obstáculo pueda impedir la libre circulación de aire a través de la torre. Tienen un costo inicial alto debido a su gran tamaño, pero el costo de mantenimiento es reducido, al no existir partes mecánicas móviles. Una torre de este tipo puede ser una solución muy económica para determinadas necesidades de refrigeración si

se puede garantizar que funcionará habitualmente expuesta a vientos de velocidades iguales o superiores a los 8 km/h . Si la velocidad promedio del viento es baja, los costos fijos y de bombeo aumentan mucho en relación a una torre de tiro mecánico y no compensan el ahorro del costo de ventilación.

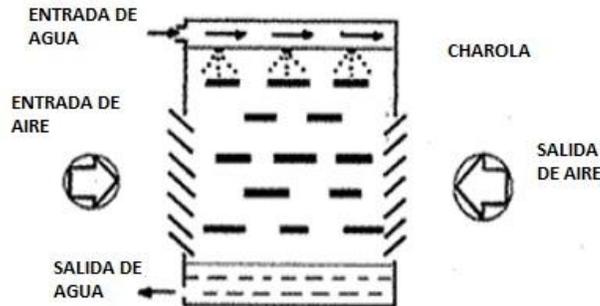


Figura 4.5 Torre de enfriamiento atmosférica.

Una *torre de tiro natural* es aquella en la que el aire es inducido por una gran chimenea situada sobre el relleno (Figura.4.6). La diferencia de densidades entre el aire húmedo caliente y el aire atmosférico es el principal motivo por el cual se crea el tiro de aire a través de la torre. Estas torres tienen bajos costos de mantenimiento y son muy indicadas para enfriar grandes caudales de agua. Al igual que las torres atmosféricas, no tienen partes mecánicas. La velocidad media del aire a través de la torre suele estar comprendida entre 1 y 2 m/s . En las torres de tiro natural no se pueden utilizar rellenos de gran compacidad, debido a que la resistencia al flujo de aire debe ser lo más pequeña posible.

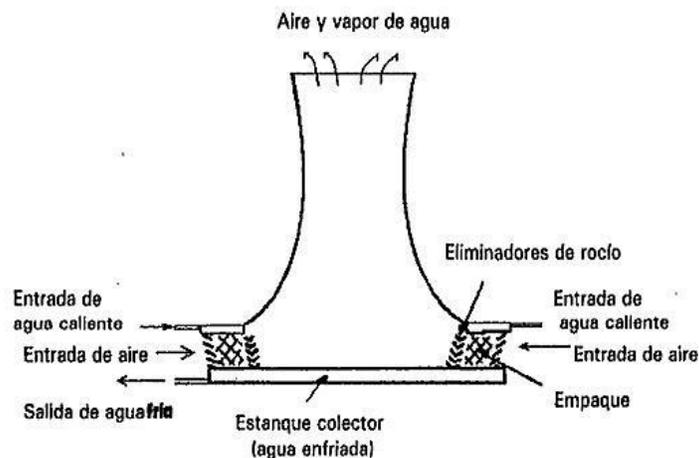


Figura 4.6 Torre de enfriamiento de tiro natural.

✓ Torres de tiro mecánico.

Las torres de tiro mecánico utilizan ventiladores para mover el aire a través del relleno; estas torres proporcionan un control total sobre el caudal de aire suministrado. Se trata de torres compactas, con una sección transversal y una altura de bombeo pequeñas en comparación con las torres de tiro natural. En estas torres se puede controlar de forma precisa la temperatura del agua de salida, y se pueden lograr valores de aproximación muy pequeños (hasta de 1 o 2 °C, aunque en la práctica acostumbra a ser de 3 o 4 °C). Estas torres pueden tener varios cuerpos llamados celdas, cada uno con su ventilador.

En las *Torres de tiro forzado* el aire se descarga a baja velocidad por la parte superior de la torre (Figura 4.7). Estas torres son, casi siempre, de flujo a contracorriente. Son más eficientes que las torres de tiro inducido, puesto que la presión dinámica convertida a estática realiza un trabajo útil. El aire que se mueve es aire frío de mayor densidad que en el caso de tiro inducido. Esto también significa que el equipo mecánico tendrá una duración mayor que en el caso de tiro inducido, ya que el ventilador trabaja con aire frío y no saturado, menos corrosivo que el aire caliente y saturado de la salida.

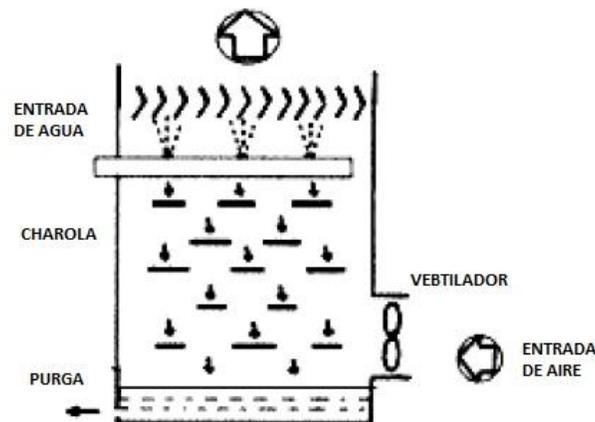


Figura 4.7 Torre de enfriamiento de tiro forzado.

Las *Torres de tiro inducido* pueden ser de flujo a contracorriente o de flujo cruzado. El flujo a contracorriente significa que el aire se mueve verticalmente a través del relleno, de manera que los flujos de agua y de aire tienen la misma dirección pero sentido opuesto (Figura 4.8). En éstas, el aire puede entrar a través de una o más paredes de la torre, con lo cual se consigue reducir en gran medida la altura de la entrada de aire. Además, la elevada velocidad con la que entra el aire hace que exista el riesgo de arrastre de suciedad y cuerpos extraños dentro de la torre.

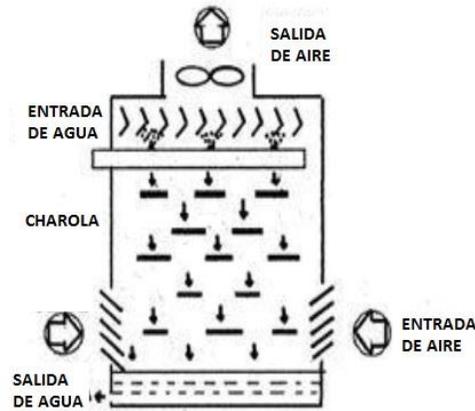


Figura 4.8 Torre de enfriamiento de tiro inducido.

En las *Torres de flujo cruzado*, el aire circula en dirección perpendicular respecto a agua que desciende (Figura 4.9). Estas torres tienen una altura menor que las torres de flujo a contracorriente, ya que la altura total de la torre es prácticamente igual a la del relleno. El mantenimiento de estas torres es menos complicado que en el caso de las torres a contracorriente, debido a la facilidad con la que se pueden inspeccionar los distintos componentes internos de la torre. La principal desventaja de estas torres es que no son recomendables para aquellos casos en los que se requiera un gran salto térmico y un valor de acercamiento pequeño, puesto que ello significará más superficie transversal y más potencia de ventilación, que en el caso de una torre de flujo a contracorriente.

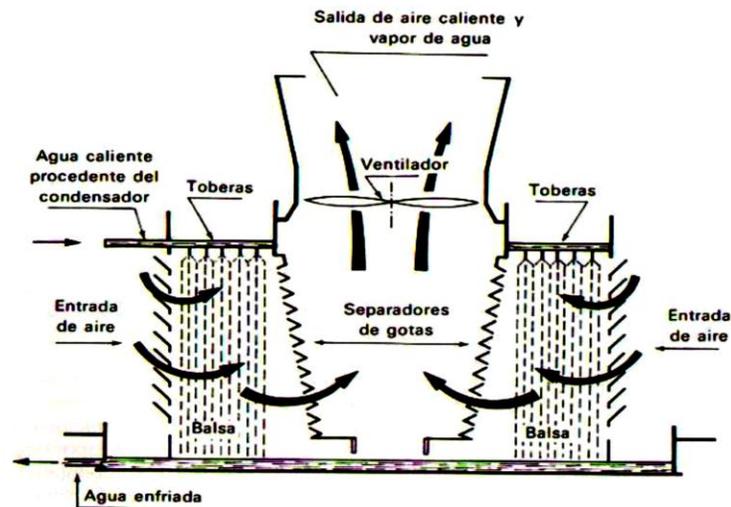


Figura 4.9 Torre de enfriamiento de tiro cruzado.

4.3.2. Clasificación según el tipo de proceso.

✓ Torres de enfriamiento directo

En las *Torres de enfriamiento directo* (figura 4.10) el agua fría, va directamente al proceso y regresa como agua caliente a la parte superior de la torre de refrigeración.

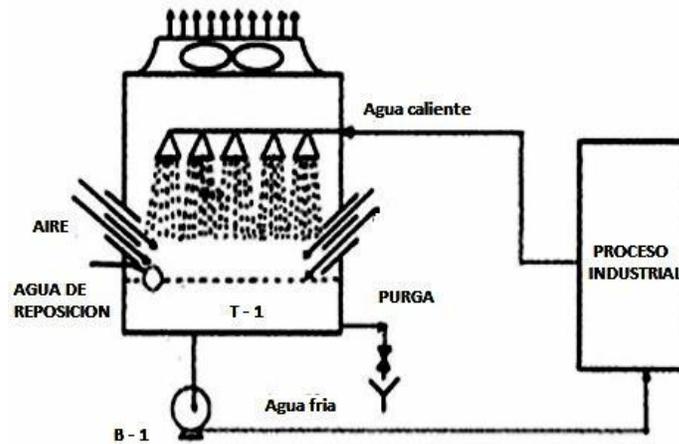


Figura 4.10 Torre de enfriamiento directo.

✓ Torre de enfriamiento indirecto

Dentro de una *Torre de enfriamiento indirecto* (figura 4.11) el agua fría intercambia calor con un equipo (Intercambiador de calor) y regresa como agua caliente a la parte superior de la torre de refrigeración.

4.3.3. Clasificación según la dirección del flujo de aire.

En la clasificación de Flujo a contracorriente como su nombre lo indica la dirección del flujo de aire es en dirección contraria al rocío de agua. (Figuras 4.5-4.8, y 4.10-4.11). En Flujo transversal o cruzado la corriente de agua ingresa a la torre de enfriamiento perpendicularmente a la caída de agua. (Figura 4.9)

4.3.4. Clasificación según el circuito de circulación.

En un Circuito de recirculación cerrado el agua circula dentro del sistema y no hay contacto con la atmosfera, en este tipo de sistemas no hay pérdidas por evaporación ni

por purgado. En los Circuitos de recirculación abierto existe contacto con la atmosfera, por lo que existe perdidas por evaporación y purgado.

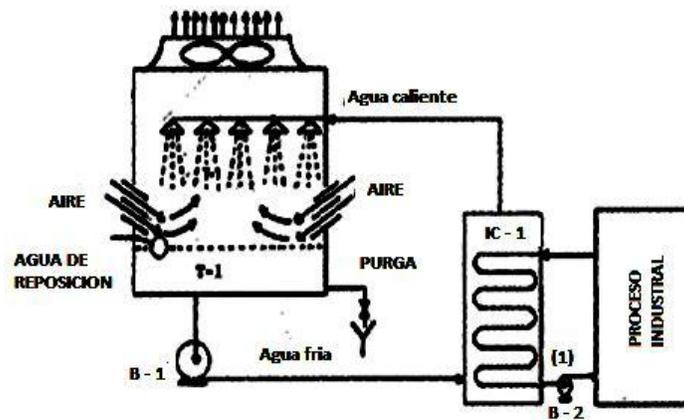


Figura 4.11 Torre de enfriamiento indirecto.

4.4. Partes de una torre de enfriamiento.

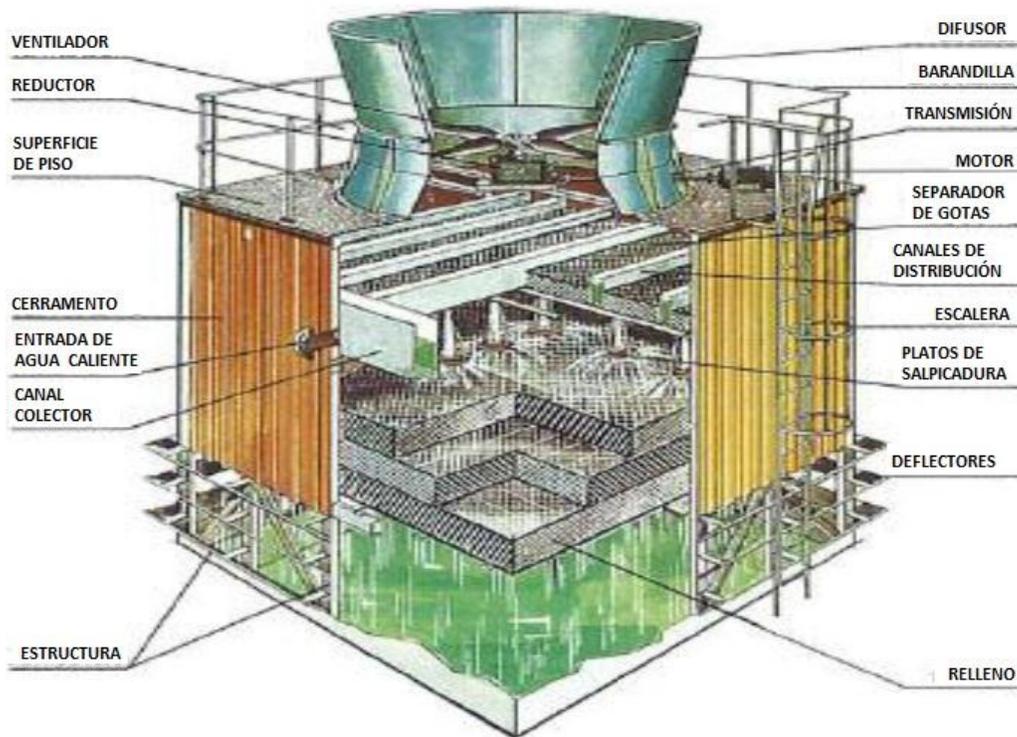


Figura 4.12 Componentes de una torre de enfriamiento.

4.4.1. Estructuras y cerramiento.

La estructura es el elemento principal de la torre desde el punto de vista de su comportamiento mecánico, resistencia, y constituye el armazón donde se soportan todos los componentes. La estructura de la torre debe ser estanca, opaca y tiene que tener resistencia mecánica y química.

Los requisitos que debemos exigir a los materiales desde el punto de vista de mantenimiento y sanitario, es su resistencia a la acción de biocidas y que eviten el crecimiento de la biocapa.

Actualmente se emplean diferentes materiales en función del costo de la inversión y la vida útil del equipo.

MATERIALES EMPLEADOS Y SUS CARACTERÍSTICAS

- ✓ **Materiales plásticos:**
 - Bajo precio comparándolo con otros materiales.
 - Adaptación a cualquier forma de diseño.
 - Comportamiento mecánico aceptable.
 - Inconvenientes con temperaturas elevadas, algunos materiales son frágiles.
- ✓ **Hormigón:**
 - Costos elevados, solo en estructuras de gran tamaño compensa el coste.
 - Ideal para resistir largos ciclos de vida.
- ✓ **Acero galvanizado:**
 - Se degrada rápidamente en función de la composición química del agua.
 - Perdida de carga cuando se producen incrustaciones o corrosión.
 - Desinfección química es poco eficaz si hay corrosión.
 - Los productos de corrosión favorecen el crecimiento microbiano.
- ✓ **Acero Inoxidable:**
 - Adaptación a aguas corrosivas y agresivas.
 - Soporta desinfección química.
 - Coste muy elevado.
- ✓ **Madera:**
 - Actualmente la normativa no las recomienda, en EEUU se sigue empleando.
 - Relativo bajo costo y buena duración bajo muchas condiciones de trabajo.
 - Se emplea madera tratada por procesos químicos y de presión para asegurarse su duración y cualidades.

4.4.2. Sistemas de distribución de agua.

✓ Sistemas por gravedad.

- Su principal ventaja es la poca altura que necesitan para el bombeo lo que se traduce en bajo costo de operación.
- El mantenimiento se puede hacer con la torre en operación.
- Rara vez se emplean en torres de flujo a contracorriente.

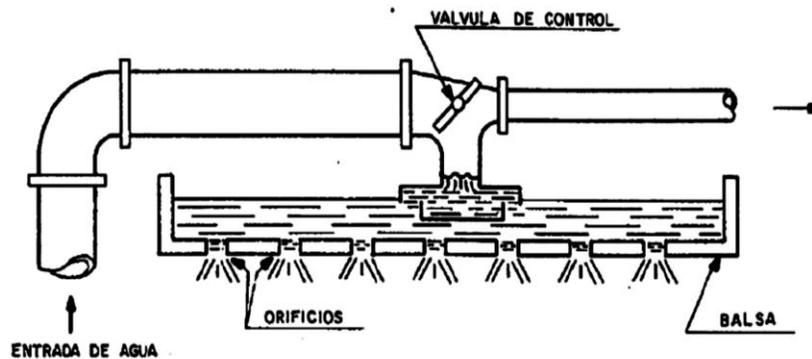


Figura 4.13 Sistema de distribución por gravedad.

✓ Sistemas por presión.

- Se emplea en la mayor parte de torres a contracorriente.
- Contribuye directamente al rendimiento de la torre.
- Problemas de regulación y mantenimiento.
- Dependiendo del sistema a veces es difícil la limpieza de la suciedad acumulada.

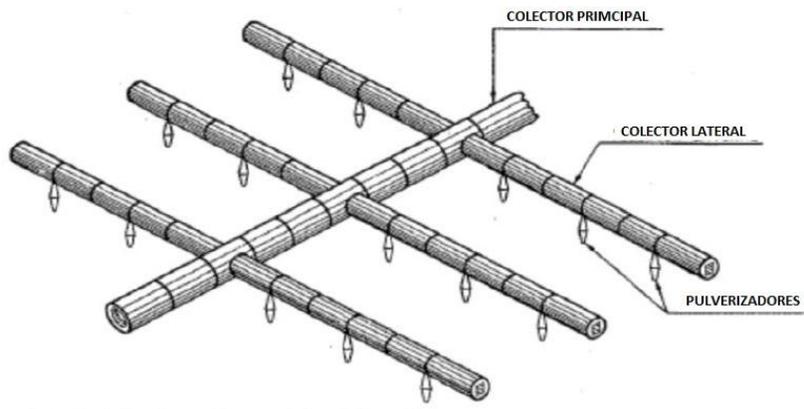


Figura 4.14 Sistema de distribución con tubería a presión.

4.4.3. Relleno.

El relleno de las torres tiene como misión acelerar la disipación del calor. Es el componente principal de las torres, en el que se consigue un aumento del tiempo de contacto entre el agua y el aire, favoreciendo la presencia de una amplia superficie húmeda mediante la creación de gotas o una fina película.



Figura 4.15 Relleno de una torre de enfriamiento.

- ✓ **Características que deben cumplir los rellenos**
 - Material de bajo coste y fácilmente instalable.
 - Tener mucha superficie y poco peso por unidad de volumen.
 - Inalterables y estables desde el punto de vista químico.
 - Inatacables por los microorganismos y las sustancias orgánicas en general.
 - Poca resistencia al paso del aire.
 - Debe mantener una distribución uniforme del agua y del aire a lo largo de la vida útil de la torre.

- ✓ **Rellenos de goteo.**

Estos rellenos tienen como objeto la formación de gotas de pequeño tamaño, a través de cuya superficie se lleva a cabo el proceso de evaporación. Suele consistir en una serie de pisos superpuestos de listones o rejillas sobre los que el agua al caer en cascada desde las

boquillas se fracciona en gotas cada vez más pequeñas, rompiendo además aquellas de mayor diámetro que se hayan formado por unión de otras más pequeñas.

Inconvenientes de los Rellenos de goteo:

- La altura de relleno necesaria es superior a los sistemas laminares, para las mismas condiciones de operación.
- Para el caudal de arrastre se necesitan separadores de gotas de alto rendimiento.
- La correcta nivelación de los listones o parrillas es muy importante para evitar un desequilibrio en la distribución de la cortina de agua y no perjudicar el rendimiento.

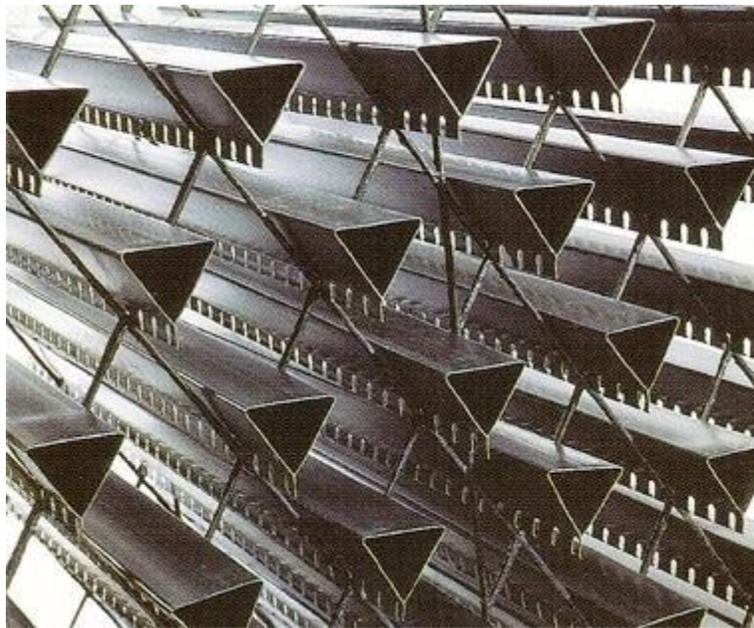


Figura 4.16 Sistema de relleno por goteo.

✓ **Rellenos de película o laminares.**

En estos sistemas se pretende crear una lámina de agua extensa y delgada de tal manera que cuanto mayor sea su área más evaporación se lograra, para ello estos rellenos deben tener una buena adherencia permitiendo que su superficie se “moje” de manera uniforme y con un espesor constante. La superficie de transferencia está perfectamente definida por la propia geometría del tipo de relleno, con lo que tenemos definida claramente la superficie total de intercambio.

Su principal ventaja es que al no existir gotas, las pérdidas por arrastre son menores, por lo que permite velocidades mayores y disminuir la altura de relleno y con ello la altura de bombeo. Esto nos indica que a igualdad de condiciones de diseño tendremos una torre más compacta y pequeña que si fuese de goteo, reduciendo costos de operación e inversión.

En estos rellenos una de las especificaciones más importantes es el área de contacto por metro cúbico de volumen del material (m^2/m^3). Un valor típico es de $240 m^2/m^3$.



Figura 4.17 Sistema de relleno por película.

✓ **Rellenos mixtos.**

Estos rellenos emplean ambos principios, salpicadura y película. Se pulveriza el agua por goteo pero en partes del relleno se produce formaciones de láminas aumentando el efecto de intercambio, estos rellenos se pueden disponer en parrillas o en tubos según el fabricante.

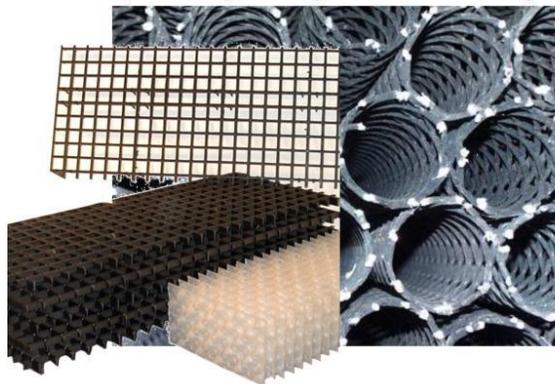


Figura 4.18 Sistema de relleno mixto.

✓ **Materiales de relleno.**

Plástico: Este es el más adecuado por sus características, debido a que puede adaptarse a cualquier forma geométrica, es ligero, inertes en cualquier medio, no favorecen la aparición ni proliferación de materia orgánica ni microorganismos, no sufren corrosión y su costo es muy competitivo. Por su comportamiento mecánico en función de la temperatura del agua se emplean plásticos como el polietileno, polipropileno y PVC. Actualmente existen en el mercado productos plásticos tratados para favorecer los tratamientos biológicos.

Fibro cemento: Todavía se encuentra en muchas torres, especialmente en las de tiro natural. Se empleaban por su buena resistencia mecánica, no es inflamable ni es atacado por la materia orgánica. Su desventaja radica en que tiene un elevado peso respecto a su volumen y necesita de unos costosos anclajes.

Madera: Es el material tradicional para sistemas de goteo.

Metálicos: Solo se utilizan cuando se requiere una relación alta entre el área de contacto y el volumen. Son muy costosos. Se emplea aluminio, acero inoxidable, en casos excepcionales o acero galvanizado protegido con pinturas anticorrosivas.

4.4.4. Separadores de gotas.

La misión principal consiste en evitar que las pequeñas gotas de agua arrastradas por el aire salgan fuera de la torre. Su funcionamiento consiste en provocar bruscos cambios de dirección a la corriente de aire, esto provoca que las gotas se depositen sobre la lámina de separador de gotas haciéndolas volver al interior. Este efecto provoca que disminuyan las pérdidas de agua, evita posibles daños a equipos adyacentes y además homogenizan el flujo de aire a la salida del relleno manteniendo prácticamente constante y uniforme el flujo de aire a través del mismo. Los materiales empleados actualmente son los mismos que para los rellenos, aunque los más usados en la actualidad son los materiales plásticos.

4.5. Normativa y mantenimiento.

Las torres de refrigeración necesitan de una serie de operaciones de mantenimiento tanto preventivo como correctivo para conservar su funcionamiento eficaz y prolongar su vida útil. Estos equipos al estar a la intemperie resultan muy vulnerables a la actuación de agentes externos. La implantación y seguimiento del mantenimiento preventivo,

conservando los equipos limpios y en buen estado supone una enorme repercusión en el ahorro energético y en la vida útil.



Figura 4.19 Eliminador de gotas.

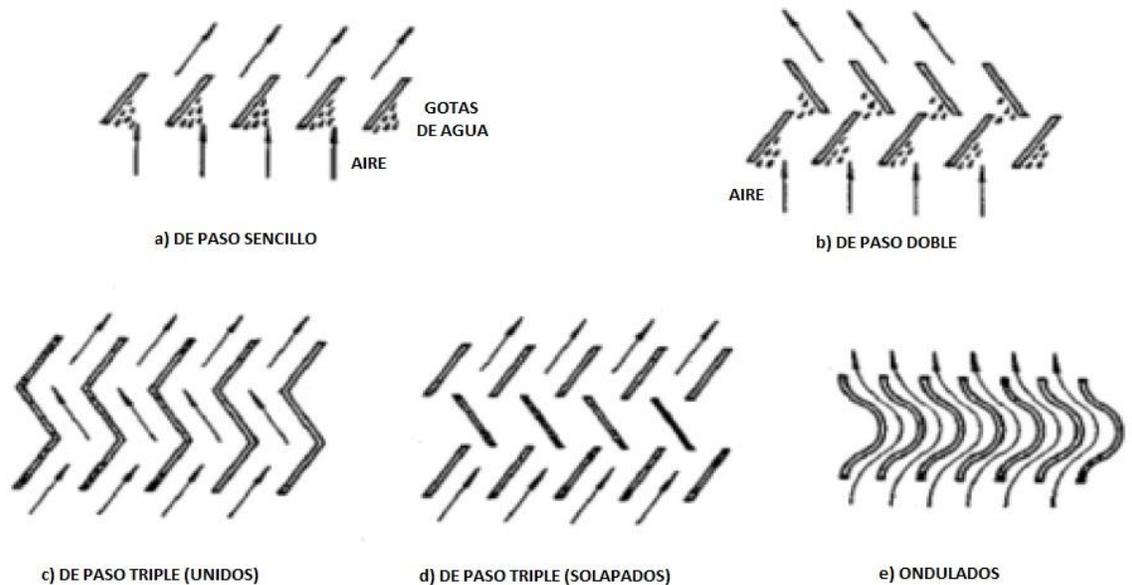


Figura 4.20 Tipos de eliminadores de gotas.

Además de las operaciones habituales de mantenimiento mecánico de cualquier maquinaria estos equipos llevan asociadas otras de tipo higiénico sanitario debido a la posible aparición de Legionella en ellas. Estas operaciones vienen reguladas por normativa nacional y comunitaria. El resultado de la aplicación de un mantenimiento correcto del

equipo repercute en una buena higiene del equipo y por tanto en el cumplimiento de la normativa y el funcionamiento del equipo en condiciones de diseño aceptables.

4.5.1. Mantenimiento preventivo.

Es necesario concienciarse de la importancia de un mantenimiento preventivo integral de los equipos, incluyendo el mantenimiento mecánico, eléctrico y el control de los parámetros de funcionamiento como medio de conseguir y mantener un funcionamiento eficiente y seguro, también evitar o minimizar paradas imprevistas. Los protocolos básicos de mantenimiento indicados por el fabricante se deben cumplir con la periodicidad indicada e intervenir cuando se deba resolver una incidencia.

4.5.2. Mantenimiento de la calidad de agua de refrigeración.

Un punto muy importante cuando se diseña la implantación de una torre de refrigeración en una instalación es conocer la calidad de agua de aporte y su disponibilidad, por lo que sería conveniente hacerse con un análisis fisicoquímico del agua. Este indicará una serie de parámetros fundamentales para saber el comportamiento del agua de enfriamiento en la torre y determinará cuál será el tratamiento más indicado para nuestro proceso de enfriamiento.

La naturaleza básica o ácida del agua en niveles excesivos acarrea fenómenos de incrustación o de corrosión, así como su turbidez o ensuciamiento repercuten con facilidad en la formación de deposiciones (lodos, biocapa y/o costras), que afectan negativamente al rendimiento de los equipos y favorecen los procesos de corrosión.

Los tratamientos de agua se dirigen hacia el control de los parámetros fisicoquímicos y biológicos del agua de aporte y del de refrigeración. Para ello es necesario diseñar programas de control de los mismos mediante productos químicos y procesos físicos. En la actualidad existen múltiples maneras de hacer estos programas de tratamiento de agua, lo normal es recurrir a una empresa experta en este sector.

✓ **Tratamiento de aguas.**

Parámetros fisicoquímicos fundamentales a estudiar en el agua:

Temperatura: Magnitud escalar relacionada con la energía interna de un sistema termodinámico.

PH: Valor analítico que indica la acidez o alcalinidad del agua. Los valores superiores a 7.0 corresponden a aguas básicas o alcalinas y los inferiores a aguas ácidas.

Conductividad: Es la capacidad de un agua para conducir electricidad; Se expresa en *microsiemens /cm* ($\mu S/cm$).

Dureza: Se define como la suma de las concentraciones de calcio y magnesio expresadas ambas en miligramos por litro de carbonato cálcico (*mg/l*).

Alcalinidad: La alcalinidad es la medida de las concentraciones de iones en el agua que reaccionarán para neutralizar un ácido.

Sólidos en suspensión: Comprenden todas aquellas sustancias que están suspendidas en el seno de un agua y no decantan de forma natural. Se componen de restos minerales y orgánicos de diversa procedencia.

Turbidez: Propiedad de un líquido para dejar pasar la luz debido a la presencia de sólidos en suspensión.

Tabla 4.1 Conductividad eléctrica del agua en función del grado de mineralización.

<i>Conductividad eléctrica ($\mu S/cm$)</i>	<i>Mineralización</i>
Menor de 100	Muy débil
100 – 200	Débil
200 – 700	Media
700 – 1000	Importante
Más de 1000	Excesiva

Es necesario mantener la calidad fisicoquímica y microbiológica del agua en las condiciones recomendadas tanto por los fabricantes como por la normativa. Hay que controlar entonces los siguientes aspectos:

Incrustación: Evitar la formación de cristales de sales insolubles en la superficie de la torre. La aparición de estas sales reduce el rendimiento y la vida del equipo. Se pueden emplear tratamientos tanto externos por procesos físicos o internos mediante la adición de productos químicos.

Crecimiento de Algas: Se debe evitar la entrada de luz solar y evitar la proliferación mediante limpiezas. Se emplean biocidas químicos con efecto algicida. Aunque solo son efectivos en la zona de contacto con el agua.

Crecimiento de microorganismos: En este aspecto hay que incidir con firmeza para evitar su crecimiento sobre todo de bacterias aerobias y Legionella. En el mercado existen multitud de sistemas desde procedimientos físicos hasta productos químicos. Los biocidas químicos utilizados en la desinfección de torres de refrigeración tienen que estar registrados en el Ministerio de Sanidad y Consumo.

Control de la corrosión: Es el desgaste de la superficie metálica por procesos físicos, químicos o electroquímicos. Para evitar esto en la fase de diseño del equipo se opta por materiales no oxidables o cuando se trabaja se emplean productos que crean una capa protectora sobre la superficie.

Control de sólidos disueltos: Las sales disueltas por la evaporación de agua aumenta la conductividad de esta, debemos tener un valor máximo admisible y regularlo mediante una purga que renueve el agua del circuito y evite la aparición de depósitos o corrosión.

Control de sólidos en suspensión: La corriente de aire ascendente provoca que el agua de refrigeración se ensucie por el arrastre de partículas del ambiente exterior. Para eliminar estas partículas se emplean filtros ya que se debe evitar la formación de fangos.

4.5.3. Normativa y legionelosis.

La presencia de microorganismos y algas en el agua de la torre de refrigeración es otro aspecto muy importante a controlar. Las algas verdes se ven favorecidas por la incidencia de la luz del sol, por lo que hay que evitar la incidencia de esta. Es recomendable la ausencia de algas y protozoos por que facilitan cobijo y protección a la *Legionella*. Esta bacteria tiene como medio natural las aguas superficiales como lagos, ríos, estanques, formando parte de la flora bacteriana.

Desde estos reservorios puede colonizar los sistemas de abastecimiento de agua y a través de la red incorporarse a los sistemas humanos que la requieran para su funcionamiento, entre ellos los equipos de enfriamiento evaporativo. Una de las características de la Legionella es que solo una de las especies de las 48 descritas, la *Legionella pneumophilla* y en tres de los serotipos, de 70, son con las que se pueden asociar a casos de neumonía.

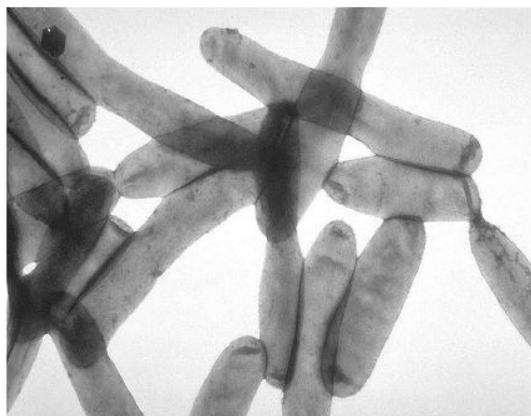


Figura 4.21 Legionella pneumophilla

Tabla 4.2 Condiciones favorables para la Legionella.

Temperatura	Con rango entre 25 y 45 °C y una temperatura optima de crecimiento 35 a 37 °C.
Estancamiento agua	Existencia de zonas muertas, baja velocidad de circulación.
Calidad del agua	Presencia de nutrientes, depósitos de sólidos en suspensión, conductividad, productos de corrosión, turbidez, etc.
Tipo superficie de contacto agua	Tipo de material (celulosa, madera, fibrocemento, etc.), Rugosidad, depósitos calcáreos, corrosión.
Biocapa	Protozoos, algas, bacterias.

Esta bacteria es capaz de sobrevivir en un amplio intervalo de condiciones fisicoquímicas. Prolifera cuando la temperatura está comprendida entre 24 y 45 °C, destruyéndose a 70 °C y sus condiciones óptimas de crecimiento es en un intervalo de 35 a 37 °C. Esta bacteria es capaz de crecer intracelularmente en protozoos y macrófagos humanos, lo que hace complicado su eliminación.

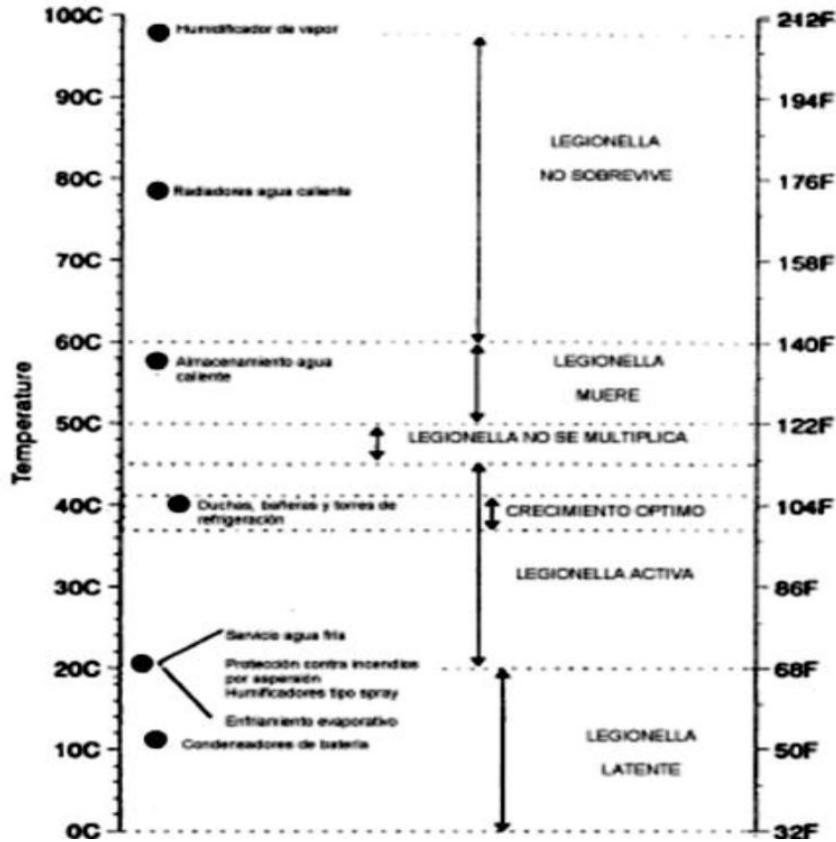


Figura 4.22 Comportamiento de la Legionella a diferentes temperaturas.

✓ **Limpieza y desinfección.**

La desinfección consiste en controlar el crecimiento de bacterias dentro de la instalación y su circuito. La normativa obliga a realizar una desinfección cada seis meses en las torres de funcionamiento anual, al inicio de las operaciones ya sea de puesta en marcha o de temporada.

Protocolo de limpieza y desinfección:

- Cloración del agua del sistema, al menos 5 ppm. de cloro libre residual. Añadir biodispersantes / anticorrosivos. pH entre 7 y 8.
- Recirculación del sistema durante 3 horas. Medición del cloro libre residual cada hora reponiendo la cantidad perdida.
- Neutralización del cloro, vaciado y aclarado con agua a presión.
- Realización de las operaciones de mantenimiento mecánico del equipo y reparación de averías.

- Limpiar a fondo las superficies del equipo con detergentes y agua a presión y aclarar.
- Adicionar cloro para alcanzar 15 ppm de cloro residual libre, con anticorrosivos compatibles y en cantidad adecuada.
- Recircular el sistema durante dos horas: Medición de cloro libre cada media hora.
- Neutralización de cloro nuevamente, vaciar y aclarar.
- Llenar de agua y añadir el desinfectante de mantenimiento.

Esta operación tiene que ser realizada por personal que tenga un curso oficial de aplicador de Legionelosis, ya sea propio o de una empresa externa. Hay que recordar que una desinfección sin limpieza exhaustiva no será efectiva.

CAPÍTULO V

5.0. GEOTERMIA

5.1. Historia

El aprovechamiento de la geotermia es tan antiguo como el humano ya que se sabe del uso de agua termal para baños desde el principio de la humanidad. Dejando de lado el aprovechamiento de los baños termales, la geotermia como fuente energética nace en el siglo XVIII. En 1777, F.U. Hoefer, director de la farmacia del Ducado de Toscana (Italia), descubrió la presencia de ácido bórico en los condensados del vapor geotérmico que se desprendían de forma natural en una zona de la región toscana, cerca de Monterotondo. En 1818, Francesco Larderell comenzó la actividad extractiva del ácido bórico con una pequeña fábrica que evaporaba el agua termal bórica quemando leña, con el fin de recuperar el concentrado bórico.

En 1827 se comenzó a utilizar el propio fluido caliente que brotaba para evaporar el agua bórica. El paso siguiente fue perforar pozos de unas decenas de metros para recuperar directamente el vapor endógeno. Este incremento de la producción dio lugar a que en 1835 fuesen ya nueve las fábricas existentes en la zona: Castelnuevo, Sasso, Serrazzano, Lago, Monterotondo, etc, donde hoy en día existen grandes centrales eléctricas geotérmicas. A principios del siglo XX ya se había desarrollado en la zona una activa industria química de derivados bóricos y amoniacaes. La colonia principal se llama Larderello, en homenaje al fundador.

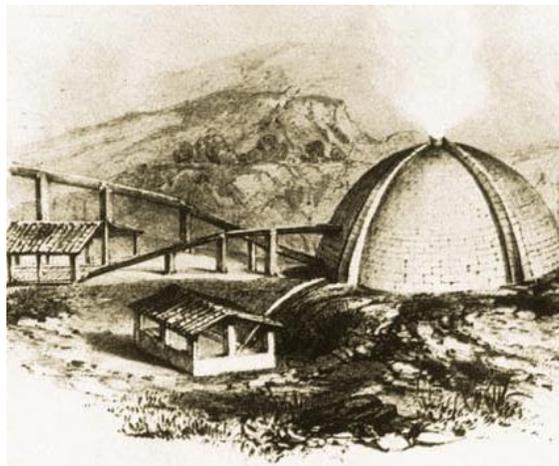


Figura 5.1 Extracción del ácido bórico contenido en el vapor geotérmico en el siglo XIX.

En 1904, el príncipe Piero GinoriConti impulsó la construcción en Larderello de la primera central eléctrica geotérmica. Tenía 250 kW y entró en funcionamiento en 1913. En 1920, el ferrocarril de la Toscana dejó de lado el carbón y comenzó a utilizar electricidad geotérmica. En 1940 se había instalado 35 MW. A finales de la Segunda Guerra Mundial, el ejército alemán destruyó la central durante su retirada. Actualmente, la potencia instalada es de 390 MW en Larderello y 483 MW en la Toscana en general.



Figura 5.2 Primera "central" geotérmica. El príncipe Piero Ginori pone en marcha la dínamo accionada por el calor geotérmico.

Estados Unidos e Indonesia también han seguido el ejemplo de los italianos. Durante 1925-1930, en California, en un lugar donde se había descubierto vapor a pocos metros de profundidad, se instaló una pequeña máquina de vapor que, conectada a un dinamo, daba electricidad a un pequeño establecimiento termal. En 1960 se construyó encima la que hoy en día es la central geotermoeléctrica más grande del mundo, con una potencia instalada de 1792 MW de vapor seco.

Siguiendo también el ejemplo de los italianos, el servicio vulcanológico de Indonesia (entonces Indias Holandesas), comenzó en 1926 un programa de investigación geotérmica en la isla de Java perforando una serie de pequeños pozos de varias decenas de metros en la zona de KawahKamodjang. En 1978, el gobierno indonesio comenzó la explotación del campo geotérmico con una central de 0,25 MW, construyendo una segunda de 30 MW en 1982.

Nueva Zelanda y México iniciaron la producción de energía geotérmica en 1958. Desde esta fecha, Nueva Zelanda tiene una potencia geotermoeléctrica instalada de 167

MW entre Wairakei y Kawerau. México construyó su primera planta de 3,5 MW en Hidalgo en 1958. En estos momentos, su central más importante es la de Cerro Prieto, en la Baja California, de 325 MW, inaugurada en 1973, donde actualmente se está construyendo un segundo grupo de 220 MW adicionales. Los estados de Baja California, Michoacán y Jalisco tienen gran potencial geotérmico. México tiene en la actualidad una potencia geotermoeléctrica aproximada de 1 GW.

Japón se incorporó en la lista de países productores de electricidad geotérmica en 1966 con la central de vapor seco de Matsukawa, de 22 MW, construyendo a continuación las de Otake (1967, con 13 MW), Onuma (1973, con 10 MW), Onikobe (1975 con 13 MW), Hatchobaru (1977, con 55 MW), Kakkonda (1978, con 50 MW) y Mori (1982, con 50 MW).

Durante los años 70 fueron numerosos los países que se han incorporado a la producción de electricidad geotérmica, principalmente en América Central (Nicaragua, El Salvador, Costa Rica...), con un balance energético muy positivo ya que cubren una buena parte de la demanda eléctrica del país.

El caso más espectacular es el de Filipinas. La "UnionOilCompany of California", con la colaboración de la Compañía Nacional Filipina de Energía Eléctrica han conseguido que un país que en 1976 no disponía de electricidad geotérmica, tuviese diez años después una potencia instalada de 894 MW, colocándola en los años 80 como el segundo país productor de electricidad geotérmica del mundo, y desbancando a la histórica Italia, la pionera.

5.2. Transferencia de energía térmica a través de la corteza terrestre

El globo terráqueo está formado, a partir del centro, por un núcleo sólido de 3470 km de radio a 4200°C y rodeando a éste por un núcleo líquido compuesto exclusivamente de Fe y Ni (NiFe), de un diámetro del orden de 5200 Km; ambos núcleos tienen la misma composición, siendo su densidad del orden de 13 Tm/m³ y su presión del orden de 3.7x10⁶ bar. Fig. 5.3; rodeando al núcleo líquido se extiende el manto de 2900 Km de espesor y 3000°C y a éste le envuelve la astenósfera que es una zona de débil resistencia Fig 5.4 a y b.

La envoltura más externa de la Tierra es la litosfera que corresponde a la corteza y al nivel superior del manto; su espesor varía de menos 80 km en las zonas oceánicas hasta más de 200 km en áreas continentales, comportándose como un cuerpo rígido. Bajo la litosfera está la zona conocida como astenósfera, de 200 a 300 km de espesor, que tiene un comportamiento menos rígido o más plástico que la litosfera, de forma que, a escala

geológica en la que el tiempo se mide en millones de años, esta porción de la Tierra se comporta, en ciertos procesos, como un fluido. La capa más externa de la litosfera es la corteza terrestre que alcanza un espesor de 10 a 17 Km y de 5 a 6 km en los océanos; bajo los continentes la corteza se conoce como SIAL (Si-Al) y bajo los océanos como SIMA (Si-Mn); la litosfera está compuesta por placas que conservan una gran rigidez cuando se desplazan, lo que origina grandes divisiones en la tectónica terrestre. La corteza está separada del manto por la discontinuidad de Mohorovich. La energía del magma se encuentra en enormes regiones de roca fundida, o en la roca seca caliente que se forma cuando se enfría el magma. El magma puede generar energía térmica a temperaturas cercanas a los 1.100°C. No se conocen métodos ni materiales para llegar al magma.

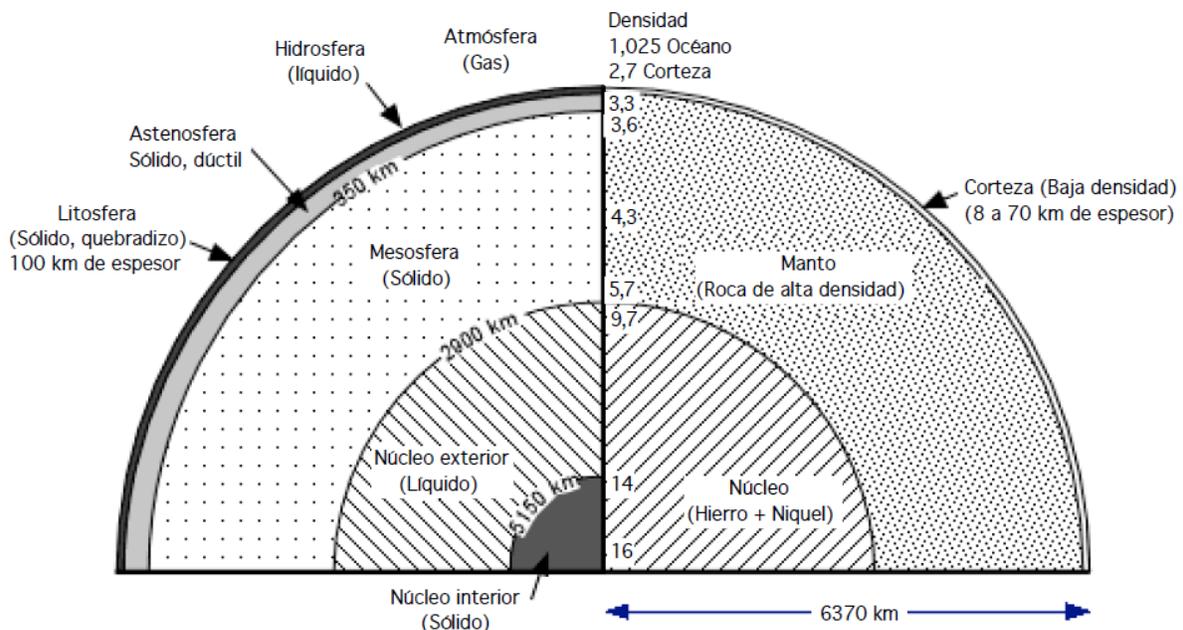


Figura 5.3 Densidad de la corteza, manto, y núcleo de la tierra.

Cuando se profundiza en el suelo, la radiación solar deja de influir a partir de los 70 m en donde la temperatura viene a ser del orden de 12 °C. A partir de ahí, la temperatura aumenta con la profundidad, definiéndose el grado geotérmico como el número de metros a profundizar en el interior de la corteza terrestre, a razón de 1 °C por cada 33 m por término medio, que es un valor medio teórico para las capas superficiales, que se corresponde con una evacuación térmica de 60 mW/m²; varía de unas zonas a otras de la corteza terrestre, con valores tan dispares como los 19 m de Australia ó los 111 m de Johannesburgo. El grado geotérmico se obtiene dividiendo la diferencia de profundidad entre la diferencia de temperatura.

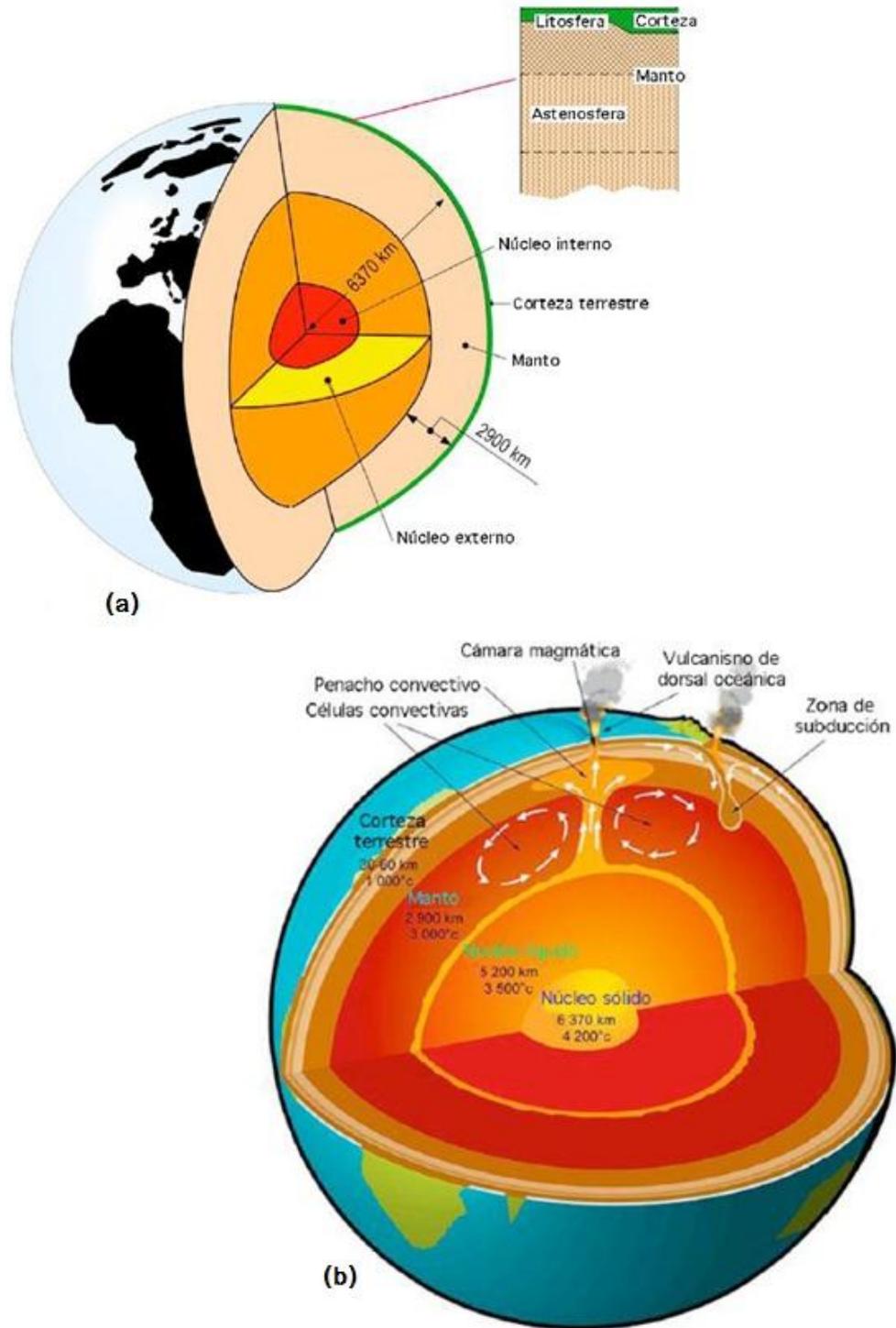


Figura 5.4 Corteza, manto y núcleo de la tierra

5.3. Gradiente geotérmico

Es el número de grados centígrados que aumenta la temperatura al profundizar 100 metros en el interior de la corteza terrestre; tanto el grado como el gradiente geotérmico varían con:

- ✓ La conductividad térmica de las rocas (a mayor conductividad térmica de las rocas menor gradiente geotérmico, y mayor grado geotérmico).
- ✓ El tipo de reacciones químicas que predominen en la zona (endotérmica y exotérmica). Si predominan las reacciones endotérmicas o de absorción de calor, el gradiente geotérmico será menor que en zonas en que predominen las reacciones exotérmicas.
- ✓ La presencia y concentración de elementos radiactivos, que desprenden calor en su desintegración, elevando el gradiente geotérmico y disminuyendo el grado geotérmico.
- ✓ La proximidad de rocas eruptivas aún no consolidadas, que aportan calor en forma considerable.

Otros factores que pueden influir son:

- ✓ La existencia de aguas termales en la zona considerada
- ✓ El alejamiento o proximidad de éstas a los océanos
- ✓ La tectónica de la zona, etc.

En zonas normales, para obtener $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ es preciso alcanzar profundidades de 4000 m . En zonas de flujo anómalo se alcanzan temperaturas entre $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ a profundidades entre 1500 m y 2500 m . En zonas donde las rocas del basamento han sufrido un rápido hundimiento y la cuenca resultante se ha rellenado con sedimentos geológicamente muy jóvenes, el gradiente geotérmico puede ser menor que $1^{\circ}\text{C}/\text{km}$. El flujo calórico terrestre promedio en los continentes y en los océanos es de 65 y $101\text{ mW}/\text{m}^2$ respectivamente.

El flujo de energía interna es debido, en gran medida, a la desintegración radiactiva de los isótopos ^{235}U , ^{238}U , ^{232}Th , ^{40}K , ^{87}Rb que están presentes en todas las rocas metamórficas e ígneas conocidas, así como al movimiento de las placas continentales.

En el interior de la Tierra existen otras fuentes de energía menos conocidas tales como:

- ✓ El calor latente de solidificación y de fusión de las partes interna y externa del núcleo.

- ✓ La energía potencial almacenada por la Tierra que no está todavía en una configuración de equilibrio de mínima energía puede ser debido a restos del calor primitivo almacenado desde cuando se formó el planeta.

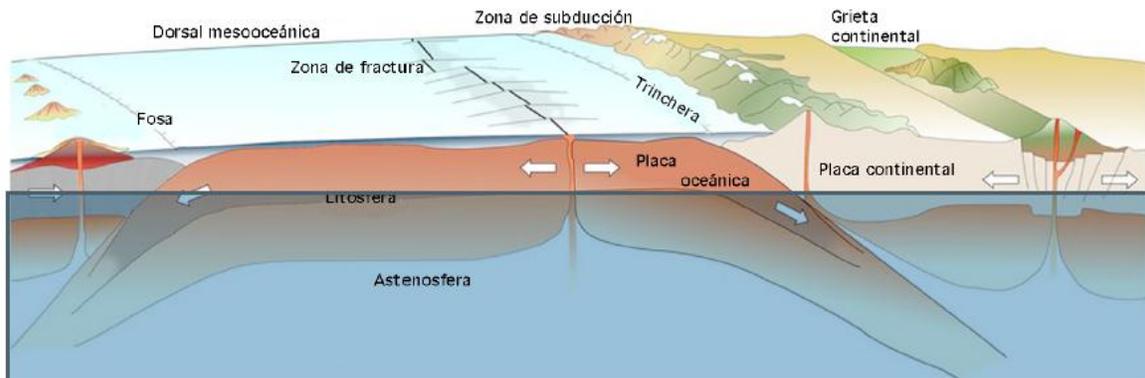


Figura 5.5 Perfil esquemático mostrando los procesos de tectónica de placas.

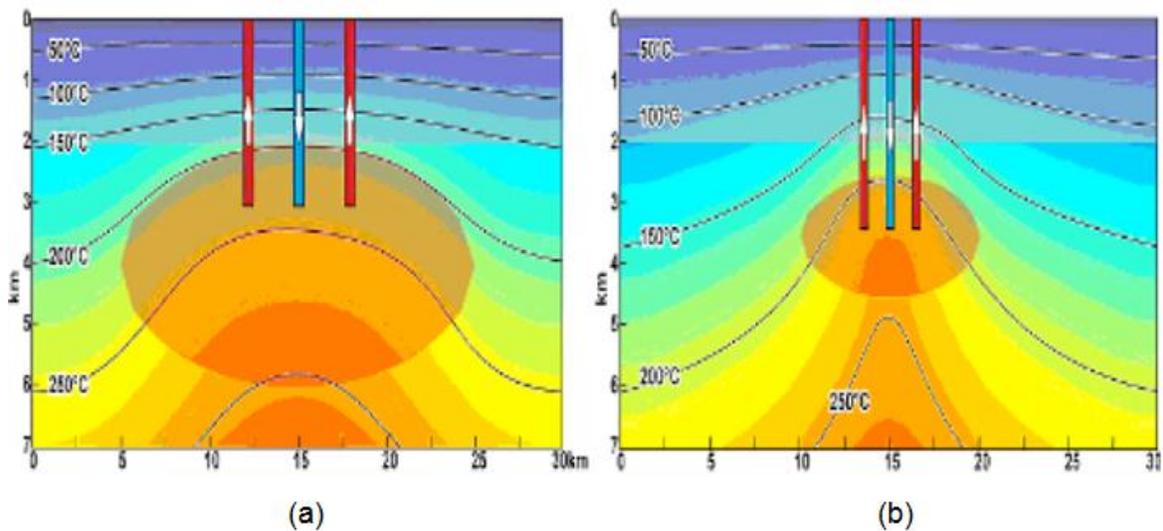


Figura 5.6 a) flujo anómalo para grafito caliente. b) flujo anómalo para un cuerpo radiogénico

En la década de 1980 se comprobó que no existía equilibrio entre el calor radiogénico generado en el interior de la Tierra y el calor disipado al espacio, de lo que se dedujo que nuestro planeta se está enfriando lentamente; la temperatura del manto ha disminuido del orden de 350 °C en tres mil millones de años; se ha estimado que el calor

almacenado en la Tierra, calculado a partir de una temperatura ambiente media de 15 °C, es del orden de 12.6×10^{24} MJ siendo el calor de la corteza de unos 5.4×10^{21} MJ. Se ha considerado un calor radiogénico de 4.2×10^7 GW, del que:

- ✓ 8×10^6 GW provienen de la corteza, la cual representa el 2% del volumen total de la Tierra, pero que es rica en isótopos radioactivos
- ✓ 3.23×10^7 GW provienen del manto, el cual representa el 82% del volumen total de la Tierra
- ✓ 1.7×10^6 GW provienen del núcleo, el cual corresponden al 16% del volumen total y no contiene isótopos radioactivos.

Considerando que el calor radiogénico del manto se estima en 22×10^{12} W, el enfriamiento de esta parte de la Tierra se estima en 10.3×10^{12} W.

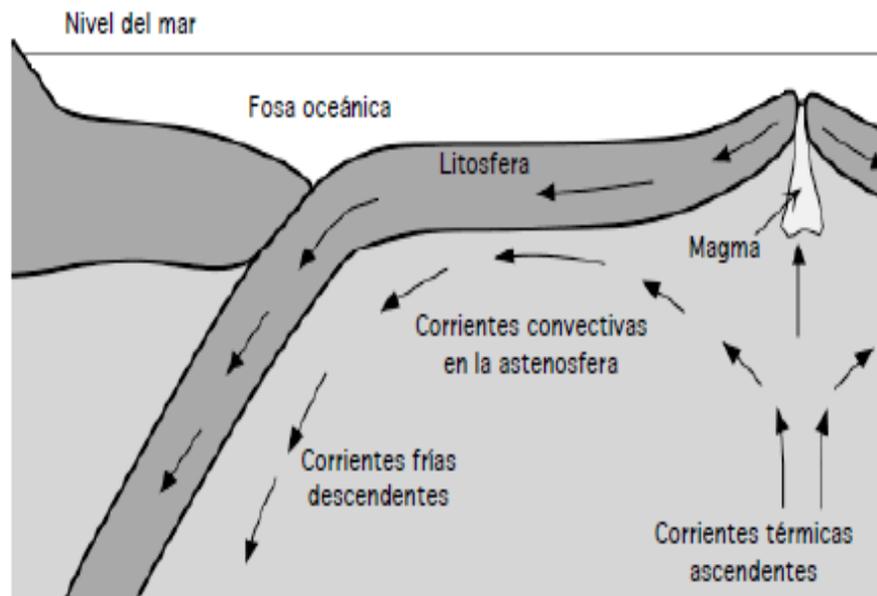
5.4. Naturaleza de los recursos geotérmicos

Debido a la diferencia de temperaturas entre los distintos niveles de la astenósfera, se originan movimientos convectivos extremadamente lentos (unos pocos centímetros por año), que se mantienen mediante el calor producido por la desintegración de elementos radiactivos y por el calor proveniente de las partes más profundas de la Tierra. Enormes rocas calientes profundas, menos densas y más ligeras que el material circundante, ascienden con estos movimientos hacia la superficie, mientras que rocas superficiales más pesadas, densas y frías tienden a hundirse, recalentándose y ascendiendo a la superficie una y otra vez. En las zonas donde la litosfera es más delgada, especialmente en las áreas oceánicas, es empujada hacia arriba y quebrada por el material parcialmente fundido muy caliente, que asciende desde la astenósfera.

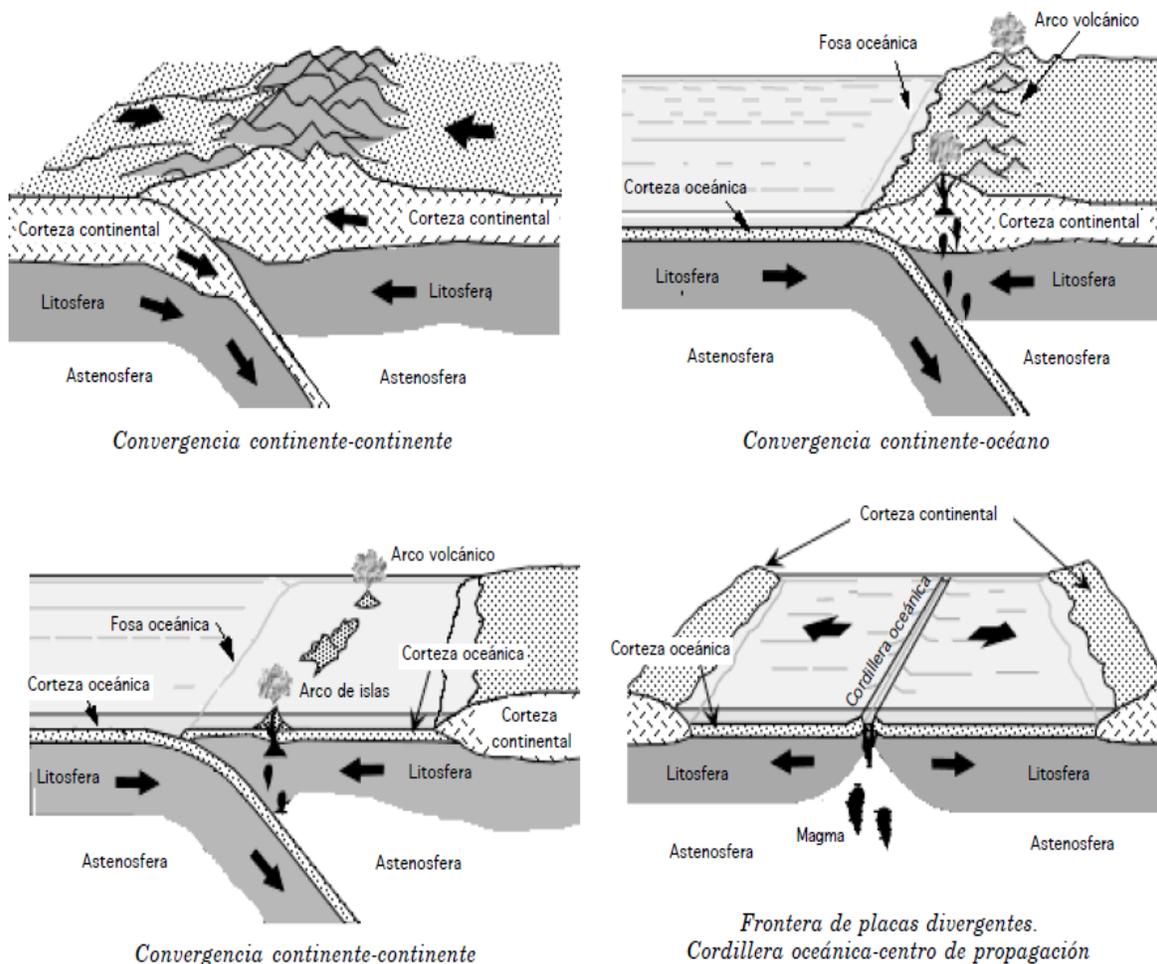
Este es el mecanismo que originó y origina las dorsales oceánicas, que se extienden por más de 60,000 Km debajo de los océanos, emergiendo en algunos lugares (Azores, Islandia) e incluso desplegándose entre continentes, como en el Mar Rojo. Una pequeña fracción de rocas fundidas que asciende desde la astenósfera emerge en la cumbre de estas dorsales, y en contacto con el agua del mar se solidifica para formar nueva corteza oceánica. La mayor parte del material que asciende desde la astenósfera se divide en dos ramas que fluyen en dirección opuesta debajo de la litosfera. La continua generación de nueva corteza y el empuje en direcciones opuestas de estas dos ramas provoca que cada lado de la dorsal se separe a una velocidad de unos pocos centímetros por año, por lo que la litosfera oceánica tiende a incrementarse. Las dorsales están cortadas perpendicularmente por enormes fracturas que en algunos casos alcanzan unos pocos miles de kilómetros de longitud, denominadas fallas transcurrentes.

Estos fenómenos conducen a la conclusión de que dado que no existe un incremento de la superficie de la Tierra a través del tiempo, la formación de nueva litosfera a lo largo de las dorsales y la expansión de la corteza oceánica, debe estar acompañada por una comparable merma de la litosfera en otras partes del globo, lo que sucede en las zonas de subducción, la mayoría de las cuales están representadas por inmensas fosas oceánicas, como las que se extienden a lo largo de la margen occidental del Océano Pacífico y de la costa occidental de Sudamérica. En las zonas de subducción la litosfera se pliega y sumerge bajo la litosfera adyacente hasta zonas profundas muy calientes, donde es absorbida por el manto y el ciclo se reinicia nuevamente. Parte del material de la litosfera vuelve al estado líquido y puede ascender hacia la superficie a través de fracturas en la corteza.

Consecuentemente, se forman arcos magmáticos con numerosos volcanes paralelos a las fosas, en el lado opuesto al de las dorsales; en las fosas localizadas en el océano, como en el Pacífico Occidental estos arcos magmáticos corresponden a cadenas de islas volcánicas; en las fosas ubicadas a lo largo de bordes continentales los arcos magmáticos consisten en cadenas de montañas con numerosos volcanes, como en los Andes.



(a)



(b)

Figura 5.7 Desplazamiento de placas que conforman la litosfera.

Las dorsales oceánicas, fallas transcurrentes y zonas de subducción constituyen una vasta red que divide nuestro planeta en seis placas o áreas litosféricas de grandes dimensiones además de otras placas más pequeñas, Figura 5.8. Debido a las enormes tensiones generadas por el calor de la Tierra y la asimetría de las zonas que generan y consumen materia de la litosfera, estas placas derivan lentamente unas respecto de otras, cambiando continuamente de posición. Los bordes de las placas corresponden a zonas de la corteza débiles densamente fracturadas, caracterizadas por una intensa sismicidad, por un gran número de volcanes y por un alto flujo térmico terrestre, debido al ascenso de materiales muy calientes hacia la superficie. Las áreas geotérmicas más importantes se ubican alrededor de los bordes de placas.

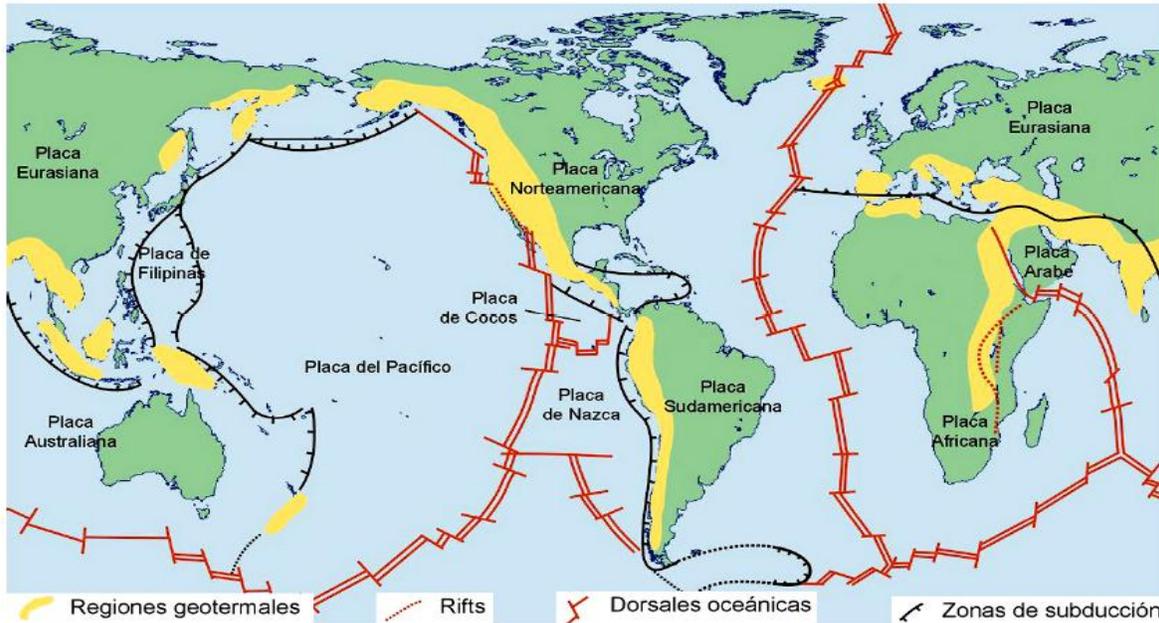


Figura 5.8 Placas litosféricas, dorsales oceánicas, fosas oceánicas, zonas de subducción y campos geotérmicos.

5.5. Mecanismos de transmisión de calor

Los mecanismos de transferencia de calor geotérmico que intervienen en estos procesos son, por un lado, la convección, que es el mecanismo predominante de transferencia térmica desde el centro de la Tierra hasta profundidades del orden de 50 km (formación de volcanes) interviniendo en menor medida la conducción térmica. Las transferencias convectivas originadas por la inclinación de las soluciones acuosas son muy comunes en la corteza terrestre; estos procesos son los responsables de la conformación de yacimientos y depósitos minerales, así como de los géiseres y fumarolas, Figura 5.9.

Cuando los silicatos fundidos calientan una roca sólida (intrusión), se producen en las rocas encajonadas, contracciones mecánicas propias o inducidas por los efectos térmicos que pueden causar una fractura importante. El agua fría de la superficie de origen meteórico (lluvia), se infiltra en estas fracturas y se calienta a su paso por la proximidad de la intrusión, elevándose de nuevo y saliendo así al exterior. Tales procesos se ponen en evidencia mediante métodos geoquímicos indirectos, en los que la relación isotópica $180/160$ es muy diferente en las aguas de superficie y en las rocas ígneas.

En la actualidad se admite que la mayor parte del vapor geotérmico proviene del agua que se infiltra desde la superficie, la cual progresivamente se recalienta y vaporiza en contacto con las rocas calientes del yacimiento geotérmico.

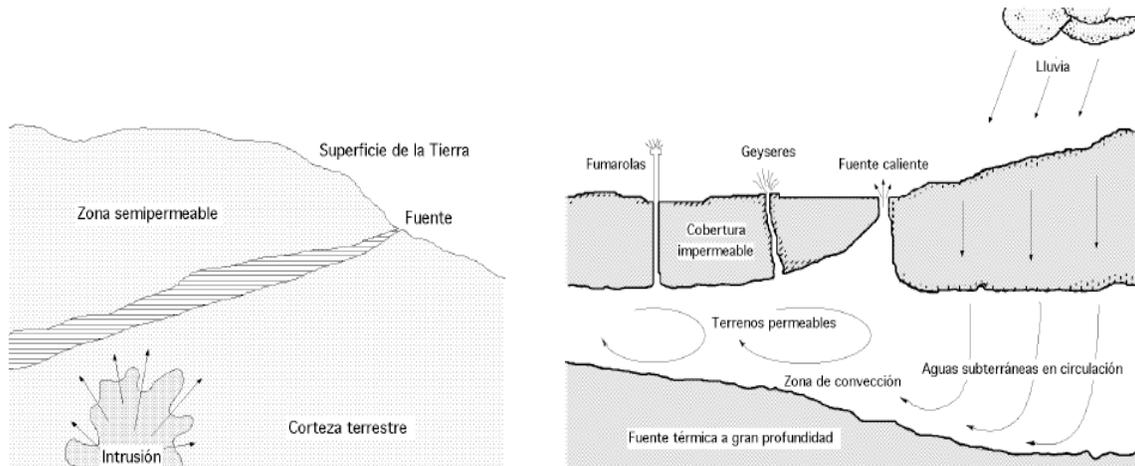
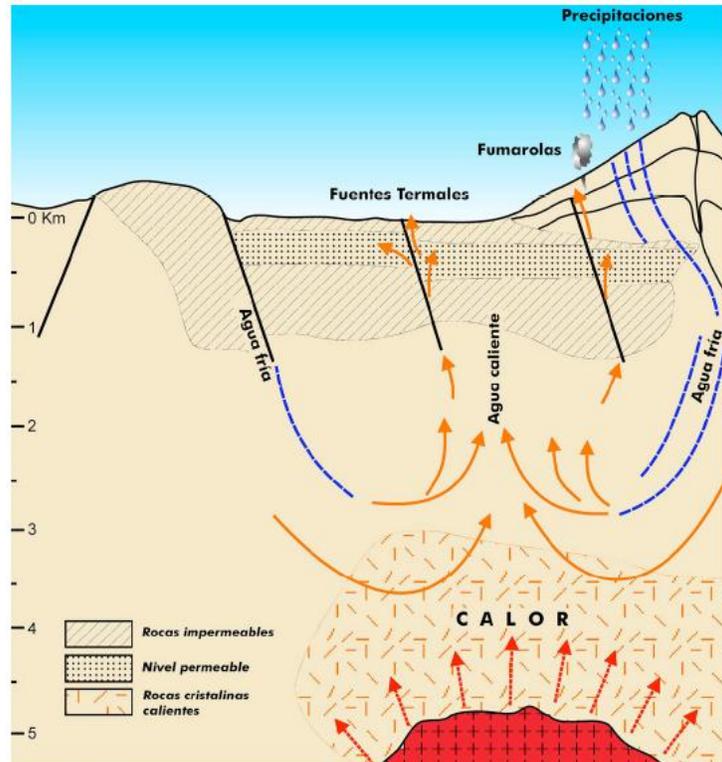


Figura 5.9 Formación de fuentes termales, fumarolas, géyseres, etc.

✓ Flujo y gradiente térmico

La energía geotérmica se evacúa en forma de calor hacia el exterior de la Tierra, lentamente, debido a la baja conductividad térmica de los materiales que componen la corteza terrestre.

El flujo térmico convectivo viene representado por la ecuación:

$$Q_{conv} = \rho c_p T v \left(\frac{W}{m^2} \right) \quad (5.1)$$

En donde:

ρ : Es la densidad del fluido

c_p : Calor específico

T : Temperatura absoluta y

v : Su velocidad.

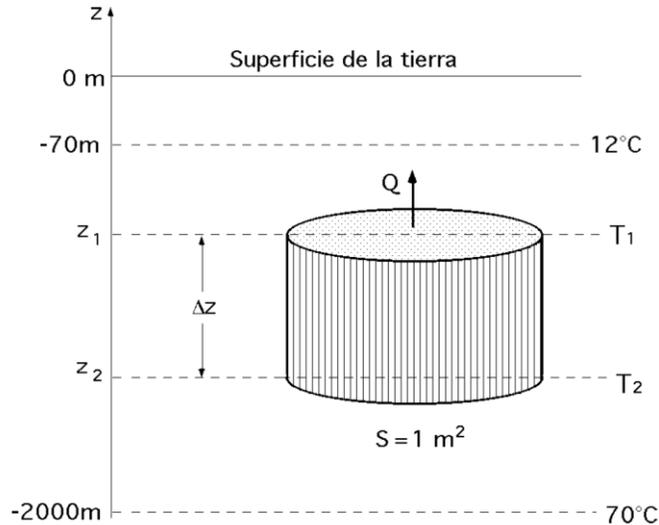


Figura 5.10 El gradiente geotérmico

Supongamos un cilindro vertical de sección transversal $S = 1 \text{ m}^2$ y altura Δz Fig. 5.10, que es atravesado de abajo hacia arriba por un flujo de calor Q , que es por definición el flujo geotérmico. Si la roca es impermeable, sólo interviene la transferencia de calor por conducción. Admitiendo que el gradiente geotérmico se mantiene constante a una gran profundidad, se puede deducir el flujo geotérmico normal (media mundial para todas las tierras emergidas). El flujo geotérmico conductivo viene dado por la ley de Fourier en la forma:

$$Q_{cond} = -k \frac{\Delta T}{\Delta z} = \left| \begin{array}{l} \text{Gradiente geotérmico: } \frac{\Delta T}{\Delta z} = -\frac{1 \text{ } ^\circ\text{C}}{33 \text{ m}} \\ \text{Conductividad térmica: } k \approx 2 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}} \end{array} \right| = 60,6 \cdot 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \quad (5.2)$$

Y que aunque no representa el flujo geotérmico total, ya que no se ha tenido en cuenta el flujo térmico por convección, es un indicativo de su orden de magnitud.

Desgraciadamente no se dispone en la actualidad de técnicas que permitan medir el flujo de calor de origen convectivo en la corteza terrestre, sin modificar el régimen convectivo del mismo. En las rocas sólidas, la conducción térmica es débil, ya que en primera aproximación, las rocas se pueden considerar como buenos aislantes térmicos; cuando esté presente la convección, ésta predominará casi siempre sobre la conducción. La transferencia de calor por conducción es un proceso disipativo, mientras que la transferencia de calor por convección puede conducir a acumulaciones anormales de calor, por lo que las cámaras magmáticas forman en la corteza terrestre concentraciones muy importantes, antes de ser refrigeradas hasta la temperatura ambiente.

Una cámara magmática de 10 Km de radio y 1 Km de espesor que contiene aproximadamente 1.5×10^{15} kg de magma a 1200°C , a una profundidad de 10 Km en la corteza (donde la temperatura es del orden de los 300°C), representa una reserva de energía del orden de 6×10^{20} cal ó 7×10^{10} kW. La disipación de esta energía se efectuará a lo largo de algunas decenas de miles de años. Esto explica las anomalías del flujo geotérmico en las regiones de origen volcánico, en donde el gradiente geotérmico puede alcanzar un valor doble del valor normal indicado anteriormente. Es interesante comparar el flujo geotérmico con el flujo solar correspondiente al Sol en su cenit y un cielo brillante; se encuentra:

$$\frac{\text{Flujo geotérmico}}{\text{Flujo solar}} = \frac{60,6 \cdot 10^{-3}}{10^3} = \frac{1}{16500}$$

Resultado que indica que el flujo geotérmico es muy débil comparado con el flujo solar, lo que condiciona fuertemente la utilización de las fuentes geotérmicas. La diferencia con la energía solar radica en que aparte de ser ésta inagotable a la escala de la humanidad, el flujo geotérmico es mucho más débil con relación al flujo solar. Las zonas de gradiente térmico anómalo, Figura 5.6, suelen presentar unas manifestaciones superficiales que facilitan su localización, como:

- ✓ Vulcanismo reciente
- ✓ Alteraciones hidrotermales
- ✓ Emanación de gases y vapores
- ✓ Fuentes termales y minerales

- ✓ Anomalías térmicas superficiales, etc.

En la figura 5.11 la curva 1 es la curva de referencia para el punto de ebullición del agua pura. La curva 2 muestra el perfil de temperatura a lo largo de una típica ruta de circulación desde la recarga en el punto A hasta la descarga en el punto E.

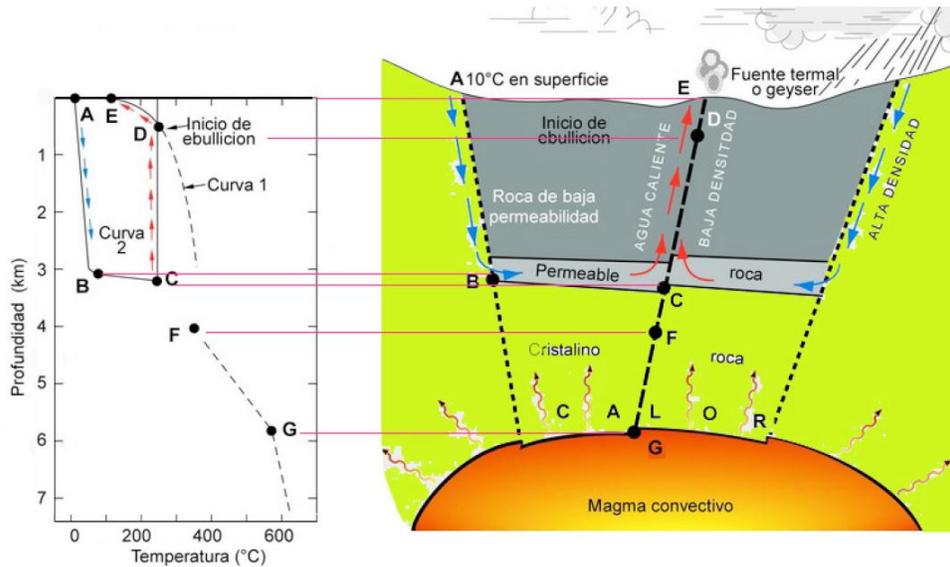


Figura 5.11 Modelo de un sistema geotérmico

5.6. Sistemas geotérmicos.

Un sistema geotérmico es agua convectiva en la corteza superior de la Tierra que, en un espacio confinado, transfiere calor desde una fuente térmica hasta la superficie libre.

Los sistemas geotérmicos se pueden encontrar:

- En regiones con un gradiente geotérmico normal o ligeramente superior que se caracterizan por bajas temperaturas, normalmente inferiores a 100°C , a profundidades de (2-3 km)
- En las regiones que rodean los bordes de las placas, donde el gradiente geotérmico puede ser significativamente más alto que el valor promedio, de forma que las temperaturas cubran un amplio rango desde las más bajas hasta los 400°C .

Un yacimiento geotérmico está constituido por tres elementos principales:

- ✓ Una fuente de calor que puede ser una intrusión magmática a muy alta temperatura superior a 600°C , emplazada a profundidades de 5 a 10 km.

- ✓ Un volumen de rocas calientes permeables del que el agua circundante extrae el calor, que está cubierto por rocas impermeables y conectado a una zona de recarga superficial a través de la cual el agua meteórica reemplaza al agua geotérmica que escapa a través de las fuentes termales o que es extraída mediante pozos.
- ✓ Un fluido geotérmico que es el medio que transfiere el calor; en la mayoría de los casos es agua de origen meteórico, en fase líquida o en fase vapor, dependiendo esto de su temperatura y presión, que a menudo contiene sustancias químicas y gases disueltos.

Por lo tanto, un yacimiento geotérmico se puede considerar como un volumen de roca con temperatura anormalmente elevada para la profundidad a que se encuentra, susceptible de ser recorrido por una corriente de agua que puede absorber y transportar calor a la superficie.

5.7. Rentabilidad de la energía geotérmica

Para decidir si un yacimiento geotérmico es rentable hay que analizar lo siguiente:

- ✓ La profundidad y espesor del acuífero
- ✓ La calidad del fluido, el caudal y la temperatura
- ✓ La permeabilidad y porosidad de las rocas
- ✓ La conductividad térmica y capacidad calorífica del acuífero y de las rocas circundantes.

La explotación del yacimiento se realiza mediante sondeos similares a los de la industria petrolífera. El caudal del fluido tiene que ser constante, para lo cual es conveniente reinyectar el fluido extraído después de haberlo utilizado. Los fluidos geotérmicos suelen presentar problemas de corrosión debido a la agresividad de las aguas y a la presencia de sales disueltas, lo que implica el tener que utilizar materiales resistentes a la corrosión y/o tratar el fluido geotérmico.

5.8. Clasificación de los sistemas hidrotérmicos.

Los sistemas hidrotérmicos se pueden clasificar en la siguiente forma:

- a) Según su entalpía: Es el criterio más común utilizado para clasificar los recursos geotérmicos, por cuanto la entalpía de los fluidos geotérmicos que actúan como medio de transporte desde las rocas calientes en profundidad hasta la superficie, se

puede considerar más o menos proporcional a la temperatura; el concepto de entalpía se utiliza para dar una idea del contenido de energía térmica de los fluidos proporcionando datos sobre su calidad. Los recursos geotérmicos se dividen en yacimientos de baja, media y alta entalpía (o temperatura):

- ✓ Yacimientos de baja entalpía: $T < 100^{\circ}\text{C}$
- ✓ Yacimientos de media entalpía: $100^{\circ}\text{C} < T < 150^{\circ}\text{C}$
- ✓ Yacimientos de alta entalpía: $T > 150^{\circ}\text{C}$

- b) Según el estado físico del agua. Agua líquida con temperaturas comprendidas entre 40°C y 400°C y presiones entre 3 y 10 kg/cm^2 y sistemas con predominio de vapor, que son los más interesantes y escasos que son de alta entalpía y poseen un contenido energético del orden de 600 Kcal/kg .
- c) Sistemas con predominio de agua. Contienen muchas impurezas; su entalpía es del orden de 200 a 400 Kcal/kg . Las investigaciones actuales se ocupan, entre otros aspectos, de los métodos de perforación, y de las técnicas de fractura y circulación del agua.
- d) Sistemas geopresurizados. El fluido soporta parte del peso de las rocas superiores, estando por lo tanto, a gran presión. Contienen energía almacenada en forma de calor, presión hidrostática y metano. En épocas geológicas anteriores se depositaron agua y materias orgánicas bajo mantos de pizarra y estas materias orgánicas se han transformado en gas natural o metano; estas fuentes geopresurizadas tienen temperaturas del orden de 100°C a 180°C a profundidades de 2 a 6 *km*. La presión en estos depósitos es mucho mayor que la originada por el efecto hidrostático a esa profundidad, que llega a ser del orden de 700 atm ; aunque se realizan investigaciones en este campo, no se espera que en un futuro cercano se utilice la energía geopresurizada a gran escala.
- e) Sistemas de roca caliente. En este caso, se bombea agua a alta presión a través de pozos hasta un sistema de rocas calientes y compactas, causando así su fracturamiento hidráulico. El agua circula en estas fracturas artificiales, extrayendo el calor de la roca circundante que actúa como una reserva natural que, posteriormente, es alcanzada por un segundo pozo que se emplea para extraer el agua calentada. El sistema consiste en un pozo de inyección que se utiliza para el fracturamiento hidráulico a través del cual se inyecta el agua fría, la reserva artificial y el pozo de extracción de agua caliente. Todo el sistema, junto con la planta de utilización en la superficie del terreno conforma un circuito cerrado. También

pueden tener un intercambiador de calor en el fondo del pozo, de forma que el fluido de trabajo recibe calor de la roca caliente y lo envía al exterior.

Para clasificar los diferentes usos de energía geotérmica se considerará el método ya expuesto anteriormente que es el más utilizado el método según su entalpía:

5.8.1. Yacimientos de alta entalpía:

El agua que se encuentra a más de 150°C , se dice que es de calidad eléctrica (alta entalpía); para las fuentes que tienen una temperatura superior a este límite inferior, se usan dos tecnologías diferentes para producir energía eléctrica con potencias mínimas de 1 entre 2 MW , como son los sistemas de conversión directa y los sistemas de expansión súbita (evaporación flash). Su coste por kWh viene a ser del orden del 50% al 65% del obtenido en una central térmica clásica.

a) Sistemas de conversión directa (direct-steam).

Se utilizan para generar electricidad en yacimientos de vapor, siendo el más eficiente de todos, Figs.5.12 a y b, en las que se presentan esquemas simplificados de este tipo de plantas; el vapor puede ser húmedo o seco, y lleva una cierta cantidad de gases no condensables de composición y concentración variable. El vapor se conduce desde varios pozos, a través de una tubería, a la sala de máquinas donde se utiliza directamente en las turbinas. Entre la boca del yacimiento y la planta generadora se instalan separadores centrífugos situados cerca del yacimiento para remover las partículas de polvo y otros sólidos como trozos de roca. A lo largo de la tubería se instalan puntos de drenaje para remover el condensado procedente del vapor que se forma durante la transmisión, y así remover la humedad a la entrada de la sala de máquinas. En el vapor geotérmico se encuentran gases no condensables, (2 entre 10) %, lo cual hace que sea necesario un sistema de extracción de gases. En unos casos se utilizan eyectores de dos etapas, con condensadores tanto dentro como al final de los mismos, y en otros es necesario colocar bombas de vacío o turbocompresores.

Se pueden utilizar condensadores de superficie y de contacto directo (mezcla); el de superficie se prefiere siempre que el vapor que porte gases no condensables se deba tratar o procesar antes de descargarlo a la atmósfera, por ejemplo, cuando existe la posibilidad de que el ácido sulfúrico exceda de un determinado límite; en esta situación se puede instalar una planta química para procesar dicho componente, situación que no procede para una planta geotérmica pequeña. El condensado no recircula a una caldera,

tal como sucede en una planta de generación convencional sino que se lleva a la torre de enfriamiento, de forma que el exceso de condensado del orden de un (10÷ 20) % en peso del vapor, se reinyecta al yacimiento.

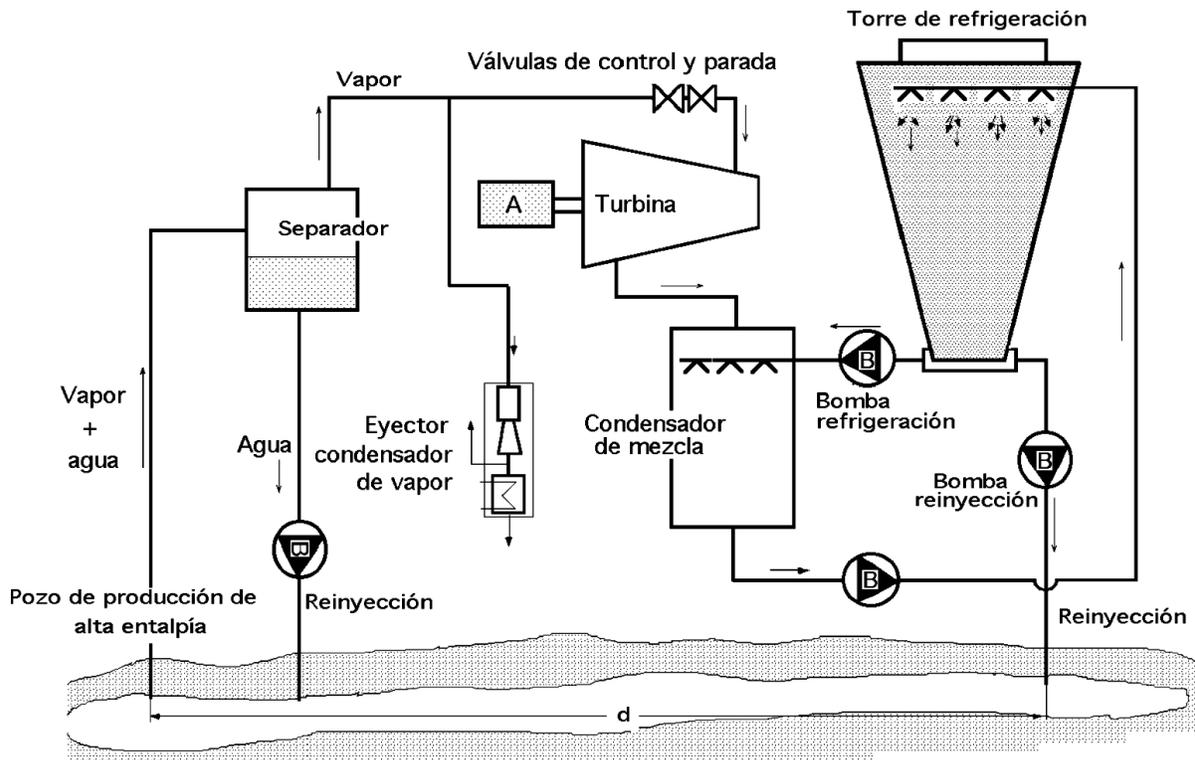


Figura 5.12 Procesos de conversión directa de vapor húmedo

A largo plazo, la producción podría agotar las reservas por lo que se están explorando técnicas para aumentar la cantidad de fluido reinyectado. El uso de condensadores de aire permitiría reinyectar el 100% pero hasta ahora han sido antieconómicos.

Las torres de enfriamiento de tiro forzado, ya sean de flujo continuo o cruzado son las más utilizadas para sistemas de enfriamiento húmedo; sin embargo, en otras plantas se utilizan torres de tiro natural. En la actualidad las plantas tienen unos rangos de 20 a 60 MW por unidad, y tienen un diseño modular para su rápida instalación, que permite su adaptación a un amplio rango de condiciones del vapor.

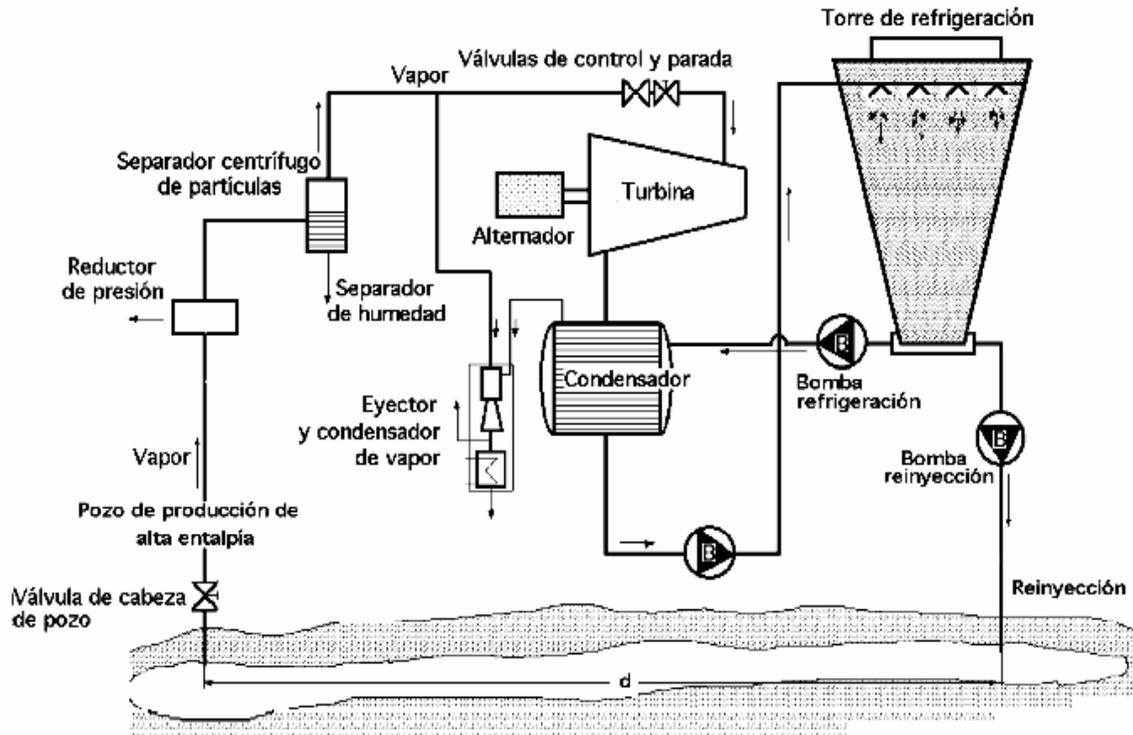


Figura 5.13 Procesos de conversión directa de vapor húmedo y seco.

b) Sistemas de expansión súbita evaporación flash.

Los yacimientos de vapor seco, son poco frecuentes. Los más conocidos son aquellos donde predomina la fase líquida. En los pozos artesianos, el fluido extraído es una mezcla de dos fases, líquido y vapor. La calidad o título de la mezcla es función de las condiciones del fluido en el yacimiento, las dimensiones del pozo, y la presión en la cabeza del mismo, que se controla mediante una válvula. A pesar de que algunas máquinas experimentales han generado energía impulsadas por un fluido que cuenta con las dos fases (líquido y vapor), lo normal es separar las fases, utilizando el vapor para impulsar la turbina.

La presión en la cabeza del pozo es baja, del orden de 0.5 a 1 MPa; las fases líquida y gaseosa difieren significativamente en su densidad $\frac{\rho_{liq}}{\rho_{gas}} = 175/350$ por lo que se puede efectuar su separación mediante separadores centrífugos produciendo vapor con un título del orden del 99,99%.

El líquido proveniente del separador se puede reinyectar, una vez se ha utilizado para aprovechar su energía térmica por medio de intercambiadores de calor en gran

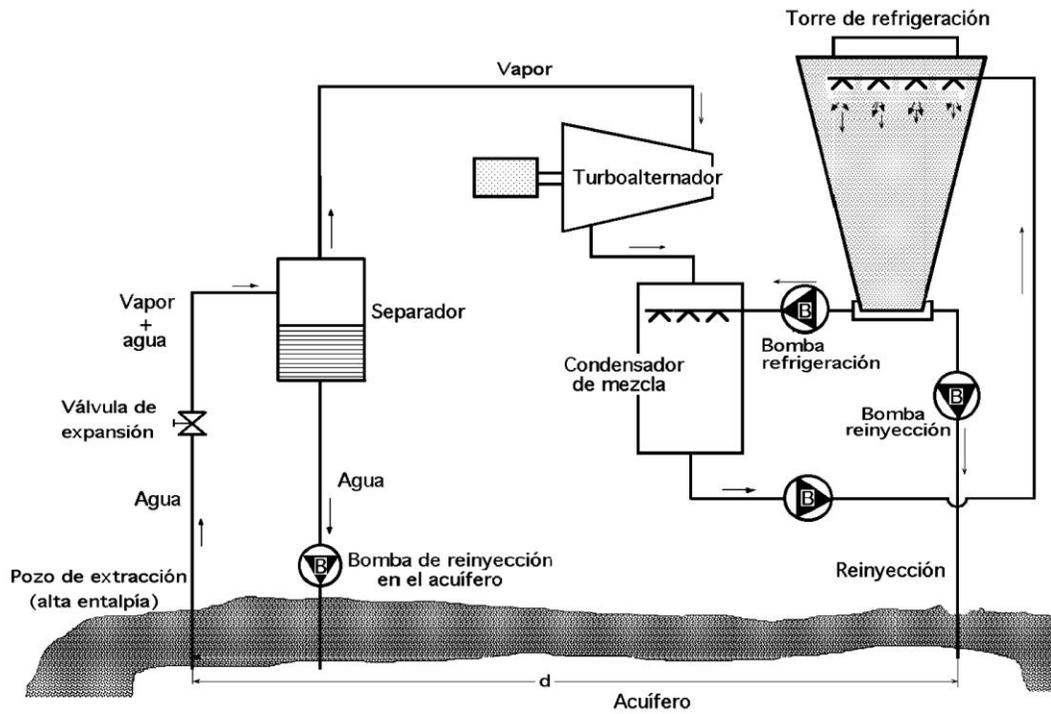
variedad de aplicaciones directas, o en aplicaciones a baja presión. Las plantas que utilizan vapor a alta presión para generar energía se conocen como single flash o flash de una etapa, y las que usan el vapor a alta y a baja presión se denominan double flash o flash de dos etapas.

Plantas tipo single-flash: Si el agua geotérmica está a más de 210°C y se expansiona bruscamente en una etapa de evaporación flash, parte de la misma se vaporiza instantáneamente, de forma que mediante un separador de vapor, éste se lleva a la turbina y el agua restante se reinyecta en el acuífero, Figuras. 5.13 a y b.

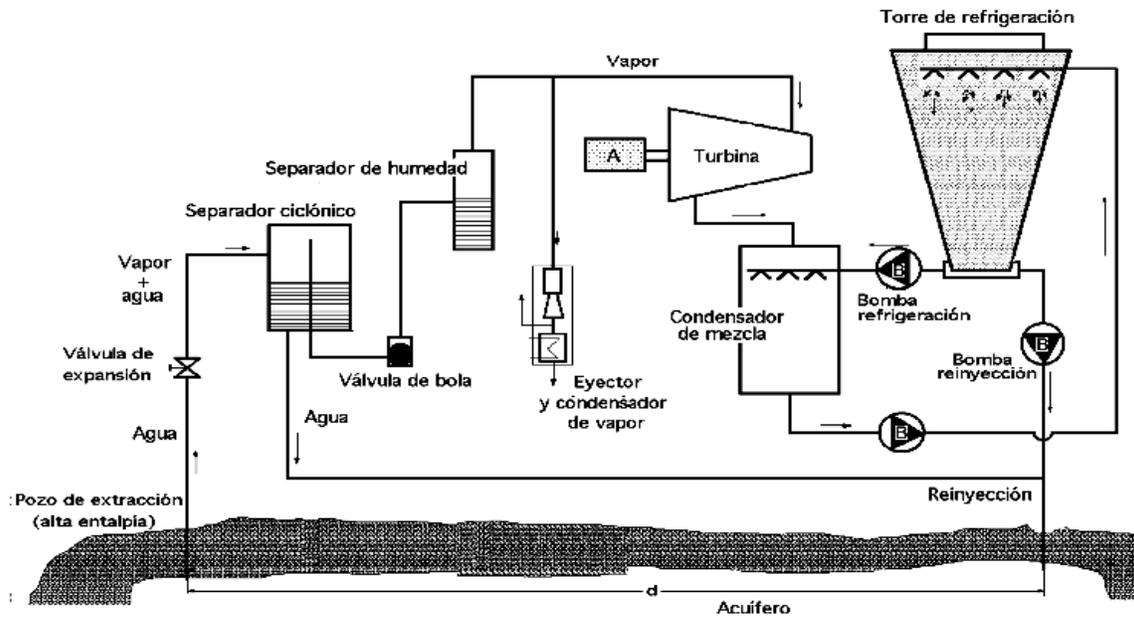
El fluido en dos fases proveniente del pozo se mueve en el separador ciclónico, de forma que el líquido tiende a fluir circularmente por las paredes, mientras que el vapor sube y es recogido en un tubo vertical; el diseño es simple, ya que no tiene partes móviles, y se conoce como separador de salida en el fondo. En ocasiones, para mejorar la separación de las dos fases, se utilizan baffles junto con una válvula de bola que proporciona seguridad ante la presencia de impurezas del líquido que pueden entrar en la línea de vapor y llegar a la turbina. Las líneas de transmisión de vapor son del mismo tipo que las usadas en las plantas de vapor seco, siendo el balance de las plantas prácticamente idéntico. La diferencia principal radica en la cantidad de líquido a manejar; comparando plantas de 55 MW , una tipo single-flash produce cerca de 630 kg/s de líquido, mientras que otra tipo direct-steam produce 20 kg/s , es decir, están en una relación de 30-1; si todo este líquido se reinyecta, la planta single-flash podría devolver al yacimiento cerca del 85% del agua condensada, en comparación con el 15% de la planta tipo direct-steam.

Plantas tipo double-flash: El rendimiento aumenta si se añade una segunda etapa de vaporización mediante la cual vaporiza parte del líquido que abandona la primera etapa, Figura 5.15. Esta etapa aumenta el rendimiento en más de un 35% respecto a la primera. Una tercera etapa no sería rentable, ya que produciría sólo un aumento del rendimiento no superior al 5%. En estas plantas generadoras de evaporación por expansión directa (flash), el condensado de la turbina pasa por una torre de refrigeración por evaporación y luego se introduce en el condensador, según un ciclo Rankine convencional. Mediante esta tecnología se puede obtener entre un 20% a 25% de potencia adicional a partir del mismo fluido geotérmico.

El vapor de baja presión producido al laminar el líquido a baja presión se envía a una turbina de baja presión o a una etapa adecuada de la turbina principal (en el caso de una turbina de admisión dual). Los principios operativos de este tipo de planta son similares a los de la planta tipo single-flash, aunque es mucho más costosa debido a que requiere mayor equipamiento.



(a)



(b)

Figura 5.14 (a) ^ (b) Proceso de expansión súbita (1 etapa de flash) con condensador de mezcla, sin y con elementos auxiliares.

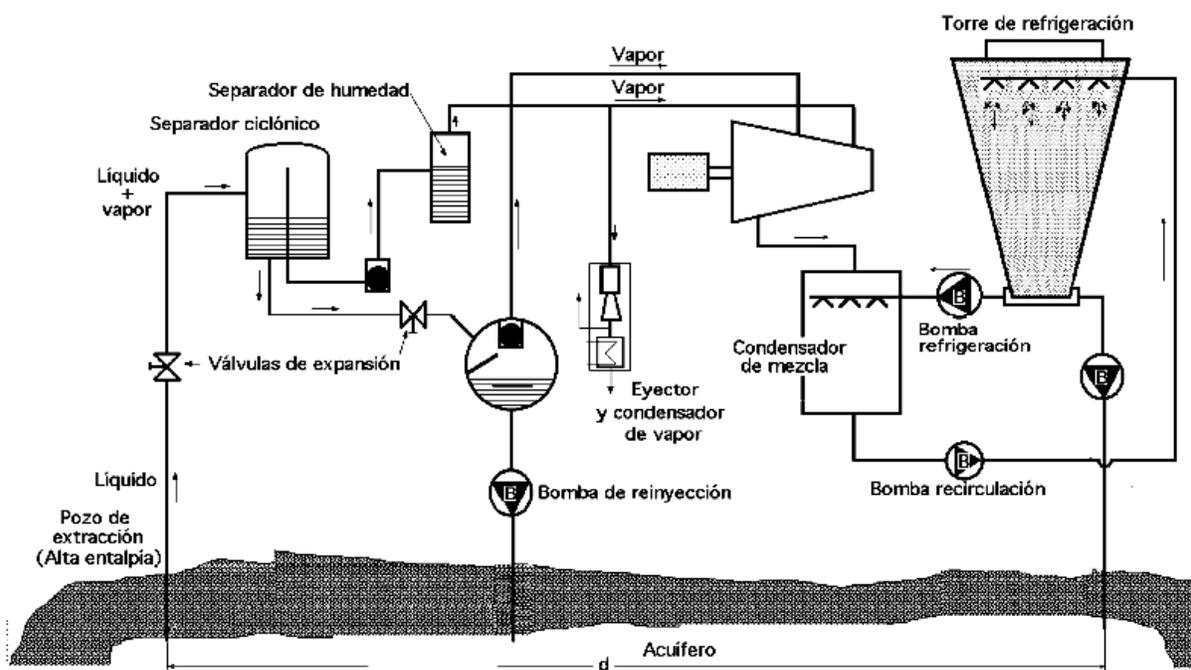


Figura 5.15 Proceso de expansión súbita (2 etapas de flash)

5.8.2. Yacimientos de media entalpía (Ciclos binarios):

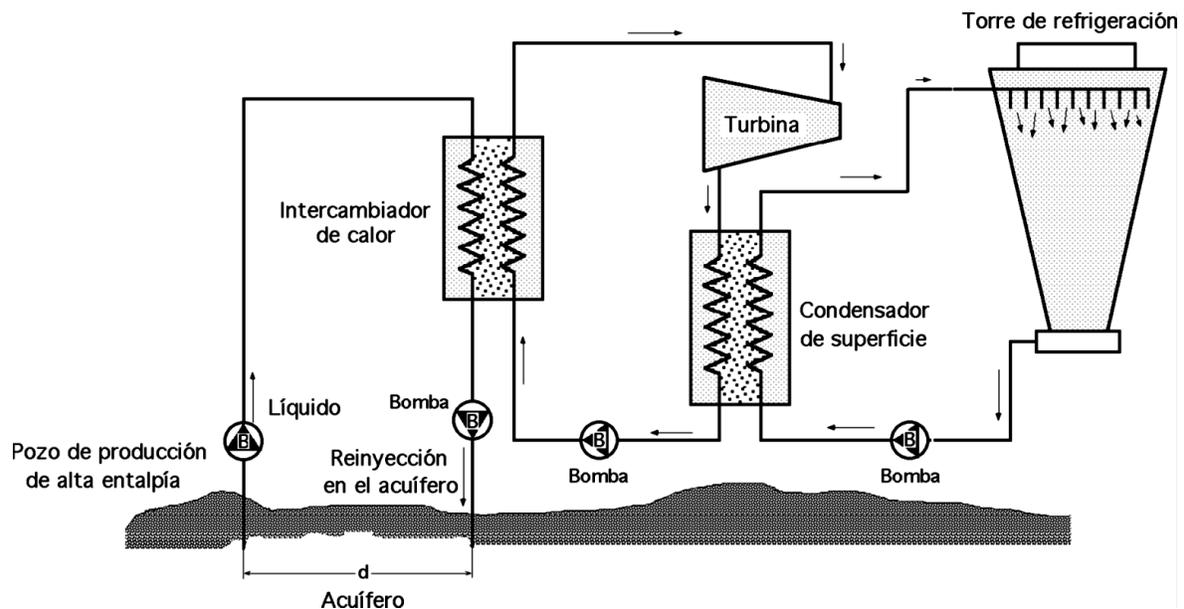
Cuando la temperatura del fluido sea menor de $210\text{ }^{\circ}\text{C}$, la diferencia de temperatura disponible entre la entrada y la salida de la turbina es demasiado pequeña para que el método anterior resulte económico; en estos casos de temperaturas moderadas se utiliza un ciclo binario, de forma que en el sistema de conversión de energía participan, mediante un intercambiador de calor, dos fluidos, uno responsable del ciclo de generación de energía, mientras que el otro actúa como fuente térmica.

En las plantas de ciclo binario, la energía térmica del fluido geotérmico se transfiere por medio de un intercambiador de calor a un fluido de trabajo secundario para su uso en un ciclo convencional; el geo-fluido no está en contacto con las partes móviles de la planta, minimizando los efectos de la erosión. Las plantas binarias pueden manejar geo-fluidos a baja temperatura (menos de $150\text{ }^{\circ}\text{C}$), con alto contenido de gases disueltos y corrosivos. Estos ciclos constan de precalentador, evaporador, válvulas de control, turbina, alternador, condensador y bomba de alimentación.

El agua y el aire se pueden usar para la refrigeración, dependiendo de las condiciones del lugar. Si se usa refrigeración húmeda se debe disponer de agua de

reposición; debido a las impurezas químicas de la salmuera residual, en general no es adecuada para su utilización en torres de enfriamiento. Existe un amplio campo de fluidos de trabajo para el ciclo de potencia; su selección se efectúa en base a lograr el mejor aprovechamiento termodinámico a partir de las características del geofluido, en especial su temperatura. Los ciclos binarios se diseñan para utilizar como fluido secundario que recorre un ciclo Rankine, un hidrocarburo de peso molecular bajo (de 3 a 6 átomos de carbono) o un hidrocarburo fluorado, siendo el isobutano, isopentano y propano apropiados para su empleo como fluidos de trabajo, al igual que ciertos refrigerantes; el fluido de trabajo óptimo será el que proporcione una mayor eficiencia y condiciones de operación seguras y económicas.

Las plantas de flujos binarios son particularmente adecuadas para conformar módulos de 1 MW por unidad, para su rápida instalación. El diseño de este tipo de plantas permite que se puedan interconectar varias en el lugar del yacimiento y ajustarse al potencial del recurso geotérmico. Si como fluido de trabajo se utiliza una mezcla tipo (isobutano e isopentano) ó (agua y amoníaco), el proceso de evaporación y condensación puede ocurrir a una temperatura variable, característica que permite aumentar la compatibilidad entre la salmuera y el fluido de trabajo (evaporación) y el agua de refrigeración y el fluido de trabajo (condensación), generando una alta eficiencia en el intercambiador de calor y un pequeño aumento de la misma en toda la instalación.



(a)

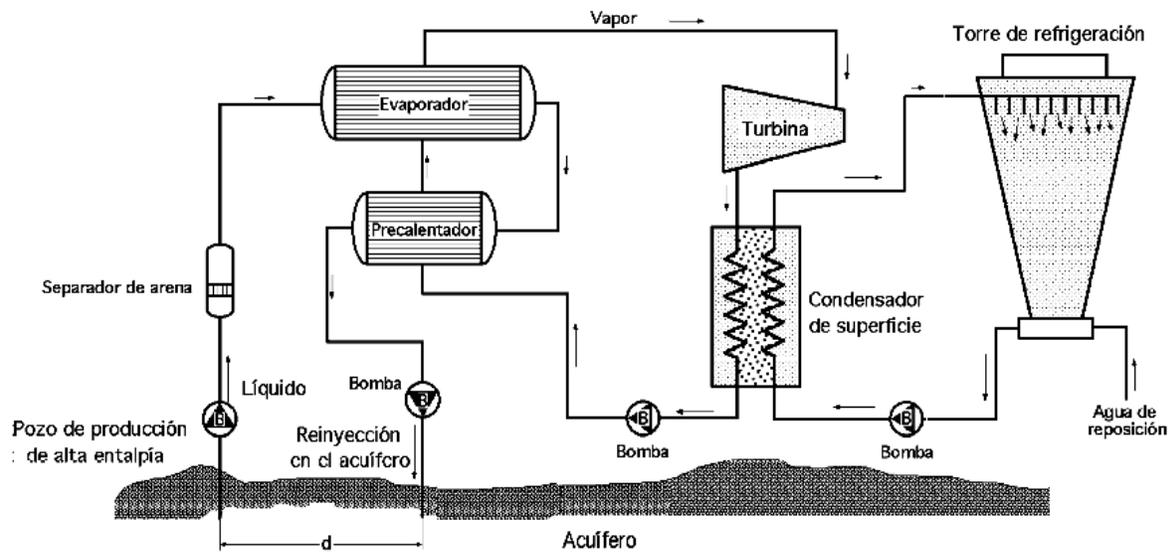


Figura 5.16 a y b Sistemas de flujo binario sin precalentador.

Si la cámara de escape lleva una cantidad importante de vapor sobrecalentado, el calor recuperado se puede utilizar para precalentar el fluido de trabajo; en base a estas características se desarrolló la planta Kalina, Figura 5.17.

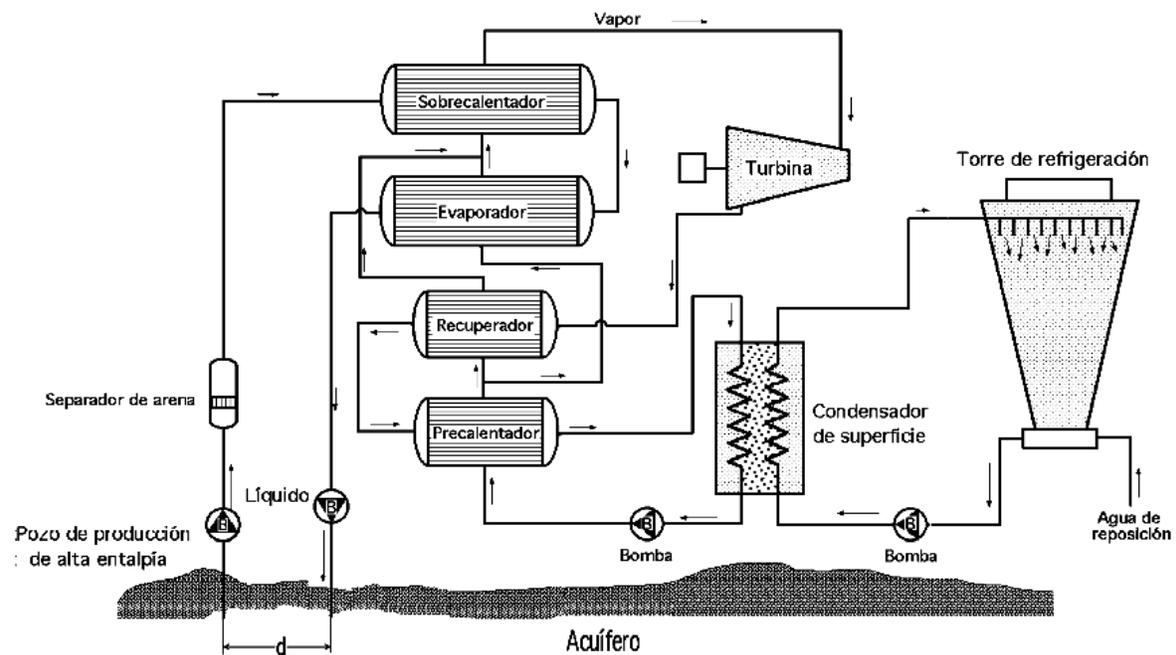


Figura 5.17 Sistema de planta binaria tipo Kalina

Una planta de demostración, en California, utiliza agua geopresurizada de baja salinidad a 180°C , y genera 45 MW de electricidad. Mediante un ciclo binario, el agua geotérmica, fluido primario, transfiere energía térmica a través de un intercambiador de calor de superficie a un fluido motor (fluido secundario), que se evapora a una cierta presión, a temperatura mucho más baja que la del agua geotérmica primaria. Ambos fluidos recorren circuitos cerrados independientes: El fluido evaporado pasa por una turbina que acciona un generador eléctrico y después a un condensador cerrando su ciclo mediante un sistema de bombeo que lo lleva al intercambiador- evaporador.

El agua geotérmica que sale del intercambiador se reinyecta en el acuífero mediante pozos inyectoros a 70°C aproximadamente. Es importante hacer notar que para generar la misma cantidad de energía mediante un ciclo de evaporación flash directo, el ciclo binario necesita sólo alrededor de 2-3 partes del flujo de agua geotérmica.

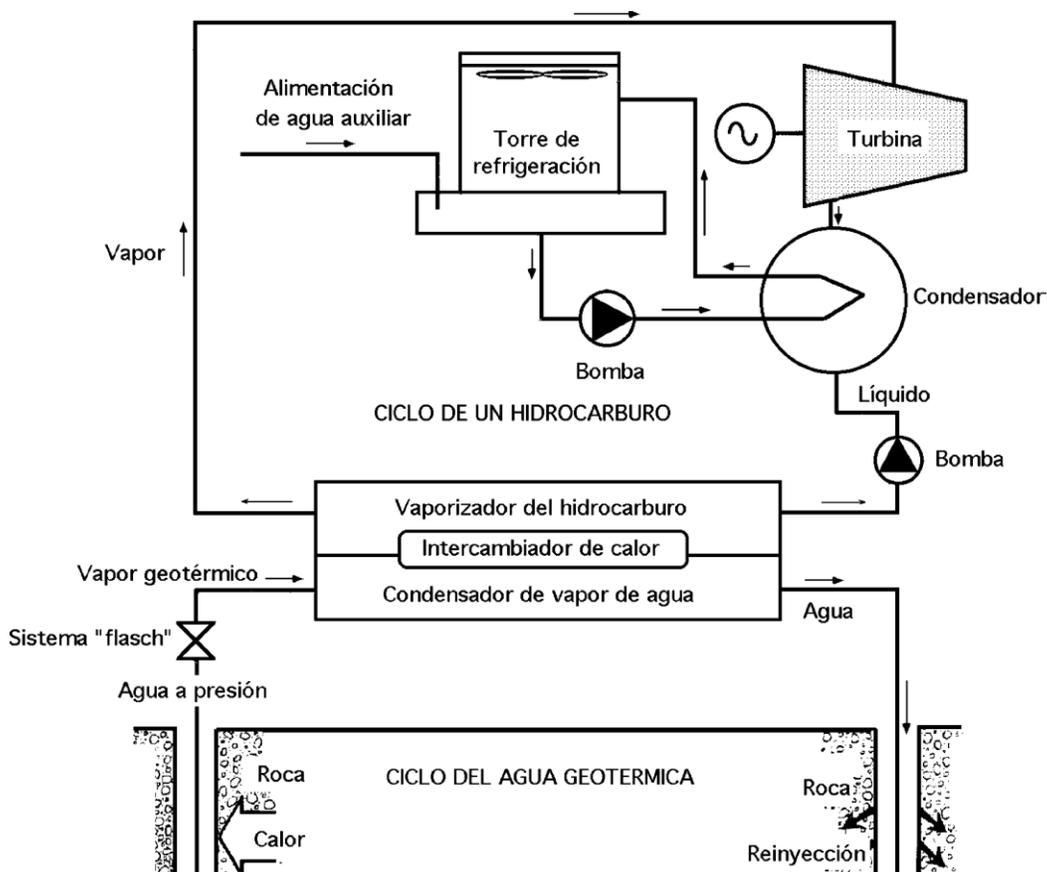


Figura 5.18 Ciclo binario (Vapor geotérmico-Hidrocarburo)

Algunos problemas técnicos que se suelen presentar en el diseño de los ciclos geotérmicos binarios son:

- ✓ El dimensionamiento de las turbinas para trabajar con hidrocarburos
- ✓ Las incrustaciones y la corrosión, especialmente relacionadas con la operación del intercambio de calor, por cuanto el fluido geotérmico suele llevar un alto contenido en sales.
- ✓ El proceso de disipación de calor, ya que la eficiencia térmica de las plantas geotérmicas es baja, y hay que eliminar una mayor fracción de la energía entrante que en el caso de las plantas de potencia comunes, que usan combustibles fósiles.

Tabla 5.1 Ventajas y desventajas de Yacimientos de media entalpía

Ventajas	<ul style="list-style-type: none"> • Menos problemas de incrustaciones , corrosión y desgaste por erosión • Se puede elegir un fluido de mejores características termodinámicas que el agua
Desventajas	<ul style="list-style-type: none"> • Los fluidos secundarios son caros, y pueden ser tóxicos y/o inflamables • Dan lugar a instalaciones más complejas y caras

Sistemas de proceso de flujo total: Están basados en tecnologías aún no desarrolladas totalmente; se inyectan las dos fases del fluido geotérmico a una turbina especialmente diseñada al efecto. Tienen un mayor rendimiento, pero presentan problemas debidos a las incrustaciones y a los gases no condensables que el fluido geotérmico lleva disueltos.

Plantas híbridas: Los fluidos geotérmicos tienen un amplio rango de propiedades físicas tales como temperatura, presión, presencia de gases no condensables, sólidos disueltos, pH, potencial de corrosión, etc. En consecuencia existen una gran variedad de sistemas de conversión de energía que se han ido desarrollando para adaptarse a estas condiciones particulares. Los sistemas descritos anteriormente se pueden combinar para lograr sistemas más efectivos, dando lugar a diversos tipos de plantas híbridas:

- ✓ Plantas direct-steam-Binary
- ✓ Plantas single flash-Binary
- ✓ Planta integrada single y doble flash
- ✓ Sistema híbrido geotermia y fósil

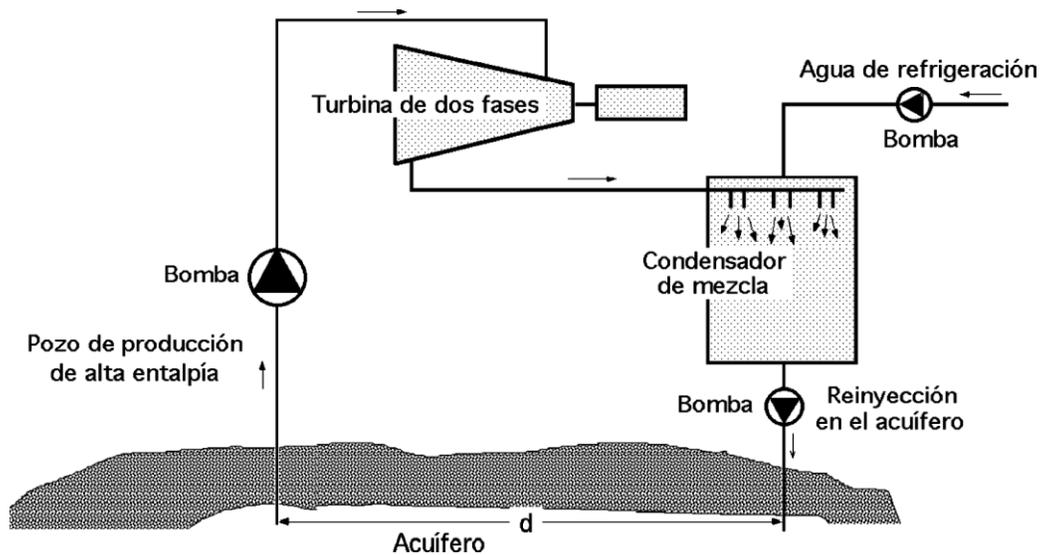


Figura 5.19 Sistema de proceso de flujo total.

5.8.3. Yacimientos de baja entalpía, (uso directo).

No se utilizan para generación de electricidad, por ser su temperatura inferior a 85°C, sino para sistemas en los que el calor generado, a partir del agua caliente geotérmica, se emplea en:

- ✓ Calefacción urbana (locales destinados a viviendas y locales industriales) y producción de agua caliente sanitaria.
- ✓ Como aporte complementario a determinados procesos industriales.
- ✓ Para calefacción agrícola (invernaderos).
- ✓ Para sistemas de refrigeración por absorción como fuente de calor.

En la mayoría de los proyectos de uso directo se utiliza un equipo estándar que depende de la naturaleza del agua geotérmica y del vapor. Otros factores importantes a tener en cuenta son la temperatura del agua y la corrosión e incrustaciones causadas por la química de los fluidos geotérmicos, que pueden conducir a problemas en el funcionamiento de los componentes del equipo expuestos al flujo de agua y al vapor.

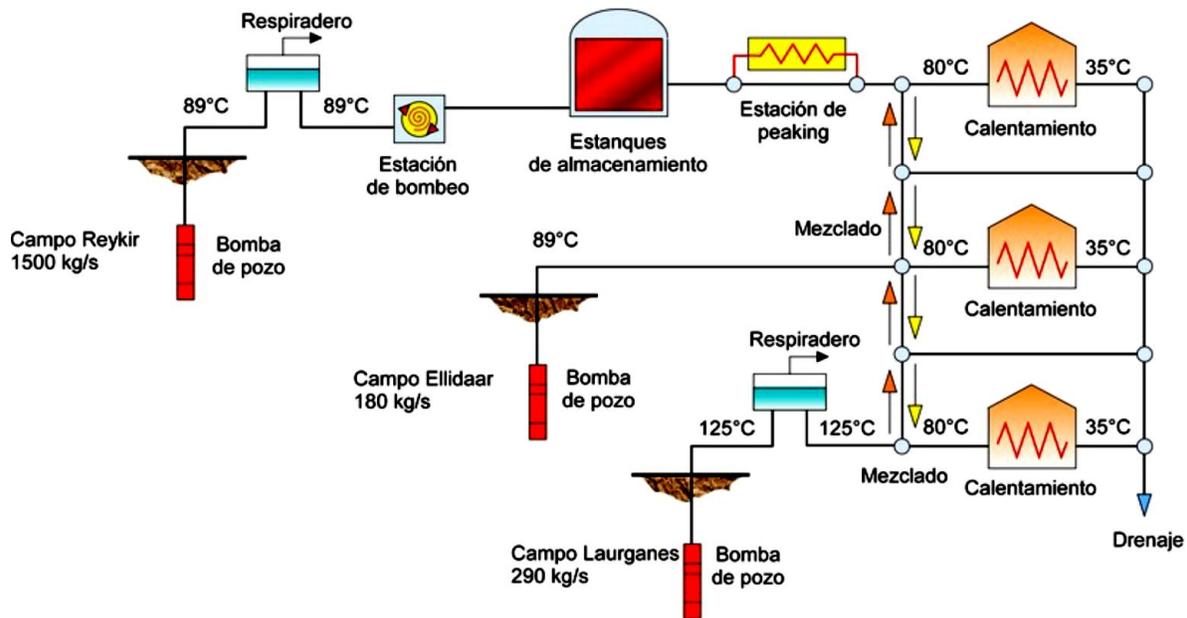


Figura 5.20 Yacimiento de baja entalpía para calefacción, con varios pozos de extracción.

5.9. Rendimiento:

A lo largo del siglo XX, las técnicas que se han ido introduciendo para mejorar el rendimiento de las instalaciones, han evolucionado en las siguientes fases:

- ✓ Corrosión de los álabes de las turbinas, lo que implicó una mejora en la calidad de los materiales utilizados en su construcción, observándose que este fenómeno de corrosión iba asociado directamente a la excesiva velocidad que alcanzaban estas máquinas en determinadas circunstancias.
- ✓ Para hacer funcionar las máquinas térmicas se comenzaron a utilizar intercambiadores de calor, con el fluido geotérmico en el circuito primario, y utilizando agua pura en el circuito secundario; posteriormente se volvió a la utilización directa del vapor geotérmico natural en las turbinas, lo que obligó a mejorar la calidad de los materiales de los álabes de las turbinas.
- ✓ Se introdujo el condensador, pero en algunas instalaciones se ha prescindido de él, compensando su costo con una ligera pérdida en el rendimiento.

Para evaluar el funcionamiento de los sistemas de energía en plantas energéticas convencionales se utiliza el Segundo Principio de la Termodinámica, que hace uso de los conceptos de trabajo y energía disponible. Como las plantas geotérmicas no operan con un solo ciclo, sino con una serie de procesos, la eficiencia del ciclo térmico utilizado en plantas convencionales no se aplica, salvo en el caso de las plantas binarias, aunque sólo

sirve para evaluar el ciclo cerrado recorrido por el fluido de trabajo, pero no para la operación global en la cual se tenga en cuenta el geofluido, desde los pozos de producción hasta la salida de la planta.

Existen tres indicadores adimensionales que describen el rendimiento de una planta geotérmica:

$$\text{Factor de capacidad (\%)} = \frac{\text{MW generados en el período}}{\text{Capacidad instalada (MWe)} * \text{Período (horas)}} * 100 \quad (5.3)$$

$$\text{Factor de carga (\%)} = \frac{\text{MW generados en el período}}{\text{Carga máxima (MWe)} * \text{Período (horas)}} * 100 \quad (5.4)$$

$$\begin{aligned} \text{Factor de disponibilidad (\%)} \\ = \frac{\text{Nº de horas de funcionamiento de la planta durante el período}}{\text{Duración total del período (horas)}} * 100 \end{aligned} \quad (5.5)$$

El factor de disponibilidad (%) se divide en dos categorías:

- ✓ Parada programada, en la que a la planta se le ha programado un mantenimiento con al menos dos semanas de anticipación.
- ✓ Parada forzada, en la que la planta queda fuera de servicio inmediatamente o antes de la siguiente parada programada.

La capacidad y el factor de carga son necesarios para describir el rendimiento global de la planta.

CAPÍTULO VI

6.0. ENERGÍA SOLAR TÉRMICA Y COLECTORES SOLARES

6.1. Energía solar térmica

Se entiende por energía solar térmica, a la transformación de la energía radiante solar que equivale a 1.7×10^{14} kW en la superficie de la tierra, lo que representa la potencia correspondiente a 170 millones de reactores nucleares de 1,000 MW de potencia eléctrica unitaria, o lo que es lo mismo, 10,000 veces el consumo energético mundial, en calor o energía térmica con el fin de utilizarla para calentamiento de agua sanitaria, usos industriales, calefacción de espacio, calentamiento de piscinas, secaderos, refrigeración y generación de energía eléctrica.

Como se ha explicado en el capítulo 2 un sistema de refrigeración por absorción necesita una fuente de calor para operar su ciclo y debido a esto la utilización de la energía solar térmica se convierte en una opción para proporcionarle al sistema el calor que este demanda en el generador.

La energía solar térmica, según su utilización, se puede clasificar en baja temperatura (hasta los 900 °C), media (hasta 2000 °C) o alta temperatura (arriba de los 2000 °C), sólo ésta última es válida para la producción de energía eléctrica.

✓ Baja temperatura

La energía solar denominada de baja temperatura es la que acostumbramos a utilizar en el ámbito doméstico y suele instalarse en azoteas de vivienda o edificios comerciales. El procedimiento en el que se basan estos sistemas de captación solar es muy simple, pero a la vez de gran utilidad para el hombre por los servicios que ofrece en multitud de aplicaciones.

Por aprovechamiento de baja temperatura se entiende todos aquellos sistemas de energía solar en los que el fluido calentado no sobrepasa los 100 °C. Estas instalaciones se caracterizan por emplear como elemento receptor de energía un captador fijo de placa plana o un captador solar de vacío. Entre las utilidades más extendidas basadas en esta fuente de energía de baja temperatura figuran la producción de agua caliente sanitaria, la calefacción de edificios, la climatización de piscinas, etc.

✓ Tecnologías de media y alta temperatura

La tecnología de media temperatura va destinada a aquellas aplicaciones que requieren temperaturas más elevadas de trabajo. A partir de los $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ los captadores planos convencionales presentan rendimientos bajos y cuando se pretende generar vapor entre $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ debe acudir a otro tipo de elementos de captación.

Para llegar a estos niveles de temperatura resulta indispensable utilizar sistemas que concentren la radiación solar mediante lentes o espejos parabólicos. Los más desarrollados en la actualidad son los captadores cilindro-parabólicos, que se valen de espejos para calentar un fluido hasta producir el vapor que nos permita mover una turbina. De esta forma, la energía térmica se convierte en energía mecánica.

En este tipo de instalaciones el fluido que se utiliza, principalmente, es aceite o soluciones salinas porque nos permite trabajar a temperaturas más elevadas. Además, estos sistemas de concentración requieren un seguimiento continuo del Sol, ya que sólo aprovechan la radiación directa. Por ello, en las tecnologías de media temperatura son muy comunes los equipos de seguimiento en el eje Norte-Sur o Este-Oeste. También existen ejemplos con seguimiento en todas las direcciones, aunque los mecanismos correspondientes se complican en exceso, por lo que no suele ser una solución demasiado adecuada para este tipo de sistemas de captación.

Las aplicaciones más usuales en las instalaciones de media temperatura que se han realizado hasta la fecha, han sido la producción de vapor para procesos industriales y la generación de energía eléctrica en pequeñas centrales de 30 a $2,000\text{ kW}$. También existen ejemplos de otras aplicaciones tales como la desalinización o la refrigeración mediante energía solar.

En las tecnologías de alta temperatura, la radiación solar puede servir para la generación de electricidad a gran escala. Mediante un proceso que convierte el calor en energía mecánica y posteriormente en energía eléctrica, se consiguen altas capacidades en la producción de electricidad.

Las instalaciones solares de alta temperatura, también conocidas como termoeléctricas, se basan en procesos tecnológicos parecidos a los utilizados en instalaciones de media temperatura, pero eso sí, con una mayor capacidad para concentrar los rayos del Sol, así como para alcanzar temperaturas más elevadas.

✓ **Sistemas de captación.**

Un colector es un dispositivo capaz de absorber el calor proporcionado por el sol con un mínimo de pérdidas para comunicárselo a un fluido para su posterior aprovechamiento. Con respecto al almacenamiento tenemos que distinguir dos tipos de sistemas:

Sistemas de almacenamiento en medio único. El medio utilizado para almacenar la energía térmica es el mismo fluido que circula por los colectores solares. La eficacia de este tipo de sistemas es superior al 90%.

Sistemas de almacenamiento en medio dual. El almacenamiento de calor tiene lugar en un medio diferente al fluido de trabajo que se calienta en los colectores solares. La eficacia que demuestran sistemas es aproximadamente un 70%.

6.2. Colectores solares sin concentración.

Son aquellos que mantienen la temperatura del fluido por debajo de los 900 °C el principio de funcionamiento del captador plano se basa en una “trampa de calor” que conjuga el efecto de cuerpo negro con el efecto invernadero. Gracias a este sistema de captación se consigue absorber la mayor parte de la radiación solar que llega hasta la superficie y devolver la menos posible.

Los captadores planos, destinados por lo general a la producción de agua caliente sanitaria, están recubiertos de una caja herméticamente cerrada. En la cara superior de esta caja se coloca una superficie acristalada que deja atravesar la radiación solar e impide que se pierda la ganancia térmica obtenida. Generalmente la carcasa que envuelve al equipo de captación es metálica, aunque en algunos casos puede ser de plástico especial o de algún otro material.



Figura 6.1 Disposición de tubos en forma de serpentín.

En el interior del sistema captador se encuentra la placa absorbadora, que es el lugar donde se realiza la captación de la radiación solar propiamente dicha. Fabricada con materiales que conducen bien el calor (aluminio, cobre, planchas metálicas...), esta placa tiene un funcionamiento parecido al de un radiador: con una disposición de tubos que cuentan con una toma por donde entra el fluido a calentar y otra de salida.

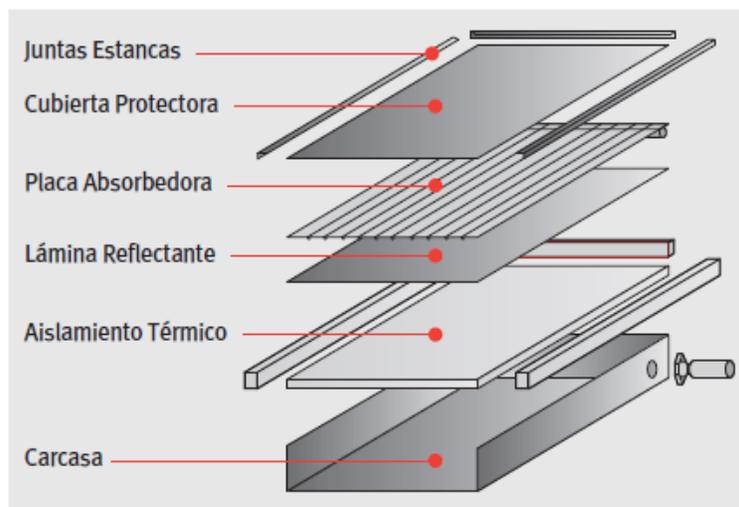


Figura 6.2 Disposición de tubos en paralelo.

En líneas generales, la eficiencia de los captadores solares vendrá definida por su curva de rendimiento, que permite saber cuál es la cantidad de energía que podremos aprovechar en cada situación. Al respecto, existe una normativa oficial para la

homologación de estos equipos en la que se evalúa la curva característica de los diferentes modelos. Esta valoración se realiza sobre captadores nuevos, y de forma puntual, no siendo representativa del comportamiento del captador a lo largo de su vida útil, ya que su eficacia podrá evolucionar de diferente manera con el paso del tiempo, en función de su mantenimiento, etc.

La curva de la figura 4.3, responde al comportamiento de la siguiente ecuación:

$$r = a - b \cdot T \quad (4.1)$$

Dónde:

r: Rendimiento o eficiencia del captador. Un mayor valor de r supone un captador de mejores prestaciones.

a: Parámetro característico del captador (eficiencia óptica) (punto de corte con el eje Y). Valores mayores suponen una mayor ganancia solar del captador.

b: Parámetro característico del captador (pérdidas por radiación y convección) (pendiente de la recta). Valores menores suponen menores pérdidas de la energía captada.

T: Parámetro variable que representa las condiciones ambientales y de trabajo del captador. Se define como proporcional a la diferencia entre la temperatura de entrada del fluido y la temperatura ambiente, dividido entre la irradiancia.

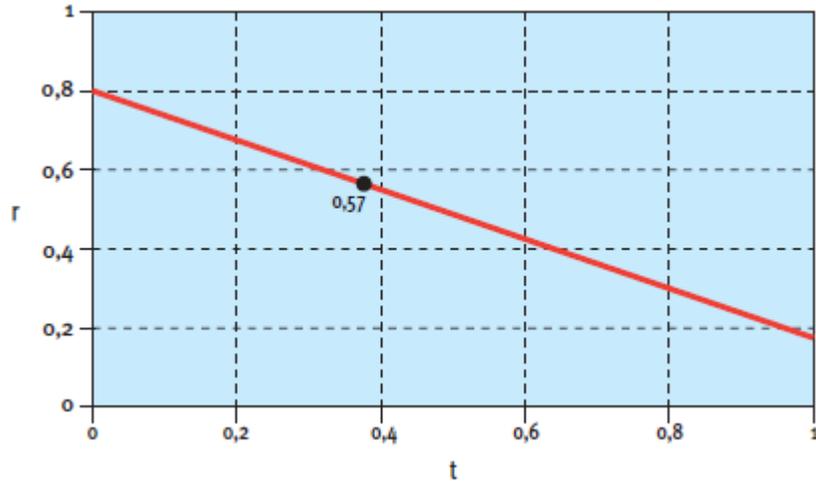


Figura 6.3 Curva de rendimiento de captadores solares planos.

Similares a los captadores planos, los captadores solares de vacío pueden llegar a ser más eficientes en unos determinados rangos de temperatura, aunque también más costosos. Estos captadores consiguen sacar el máximo provecho a las instalaciones térmicas, que trabajan a temperaturas por encima de los 60 °C.

La principal diferencia respecto a los planos reside en los conductos que absorben la energía del sol estos están recubiertos de un tubo al vacío que deja pasar la radiación solar, a la vez que evita las pérdidas de energía con mayor precisión que otros sistemas de captación.

6.3. Ecuación básica del balance energético en colectores de placa plana

Mediante un balance energético se puede hallar la distribución de la energía solar incidente sobre un colector de placa plana, su transformación en energía útil y las pérdidas térmicas.

Este balance energético se puede poner en la siguiente forma:

$$A I_0 k \tau_s \alpha_{ap} = Q_u + q_{pérdidas} + q_{almacenada} = A k I_s \alpha_s \quad (4.2)$$

Dónde:

A : Es la superficie del colector, igual en la cubierta que en la placa absorbente.

k : Es un factor de conversión de la radiación (difusa y directa), que sirve para evaluar la energía solar incidente en el plano del colector.

τ_s : Es la transmitancia solar efectiva de la cubierta del colector.

α_{ap} : Es la absorptancia solar de la placa absorbente del colector.

Q_u : Es el calor útil que se transfiere al fluido refrigerante que circula por el colector solar, de valor:

$$Q_u = G_F c_{pF} (T_{sal} - T_{ent}) = C_{col} (T_{sal} - T_{ent}) \quad (4.3)$$

Siendo:

C_{col} : La capacidad calorífica del fluido del colector.

$q_{pérdidas}$: La cantidad de calor perdida desde la placa absorbente del colector al medio exterior, tanto por convección, como por conducción y radiación; esta energía perdida lo es hacia arriba, hacia abajo y hacia los laterales del colector.

$q_{almacenada}$: Es la energía almacenada en el colector.

La energía solar incidente I_s sobre la placa absorbente viene dada por la siguiente expresión:

$$I_s = I_0 \tau_s; I_s \alpha_s = I_0 \tau_s \alpha_s = I_0 (\tau \alpha)_s \quad (4.4)$$

en la que $(\tau \alpha)$ se calcula para la radiación directa con el ángulo real de incidencia, mientras que la radiación difusa se considera como si fuese directa, pero con un ángulo de incidencia de 60° .

El rendimiento del colector η_c que proporciona una medida de su funcionamiento se define como:

$$\eta_c = \frac{\text{Ganancia útil durante cualquier período de tiempo}}{\text{Energía solar incidente}}$$

Para obtener un resultado significativo, el rendimiento se tiene que calcular para todo un día de funcionamiento.

6.4. Colectores solares de concentración.

Se utilizan para instalaciones que trabajan a media temperatura, Estos colectores concentran la radiación solar que recibe la superficie captadora en un elemento receptor de superficie muy reducida (un punto, una línea). Al ser el receptor más pequeño que en los colectores planos puede estar fabricado a partir de materiales más sofisticados y caros que permiten una mejor absorción de la energía solar. Por otro lado, al recibir la radiación solar de manera concentrada. Los colectores de concentración son capaces de proporcionar temperaturas de hasta $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ con buenos rendimientos. Las centrales de colectores de concentración se utilizan para generar vapor a alta temperatura con destino a procesos industriales, para producir energía eléctrica, etc. Hay colectores de concentración de varios tipos. Pero todos ellos tienen en común que exigen estar dotados, para ser eficientes, de un sistema de seguimiento que les permita permanecer constantemente situados en la mejor posición para recibir los rayos del sol a lo largo del día.

Los sistemas de seguimiento del sol de estos colectores son de varios tipos. El colector de concentración cilíndrico-parabólico (uno de los más difundidos) suele utilizar un reloj o sensor óptico. Este último combinado con un servomotor, hace girar al colector siguiendo la dirección del sol.



Figura 6.4 Tipos de colectores solares de concentración.

Uno de los inconvenientes de la mayoría de los colectores de concentración (y entre ellos, del cilíndrico parabólico) es que sólo aprovechan la radiación directa del Sol, es decir, que sólo aprovechan los rayos solares que realmente inciden sobre su superficie. No son capaces, por el contrario, de captar la radiación solar difusa. Por ello, no resultan convenientes en zonas climáticas que, aunque reciben una aceptable cantidad de radiación solar, son relativamente nubosas. Sólo resultan realmente eficaces en zonas auténticamente soleadas.

6.5. Colectores solares de alta temperatura.

El aprovechamiento de energía solar, a alta temperatura, para producir electricidad mediante vía termodinámica se basa en principios análogos a los que pueden contemplarse en una central eléctrica convencional que quema carbón o petróleo. Se consigue que la radiación solar caliente a alta temperatura un fluido primario (el fluido calor portador). Este fluido transmite el calor a un circuito secundario por el que circula un segundo fluido que, tras transformarse en vapor por la acción del calor, pone en marcha una turbina acoplada a un alternador. En algunos casos, es el propio fluido primario el que, convertido en vapor, acciona la turbina. Generalmente, todas estas instalaciones solares tienen incorporado un dispositivo que permite almacenar una cierta cantidad de energía en forma de calor para paliar en lo posible las fluctuaciones que puede presentar la radiación solar.

Hay diversos tipos de centrales solares basadas en este principio. Las hay de caldera única, de receptores distribuidos, de discos parabólicos, etc. No obstante, las más extendidas son las centrales solares termoeléctricas de receptor central. En ellas, la radiación solar incide en un "campo de heliostatos". Este es una amplia superficie cubierta de grandes espejos (heliostatos) que concentran la radiación solar captada en un receptor.

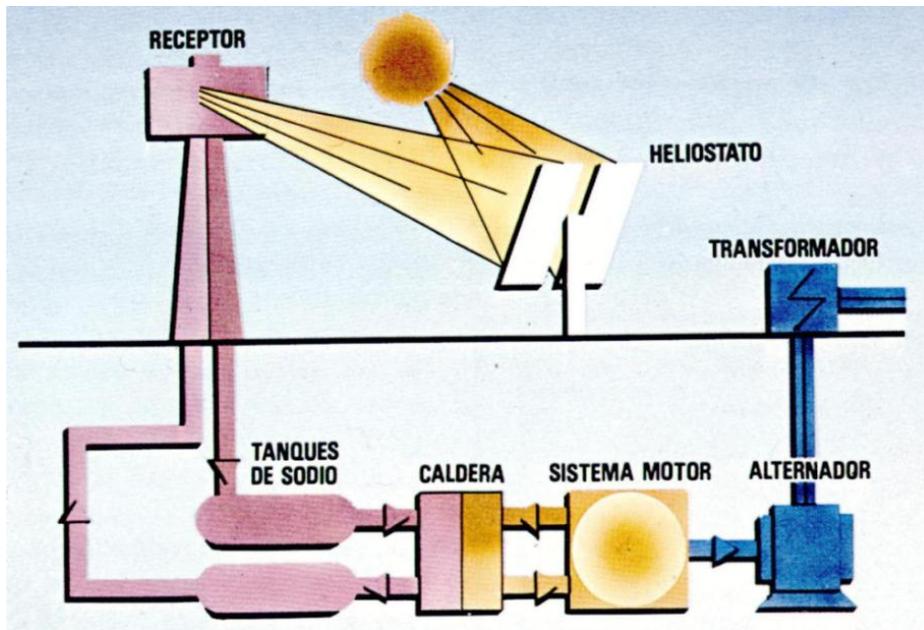


Figura 6.5 Esquema de una planta solar de receptor central

Los sistemas más comunes de este tipo tienen el receptor instalado en una torre, por lo que reciben el nombre de centrales solares de tipo torre central. Los heliostatos constan de una estructura soporte y de una superficie reflectante. Asimismo, tienen incorporados unos mecanismos que permiten que la superficie reflectante se mueva según dos ejes de giro, de modo que pueda captar de la mejor forma y en cada momento la radiación solar y concentrarla en el receptor instalado en la torre. Para mover los heliostatos, se utilizan medios electrónicos: cada espejo recibe periódicamente las órdenes que emite un programa incorporado a un ordenador central. El receptor tiene una serie de tubos por los que circula un fluido primario (agua, sodio, sales fundidas, aire, depende de la instalación) que transmite la energía recibida a un fluido secundario que, convertido en vapor, acciona una turbina. En algunas instalaciones, es el propio fluido primario quien, convertido en vapor por efecto de la radiación solar, acciona directamente la turbina, sin necesidad del fluido secundario. En determinadas centrales, el fluido primario transmite la energía previamente al dispositivo de almacenamiento, y luego se sigue el ciclo termodinámico habitual.

Una parte importante al analizar la energía solar térmica como opción para proporcionar el calor en el generador por medio de colectores solares, es el espacio a utilizar por dichos colectores. En estudios preliminares realizados se determinó que el área necesaria para suplir la demanda energética del generador es de aproximadamente 9000 m^2 ó lo que es igual a una cancha de fútbol.

Al comparar esta alternativa con la posibilidad de utilizar pozos geotérmicos de baja entalpía para obtener el calor necesario es notable la gran diferencia de espacio entre ambas opciones, ya que el sistema de intercambio de calor necesario para extraer la energía de los pozos solo utilizaría unos cuantos metros cuadrados para funcionar.

Otro aspecto importante que se debe analizar es que tan constante será el suministro de calor en ambas opciones. Se sabe que las aplicaciones de energía solar térmica a diferencia de las aplicaciones fotovoltaicas no pueden operar bajo condiciones de radiación difusa únicamente, los colectores solares necesitan de radiación directa para calentar el fluido de trabajo, y aunque en el país se cuenta con promedios bastante altos de radiación solar de igual manera se cuenta con un invierno bastante abundante y es probable que durante esa época el sistema de captación solar no entregue toda la energía necesaria para que el sistema de absorción funcione adecuadamente. Es por esto que la opción de hacer funcionar el sistema con los pozos geotérmicos disponibles se considera la más adecuada y se tomará de aquí adelante como un punto de partida para el diseño del sistema.

CAPÍTULO VII

7.0. DISEÑO TERMODINÁMICO

7.1. Hipótesis y características del diseño termodinámico

Antes de iniciar los cálculos para caracterizar el modelo termodinámico del sistema de refrigeración por absorción es necesario hacer algunos supuestos que permitan simplificar el modelo, además de definir las características de operación de este.

7.1.1. Hipótesis del modelo termodinámico

- ✓ El sistema opera en régimen estacionario.
- ✓ Los intercambiadores de calor están bien aislados de los alrededores por lo que solo hay intercambio de calor entre las corrientes de fluido caliente y frío.
- ✓ Las corrientes de salida en el absorbedor, generador, condensador y evaporador están en condiciones de saturación.
- ✓ Los cambios de energía cinética y potencial durante todos los procesos en el ciclo son despreciables.
- ✓ No se consideran pérdidas o ganancias de calor a través de los diferentes accesorios del sistema y tuberías.
- ✓ La expansión en las válvulas de estrangulación se considera isoentálpica.
- ✓ La variación de temperatura del refrigerante en el evaporador es despreciable.

7.1.2. Caracterización del modelo termodinámico

El modelo a analizar es un sistema de refrigeración por absorción de simple efecto, esto se refiere a que solo hay una etapa de separación de la solución. Con el fin de mejorar la eficiencia del sistema una técnica bastante empleada en la actualidad es la de incorporar un intercambiador de calor entre el absorbedor y el generador, este dispositivo es denominado intercambiador de calor de solución, el cual ha de incorporarse al modelo propuesto. Para una mejor comprensión de los cálculos que se efectuarán en apartados posteriores, se presenta en la figura 7.1 el diagrama de bloques del sistema propuesto.

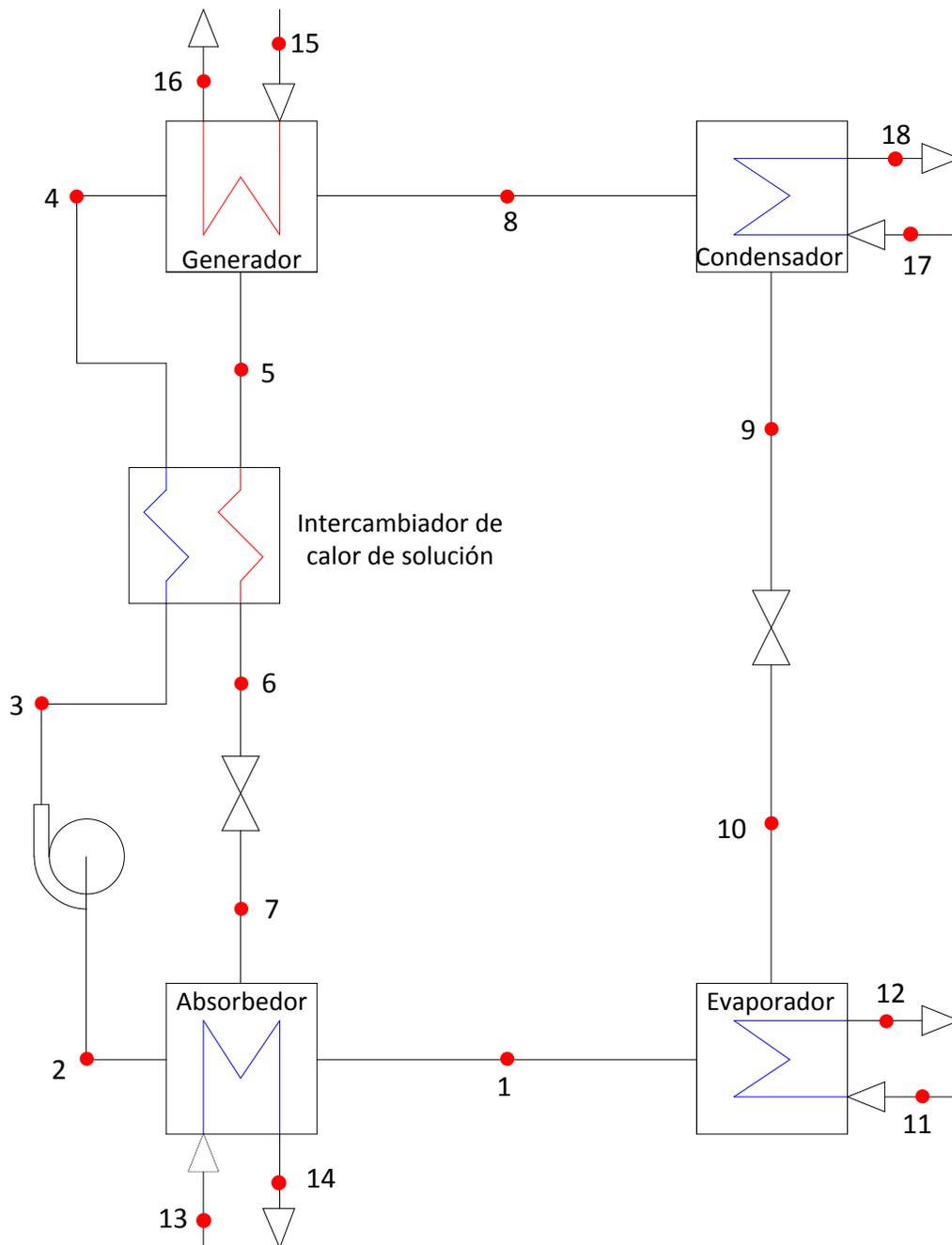


Figura 7.1 Diagrama de bloques del sistema de refrigeración por absorción.

7.2. Parámetros de diseño y condiciones de operación del sistema.

Para obtener altos niveles de eficiencia en las plantas geotérmicas es necesario que la temperatura en el condensador ubicado a la salida de cada turbinas sea lo más baja posible, para reducir dicha temperatura se hace uso de torres de enfriamiento, sin

embargo la operación y funcionamiento de estas últimas depende de las propiedades psicrométricas del aire. Con el fin de mejorar la eficiencia de la Central Geotérmica de Ahuachapán se propone la incorporación de sistemas de refrigeración por absorción cuyos evaporadores estén ubicados en las líneas que conectan las salidas de las torres de enfriamiento y el retorno a los condensadores de las turbinas.

Por otro lado en la Central Geotérmica de Ahuachapán se tienen tres líneas de agua bombeada de retorno a los condensadores, dos de estas unidades entregan un caudal de $\dot{V}_{unidad\ 1} = \dot{V}_{unidad\ 2} = 4300\ m^3/h$ mientras la tercera unidad entrega un caudal de $\dot{V}_{unidad\ 3} = 5800\ m^3/h$.

Previendo dificultades que podría presentarse durante el diseño mecánico es recomendable ramificar el caudal total en dos partes, enfriando solo una de estas ramas a una temperatura menor que la deseada y luego mezclando ambos flujos en una nueva rama la cual tendrá la temperatura deseada después del proceso de mezcla, de este modo las dimensiones finales de los componentes serán menores y por tanto los costos de fabricación se verán reducidos. En la figura 7.2 se muestra un esquema que ilustra la propuesta de ramificación.

Dónde:

\dot{V}_1 : Es la rama de flujo que no pasa por el SRA (flujo sin enfriar).

\dot{V}_2 : Es la rama de flujo que se hace pasar por el SRA (flujo refrigerado).

\dot{V}_3 : Es el flujo total con la temperatura deseada ($\dot{V}_3 = \dot{V}_1 + \dot{V}_2$).

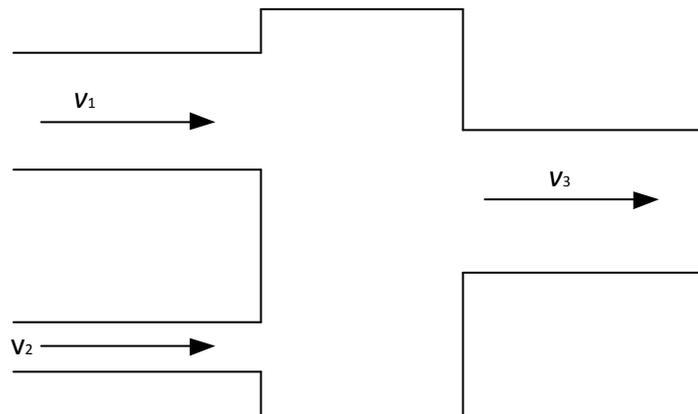


Figura 7.2 Cámara de mezcla del flujo refrigerado y del flujo sin refrigerar

Respecto a las temperaturas de cada una de las tres ramas la que siempre será conocida es la de la rama 1 ya que esta corresponde a la temperatura que tiene el flujo de agua a la salida de la torre de enfriamiento. La temperatura de la rama 3 se espera que sea 1 °C menor que la temperatura de la rama 1 y con respecto a la rama 2 esta es la correspondiente al flujo de agua refrigerada, por tanto la temperatura de esta última rama estará en función de la temperatura de las otras dos.

Debido a que la temperatura de la rama 1 es la correspondiente al flujo de salida de las torres de enfriamiento, esta temperatura cambia constantemente a lo largo del año con la variación de las condiciones ambientales, no obstante esta temperatura es monitoreada periódicamente.

En la gráfica de la figura 7.3 se muestra el comportamiento de la temperatura de salida de las torres de enfriamiento en el periodo correspondiente al “año dos mil diez” en dicha grafica se han omitido las mediciones efectuados durante las temporadas de mantenimiento. Para fines de análisis se promedia los resultados que exhibe la gráfica de la figura 3 obteniéndose una temperatura promedio de 28.05 °C, de este modo se toma como temperatura nominal de entrada al evaporador del sistema de refrigeración por absorción $T_{11} = 28\text{ °C}$ que a su vez es la temperatura nominal de la rama 1, respecto a la temperatura a la salida del evaporador T_{12} será la correspondiente a la temperatura de la rama “2” la cual debe cumplir como condición que al mezclarse el flujo de la rama 2 con el de la rama 1 se obtenga en la rama 3 una temperatura nominal de 27 °C.

Dónde:

T_{11} : Temperatura del fluido de trabajo a la entrada del evaporador.

T_{12} : Temperatura del fluido de trabajo a la salida del evaporador.

7.3. Consideraciones de diseño.

El par de sustancias a utilizar en el diseño del ciclo de absorción es el bromuro de litio y agua, debido a que se trabajará en el evaporador a temperaturas arriba de los 0.0 °C y bajo dichas condiciones de operación el par bromuro de litio agua ha demostrado ser la mejor opción.

Se supone que el ciclo de absorción opera únicamente en dos niveles de presión, el lado de alta presión está formado por el generador y el condensador, mientras que el lado de baja presión está formado por el absorbedor y el evaporador. El nivel de alta presión corresponde a la presión de líquido saturado a la temperatura de operación del

condensador, mientras que el nivel de baja presión corresponde al valor de la presión de vapor saturado a la temperatura de operación del evaporador.

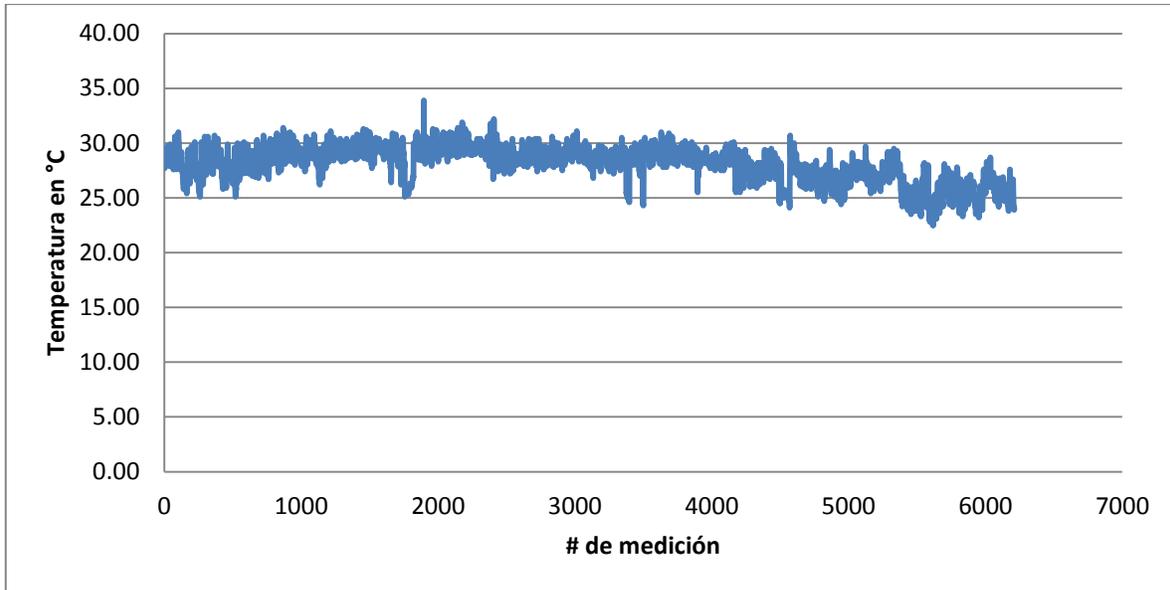


Figura 7.3 Comportamiento de la temperatura del flujo de salida de la torres de enfriamiento durante el año 2010.

Para fijar la temperatura a la salida del condensador del sistema de absorción se tiene en cuenta que es necesario que exista un gradiente térmico considerable entre esta temperatura y la temperatura de entrada del circuito de enfriamiento suponiendo que el circuito de enfriamiento del condensador también usa el agua proveniente de una torre de enfriamiento es prudente fijar la temperatura de este elemento en un valor nominal de 45°C , lo cual da una diferencia de 17°C con la temperatura nominal de salida de la torre de enfriamiento y tomando en cuenta que la temperatura máxima que se registró a la salida de la torre de enfriamiento durante el 2010 fue de 33.9°C se espera que la diferencia mínima que pueda presentarse entre estos dos flujos sea de 11.1°C , de este modo se tiene que $T_9 = 45^{\circ}\text{C}$ y $T_{11} = 28^{\circ}\text{C}$. Respecto a la temperatura nominal de operación del evaporador, esta se fija como $T_1 = T_{12} - 5^{\circ}\text{C}$ (ver figura 6.1).

El vapor de refrigerante abandona el generador como vapor de agua pura con la misma temperatura de saturación de la solución débil de bromuro de litio en el nivel de alta presión, por lo tanto, la temperatura del refrigerante se hace más alta que la

temperatura de saturación del vapor de agua llevando al refrigerante a un estado sobrecalentado.

Los niveles de concentración tanto en el absorbedor como en el generador son restringidos por los rangos de aplicación de las ecuaciones a utilizar, esas ecuaciones son presentadas a continuación:

a) Ecuaciones temperatura vrs concentración.

$$T_s = \sum_0^3 B_n x^n + T_r \sum_0^3 A_n x^n \quad (7.1)$$

$$T_r = \frac{T_s - \sum_0^3 B_n x^n}{\sum_0^3 A_n x^n} \quad (7.2)$$

Donde:

x : Es la concentración en peso de bromuro de litio

T_s : Temperatura de la solución en °C

T_r : Temperatura del refrigerante en °C

Valores de las constantes:

$A_0 = -2.00755$	$B_0 = 124.937$
$A_1 = 0.16976$	$B_1 = -7.71649$
$A_2 = -3.133362x10^{-3}$	$B_2 = 0.152286$
$A_3 = 1.97668x10^{-5}$	$B_3 = -7.95090x10^{-4}$

Rango de aplicación.

$$-15 < T_r < 110 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$5 < T_s < 175 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$45 < x < 70\% \text{ LiBr}$$

b) Ecuación presión-temperatura del refrigerante.

$$\text{Log}(P) = C + \frac{D}{T_r} + \frac{E}{T_r^2} \quad (7.3)$$

Donde:

P : Presión de saturación en kPa .

T_r : Temperatura del refrigerante en K

Valor de las constantes:

$$C = 7.05$$

$$D = -1596.49$$

$$E = -104095.5$$

Rango de operación:

$$260 < T_r < 380 \text{ K}$$

$$45 < x < 70\% \text{ LiBr}$$

c) Ecuación entalpía, temperatura y concentración.

$$h_s = \sum_0^4 A_n X^n + t_s \sum_0^4 B_n X^n + t_s^2 \sum_0^4 C_n X^n \quad (7.4)$$

Donde:

h_s : Entalpía específica en kJ/kg

t_s : Temperatura de la solución

x : Concentración en % de *LiBr*

Valores de las constantes:

$A_0 = -2024.33$	$B_0 = 18.2829$	$C_0 = -3.7008214x10^{-2}$
$A_1 = 163.309$	$B_1 = -1.1691757$	$C_1 = 2.8877666x10^{-3}$
$A_2 = -4.88161$	$B_2 = 3.24804184x10^{-2}$	$C_2 = -8.1313015x10^{-5}$
$A_3 = 6.302948x10^{-2}$	$B_3 = -4.034184x10^{-4}$	$C_3 = 9.9116628x10^{-7}$
$A_4 = -2.913705x10^{-4}$	$B_4 = 1.8520569x10^{-6}$	$C_4 = -4.441207x10^{-9}$

Rango de aplicación:

$$40 < x < 70\% \text{ LiBr}$$

$$15 < t_s < 165 \text{ }^\circ\text{C}$$

Respetando las limitantes impuestas por las ecuaciones anteriores y alejándonos de la línea de cristalización (ver figura 2.23) se fijara un valor de 50% de *LiBr* como concentración débil y de 62% de *LiBr* como concentración fuerte.

Esto es:

$$x_{sol,debil} = 50\%$$

$$x_{sol,fuerte} = 62\%$$

Donde:

$x_{sol,debil}$: Concentración de la solución débil

$x_{sol,fuerte}$: Concentración de la solución fuerte.

Respecto a la temperatura del flujo de alimentación en el generador esta será proveniente de pozos geotérmicos de baja entalpía los cuales debido a este hecho no son utilizados para la generación eléctrica, sin embargo pueden aportar suficiente calor en el generador para lograr mantener la operación del sistema de absorción y de este modo hacer uso de esta forma de energía que de otra manera no se estaría aprovechando. La temperatura de estos pozos oscilan entre los 130 °C y los 160 °C.

Aunque en un principio se había planteado que se evaluarían diferentes alternativas como fuentes de calor para el generador, algunos cálculos preliminares mostraron que la cantidad de calor que hay que aportar en este elemento relativamente grande por lo que resulta poco viable económicamente tratar de aportar el calor necesario por medios de técnicas de aprovechamiento solar.

7.4. Diseño termodinámico de las unidades generadoras 1 y 2.

Como se detalló con anterioridad el caudal o flujo volumétrico que se maneja en cada una de estas unidades es de $4300\text{m}^3/\text{h}$ y la temperatura promedio registrada a la salida de las torres de enfriamiento en el año 2010 fue de 28 °C.

Debido a que las condiciones de operación de ambas unidades son las mismas, los cálculos se efectuarán solo para la unidad 1 y las características termodinámicas del sistema de absorción de la unidad 2 se consideran como una réplica de la primera.

7.4.1. Cálculo de la carga térmica.

La carga térmica es el calor que debe remover el evaporador, en este caso para bajar la temperatura de retorno al condensador de la turbina desde 28 °C a 27 °C. Con el fin de reducir las dimensiones del evaporador del sistema de absorción, los $4300\text{m}^3/\text{h}$ serán ramificados haciendo pasar $500\text{m}^3/\text{h}$ por el evaporador del sistema de absorción llevando este último flujo a una temperatura tal que al mezclarlos con los $3800\text{m}^3/\text{h}$ restantes se obtenga la temperatura deseada (ver figura 7.4).

Efectuando un balance de energético:

$$\dot{E}_{ent} = \dot{E}_{sal}$$

$$\dot{m}'_1 h'_1 + \dot{m}'_2 h'_2 = \dot{m}'_3 h'_3$$

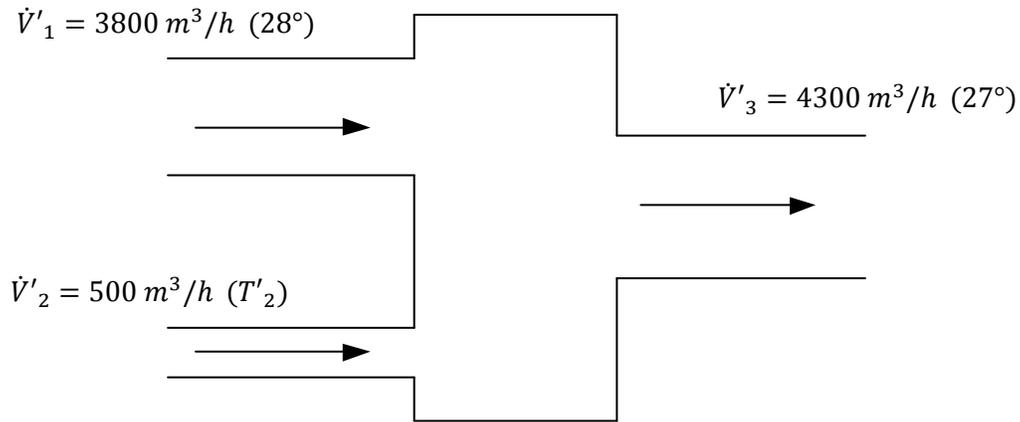


Figura 7.4 Cámara de mezcla del flujo refrigerado y del flujo sin refrigerar para las unidades 1 y 2.

Para obtenerlos flujos máxicos, basta con multiplicar los flujos volumétricos por sus respectivos caudales y tomando en cuenta que la presión a la salida de la torre de enfriamiento es ligeramente mayor a la presión atmosférica y que el fluido es agua en estado líquido es razonable suponer un valor de densidad ρ_{H_2O} igual a 1000 kg/m^3 de este modo:

$$\dot{m}'_1 = \dot{V}'_1 \rho_{H_2O}$$

$$\dot{m}'_1 = \left(3800 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) \left(1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \left(\frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \right)$$

$$\dot{m}'_1 = 1055.6 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}'_2 = \dot{V}'_2 \rho_{H_2O}$$

$$\dot{m}'_2 = \left(500 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) \left(1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \left(\frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \right)$$

$$\dot{m}'_2 = 138.89 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}'_3 = \dot{V}'_3 \rho_{H_2O}$$

$$\dot{m}'_3 = \left(4300 \frac{m^3}{h}\right) \left(1000 \frac{kg}{m^3}\right) \left(\frac{1 h}{3600 s}\right)$$

$$\dot{m}'_3 = 1194.4 \frac{kg}{s}$$

Respecto a h'_1 es la entalpía de líquido saturado a 28 °C y h'_3 es la entalpía de líquido saturado a 27 °C, de este modo la única incógnita es h'_2 que es la entalpía correspondiente a la temperatura que hay que llevar a \dot{V}'_2 para tener un \dot{V}'_3 con una temperatura de 27 °C.

Despejando h'_2 :

$$h'_2 = \frac{\dot{m}'_3 h'_3 - \dot{m}'_1 h'_1}{\dot{m}'_2}$$

$$h'_2 = \frac{\left(1194.4 \frac{kg}{s}\right) \left(113.19 \frac{kJ}{kg}\right) - \left(1055.6 \frac{kg}{s}\right) \left(117.38 \frac{kJ}{kg}\right)}{\left(138.89 \frac{kg}{s}\right)}$$

$$h'_2 = 81.272 \frac{kJ}{kg}$$

Un valor de entalpía de 81.272 kJ/kg corresponde a una temperatura de aproximadamente 19.37 °C, por lo cual para efectos de diseño la temperatura T'_2 será igual a 19 °C, de este modo con la finalidad de garantizar una buena transferencia de calor se fija la temperatura de evaporador en 14 °C.

Refiriéndonos a la figura 7.1 se tiene:

$$T_{11} = 28 \text{ °C}$$

$$T_{12} = 19 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{11} = 117.38 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{12} = 79.728 \text{ kJ/kg}$$

Con estos datos se procede a calcular la carga térmica.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}'_2 (h_{11} - h_{12})$$

$$\dot{Q}_{evap} = \left(138.89 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \left(117.38 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 79.728 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$$

$$\dot{Q}_{evap} = 6062.8 \text{ kW}$$

7.4.2. Determinación de los flujos másicos.

Para $T_9 = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ se tiene:

$$P_9 = P_{sat} = 9.5953 \text{ kPa}$$

$$h_9 = h_f = 188.44 \text{ kJ/kg}$$

Para $T_1 = 14 \text{ }^\circ\text{C}$ se tiene:

$$P_1 = P_{sat} = 1.6102 \text{ kPa}$$

$$h_1 = h_g = 2526.5 \text{ kJ/kg}$$

El proceso del punto 9 al punto 10 es isoentálpico, con lo que se define el punto 10 de la siguiente manera:

$$h_{10} = h_9 = 188.44 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{10} = T_1 = 14 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_{10} = P_1 = 1.6102 \text{ kPa}$$

Mediante el conocimiento de la carga térmica y el cambio de entalpía que sufre el fluido de trabajo a través del evaporador, se calcula el flujo de refrigerante puro:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_{10})$$

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{(h_1 - h_{10})}$$

$$\dot{m}_{ref} = \frac{6062.8 \text{ kw}}{\left(2526.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 188.44 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)}$$

$$\dot{m}_{ref} = 2.59 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Dónde:

\dot{Q}_{evap} : Carga térmica del evaporador

\dot{m}_{ref} : Flujo másico del refrigerante puro.

Nota: en los puntos 8, 9, 10 y 1 circula refrigerante puro (ver figura 7.1)

Aplicando un balance de masa en el generador se llega a la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{ref} + \dot{m}_{sol, fuerte} = \dot{m}_{sol, debil} \quad (7.5)$$

Recordando que la concentración indica el porcentaje de masa de absorbente por solución, se concluye que:

$$x_{sol,debil} \dot{m}_{sol,debil} = x_{sol,fuerte} \dot{m}_{sol,fuerte} \quad (7.6)$$

Simultaneando “7.5” y “7.6” se llega a:

$$\dot{m}_{sol,debil} = \frac{\dot{m}_{ref}}{1 - \frac{x_{sol,debil}}{x_{sol,fuerte}}}$$

$$\dot{m}_{sol,debil} = \frac{2.59 \frac{kg}{s}}{1 - \frac{0.5}{0.62}}$$

$$\dot{m}_{sol,debil} = 13.38 \frac{kg}{s}$$

Sustituyendo $\dot{m}_{sol,debil}$ en “7.5” o “7.6” y resolviendo se llega a:

$$\dot{m}_{sol,fuerte} = 10.79 \frac{kg}{s}$$

Dónde:

$\dot{m}_{sol,fuerte}$: Flujo másico de la solución fuerte.

$\dot{m}_{sol,debil}$: Flujo másico de la solución débil.

Las demás variables empleadas se han definido con anterioridad.

El $\dot{m}_{sol,debil}$ se presenta en los puntos 2, 3 y 4; mientras el $\dot{m}_{sol,fuerte}$ en los puntos 5, 6 y 7.

7.4.3. Caracterización del evaporador.

Este dispositivo ha sido analizado en múltiples ocasiones en apartados anteriores, sin embargo por fines prácticos se muestra un resumen de las condiciones de operación de él.

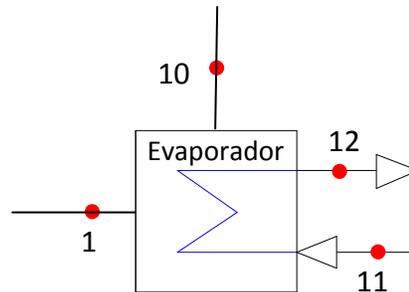


Figura 7.5 Representación esquemática del evaporador del sistema de refrigeración por absorción.

Datos:

$$P_{evap} = 1.6102 \text{ kPa}$$

$$T_1 = 14 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_1 = 2526.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_{10} = 14 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{10} = 188.44 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{11} = 117.38 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_{11} = 28 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{11} = 117.38 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_{12} = 19 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{12} = 79.728 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

7.4.4. Caracterización del absorbedor.

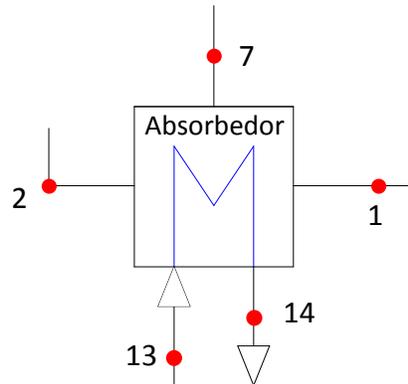


Figura 7.6 Representación esquemática del absorbedor del sistema de refrigeración por absorción.

Datos:

$$P_{absorvedor} = 1.6102 \text{ kPa}$$

$$T_{sat} = 14 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$x_2 = 50 \%$$

$$x_7 = 62 \%$$

a) Cálculo de la temperatura de solución en el punto 2 y su respectiva entalpía.

Empleando la ecuación 7.1

$$T_2 = \Sigma_o^3 B_n (50)^n + (14 \text{ }^\circ\text{C}) \Sigma_o^3 A_n (50)^n$$

$$T_2 = 36.09 \text{ }^\circ\text{C}$$

Empleando la ecuación 7.4

$$h_2 = \Sigma_0^4 A_n (50)^n + (36.09 \text{ }^\circ\text{C}) \Sigma_0^4 B_n (50)^n + (36.09 \text{ }^\circ\text{C})^2 \Sigma_0^4 C_n (50)^n$$

$$h_2 = 73.43 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

b) Cálculo de la temperatura de solución en el punto 7.

Empleando la ecuación 7.1

$$T_7 = \Sigma_0^3 B_n (62)^n + (14 \text{ }^\circ\text{C}) \Sigma_0^3 A_n (62)^n$$

$$T_7 = 58.98 \text{ }^\circ\text{C}$$

Respecto a la entalpía del punto 7 ésta es igual a la entalpía del punto 6, por lo cual será determinada posteriormente en la etapa de caracterización del intercambiador de calor de solución.

7.4.5. Dimensionamiento de la bomba.

La potencia consumida por la bomba está dada por la siguiente ecuación (ver figura 7.1).

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_{sol,debil} v_{sol,debil} (P_3 - P_2)$$

$$\dot{W}_{bomba} = \frac{\dot{m}_{sol,debil} (P_3 - P_2)}{\rho_{sol,debil}} \quad (7.7)$$

Para obtener el valor de $\rho_{sol,debil}$ utilizaremos el gráfico de la figura 7.7. Con una concentración de $x_{sol,debil} = 50\%$ y una temperatura de 39.09°C se tiene un valor de $\rho_{sol,debil} \approx 1520 \text{ kg/m}^3$.

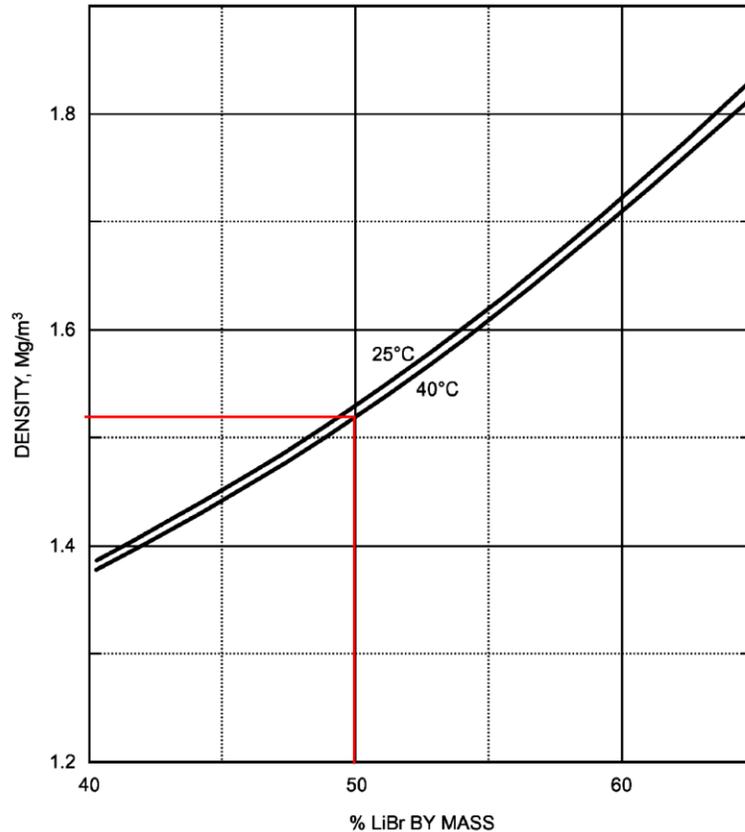


Figura 7.7 Densidad específica de las soluciones acuosas de bromuro de litio. (Capítulo 29 de ASHRAE 2009, figura 1)

Otro punto que cabe destacar es que la temperatura del punto 3 es la misma que la del punto 2, la presión en 3 corresponde a la presión del lado de alta y la presión 2 a la presión del lado de baja.

Sustituyendo en "7.7":

$$\dot{w}_{bomba} = \frac{\left(13.38 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) (9.5953 \text{ kPa} - 1.6102 \text{ kPa})}{1520 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$\dot{w}_{bomba} = 0.07029 \text{ kw}$$

$$\dot{w}_{bomba} \cong 70.3 \text{ w}$$

Calculando h_3 se tiene:

$$\dot{m}_{sol,debil} h_3 = \dot{m}_{sol,debil} h_2 + \dot{w}_{bomba}$$

$$h_3 = h_2 + \frac{\dot{w}_{bomba}}{\dot{m}_{sol,debil}}$$

$$h_3 = 73.43 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + \frac{(0.07003 \text{ kw})}{\left(13.38 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)}$$

$$h_3 = 73.435 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \approx 73.44 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

De lo que puede concluirse que la potencia consumida en la bomba para un sistema de absorción es despreciable.

7.4.6. Caracterización del generador.

Datos:

$$\rho_{generador} = 9.5953 \text{ kPa}$$

$$T_{sol} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$x_5 = 62 \% \text{ LiBr}$$

$$x_4 = 50 \% \text{ LiBr}$$

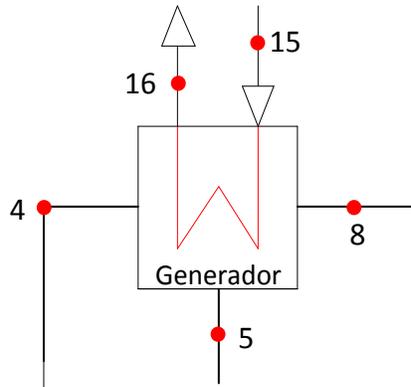


Figura 7.8 Representación esquemática del generador del sistema de refrigeración por absorción.

Calculando la temperatura de solución en el punto 5 y su respectiva entalpía.

Empleando la ecuación 7.1:

$$T_5 = \Sigma_0^3 B_n (62)^n + (45 \text{ °C}) \Sigma_0^3 A_n (62)^n$$

$$T_5 = 95.69 \text{ °C}$$

Empleando la ecuación 7.4:

$$h_5 = \Sigma_0^4 A_n (62)^n + (95.69 \text{ °C}) \Sigma_0^4 B_n (62)^n + (95.69 \text{ °C})^2 \Sigma_0^4 C_n (62)^n$$

$$h_5 = 231.30 \frac{kJ}{kg}$$

Nota: el punto 8 será caracterizado durante el análisis del condensador y el punto 4 será calculado al final del análisis del ciclo.

7.4.7. Caracterización del condensador.

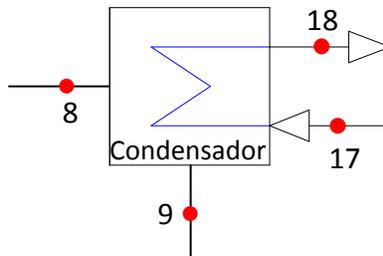


Figura 7.9 Representación esquemática del condensador del sistema de refrigeración por absorción.

El punto 9 ya es conocido por lo tanto el único punto por caracterizar es el punto 8, como se explica en la sección 7.3 el refrigerante abandona el generador a la misma temperatura de saturación de la mezcla débil de $LiBr - H_2O$ por tanto:

$$T_8 = \Sigma_0^3 B_n (50)^n + (45 \text{ °C}) \Sigma_0^3 A_n (50)^n$$

$$T_8 = 70.75 \text{ °C}$$

Debido a que en este punto solo se encuentra presente refrigerante puro, la entalpía del punto 8 es la correspondiente a la entalpía de vapor de agua sobrecalentado.

Con:

$$T_8 = 70.75 \text{ °C}$$

$$P_8 = 9.5953 \text{ kPa}$$

Se tiene:

$$h_8 = 2626.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

7.4.8. Caracterización del intercambiador de calor de solución.

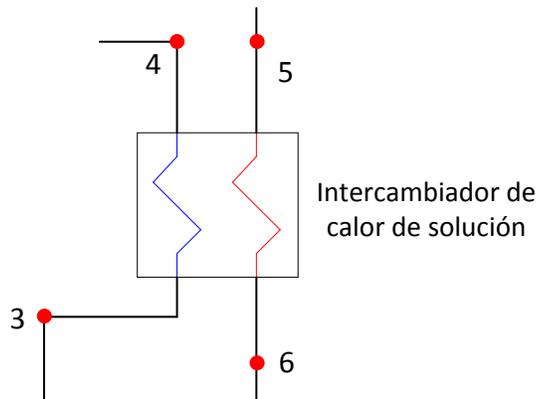


Figura 7.10 Representación esquemática del intercambiador de calor de solución del sistema de refrigeración por absorción.

Para analizar este componente nos valemos del concepto de “eficiencia de intercambio de calor entre las corrientes (P)”. Dicho concepto fue estudiado en el capítulo 3, al aplicarlo a este dispositivo se obtiene:

$$P = \frac{T_6 - T_5}{T_3 - T_5}$$

De donde:

$$T_6 = PT_3 + (1 - P)T_5$$

Para efectos de análisis se asume un valor de $P \approx 0.6$ ya que esta es una cantidad representativa para este tipo de intercambiadores de calor, de este modo:

$$T_6 = (0.6)(36.09 \text{ °C}) + (1 - 0.6)(95.69 \text{ °C})$$

$$T_6 = 59.93 \text{ °C}$$

Aplicando la ecuación 7.4:

$$h_6 = \Sigma_0^4 A_n (62)^n + (59.93 \text{ }^\circ\text{C}) \Sigma_0^4 B_n (62)^n + (59.93 \text{ }^\circ\text{C})^2 \Sigma_0^4 C_n (62)^n$$

$$h_6 = 164.33 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Por tanto:

$$h_7 = h_6 = 164.33 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

7.4.9. Balance energético del ciclo global de refrigeración por absorción.

Aplicando 1º ley de la termodinámica:

$$\dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{abs} + \dot{Q}_{gen} = \dot{w}_{bomba} \quad (7.8)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref}(h_8 - h_9)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \left(2.59 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \left(2626.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 188.44 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$$

$$\dot{Q}_{cond} = 6315.6 \text{ kw}$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{ref}h_1 + \dot{m}_{sol, fuerte}h_7 - \dot{m}_{sol, debil}h_2$$

$$\dot{Q}_{abs} = \left(2.59 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \left(2526.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) + \left(10.79 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \left(164.3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) - \left(13.38 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \left(73.43 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$$

$$\dot{Q}_{abs} = 7333.9 \text{ kw}$$

Sustituyendo en 7.8:

$$\dot{Q}_{gen} = 7333.9 \text{ kw} + 6315.6 \text{ kw} - 6062.8 \text{ kw} + 0.0703 \text{ kw}$$

$$\dot{Q}_{gen} = 7586.77 \text{ kw}$$

Además:

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_{ref}h_8 + \dot{m}_{sol,fuerte}h_5 - \dot{m}_{sol,debil}h_4$$

$$h_4 = \frac{\dot{m}_{ref}h_8 + \dot{m}_{sol,fuerte}h_5 - \dot{Q}_{gen}}{\dot{m}_{sol,debil}}$$

$$h_4 = \frac{\left(2.59 \frac{kg}{s}\right)\left(2626.9 \frac{kJ}{kg}\right) + \left(10.79 \frac{kg}{s}\right)\left(231.30 \frac{kJ}{kg}\right) - (7586.77 \text{ kw})}{\left(13.38 \frac{kg}{s}\right)}$$

$$h_4 \approx 128.00 \frac{kJ}{kg}$$

Empleando la ecuación 7.4 y resolviendo:

$$128.00 \frac{kJ}{kg} = \Sigma_o^4 A_n (50)^n + (T_4) \Sigma_o^4 B_n (50)^n + (T_4)^2 \Sigma_o^4 C_n (50)^n$$

$$T_4 = 60.96 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ahora que se tienen caracterizados todos los puntos del ciclo, puede ser calculada la interacción de calor entre la solución débil y fuerte en el intercambiador de solución.

$$\dot{Q}_{sol} = \dot{m}_{solu,debil}(h_4 - h_3)$$

$$\dot{Q}_{sol} = \left(13.38 \frac{kg}{s}\right) \left(128.01 \frac{kJ}{kg} - 73.44 \frac{kJ}{kg}\right)$$

$$\dot{Q}_{sol} = 730.15 \text{ kW}$$

Para medir el desempeño del sistema de refrigeración por absorción se calcula el coeficiente de Performance, el cual está dado por:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{gen} + \dot{w}_{bomba}}$$

$$COP = \frac{6062.80 \text{ kW}}{7586.77 \text{ kW} + 0.0703 \text{ kW}}$$

$$COP = 0.79912 \approx 0.8$$

Un $COP \approx 0.8$ es un valor bastante razonable ya que el valor de este parámetro para las unidades comerciales efectivamente ronda por los 0.8.

7.5. Diseño termodinámico de la unidad 3.

En el caso de esta unidad generadora su temperatura promedio registrada para el año 2010 fue al igual que las otras dos de 28 °C, sin embargo el caudal que esta maneja es mayor siendo este de 5800 m³/h.

7.5.1. Calculo de la carga térmica.

Al igual que en el caso de la unidades generadoras “1” y “2”, el caudal total de esta tercera unidad también se ramificará con el fin de disminuir las dimensiones de los intercambiadores de calor. La propuesta para esta unidad es mostrada en la figura 6.10 y los objetivos de ella son los mismos que se plantearon en el contenido 6.4.1.

Aplicando balance energético y de masa:

$$\begin{aligned}\dot{E}_{ent} &= \dot{E}_{sal} \\ \dot{m}_1'' h_1'' + \dot{m}_2'' h_2'' &= \dot{m}_3'' h_3''\end{aligned}$$

Despejando:

$$h_2'' = \frac{\dot{m}_3'' h_3'' - \dot{m}_1'' h_1''}{\dot{m}_2''}$$

Encontrando flujos máxicos:

$$\dot{m}_1'' = \dot{V}_1'' \rho_{H_2O}$$

$$\dot{m}_1'' = \left(5125 \frac{m^3}{h}\right) \left(1000 \frac{kg}{m^3}\right) \left(\frac{1 h}{3600 s}\right)$$

$$\dot{m}_1'' = 1423.60 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_2'' = \dot{V}_2'' \rho_{H_2O}$$

$$\dot{m}_2'' = \left(675 \frac{m^3}{h}\right) \left(1000 \frac{kg}{m^3}\right) \left(\frac{1 h}{3600 s}\right)$$

$$\dot{m}_2'' = 187.50 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_3'' = \dot{V}_3'' \rho_{H_2O}$$

$$\dot{m}_3'' = \left(5800 \frac{m^3}{h} \right) \left(1000 \frac{kg}{m^3} \right) \left(\frac{1 h}{3600 s} \right)$$

$$\dot{m}_3'' = 1611.10 \frac{kg}{s}$$

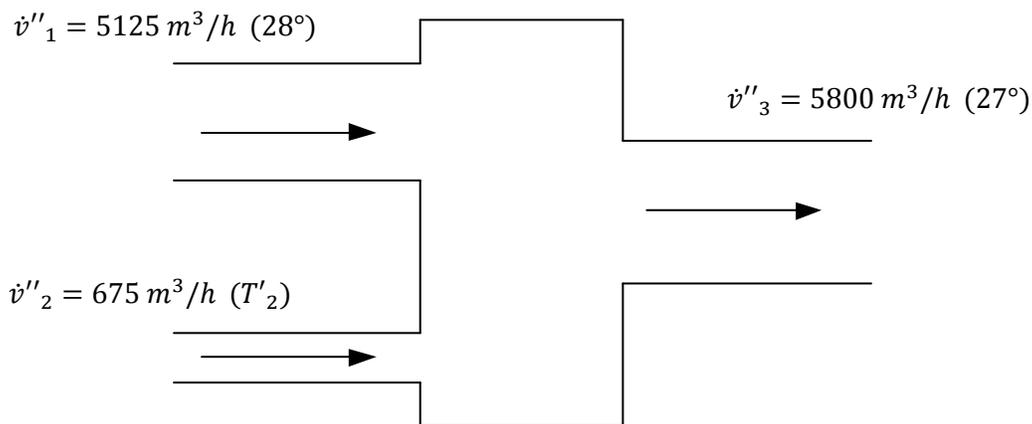


Figura 7.11 Cámara de mezcla del flujo refrigerado y del flujo sin refrigerar para las unidades 3.

Sustituyendo datos:

$$h_2'' = \frac{\left(1611.10 \frac{kg}{s} \right) \left(113.19 \frac{kJ}{kg} \right) - \left(1423.60 \frac{kg}{s} \right) \left(117.38 \frac{kJ}{kg} \right)}{\left(187.50 \frac{kg}{s} \right)}$$

$$h_2'' = 81.38 \frac{kJ}{kg}$$

Este valor de h_2'' es bastante similar al h_2' , por lo que también es razonable asumir un valor de T_2'' igual a 19 °C y una temperatura en el evaporador de 14 °C, dando esto como resultado condiciones de operación muy similares a las encontradas para las otras dos unidades.

Así:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_2''(h_{11} - h_{12})$$

$$\dot{Q}_{evap} = \left(187.50 \frac{kg}{s}\right) \left(117.38 \frac{kJ}{kg} - 79.728 \frac{kJ}{kg}\right)$$

$$\dot{Q}_{evap} = 7059.8 \text{ kw}$$

7.5.2. Determinación de los flujos másicos.

Para el cálculo de los flujos másicos en los diferentes puntos del circuito de refrigeración por absorción destinados a la unidad generadora 3 se efectúan las mismas consideraciones que en el caso de las otras dos unidades generadoras, además de tener las mismas condiciones de operación, teniendo como única variante el incremento en la carga térmica.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_{10})$$

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{(h_1 - h_{10})}$$

$$\dot{m}_{ref} = \frac{7059.8 \text{ kw}}{\left(2526.5 \frac{kJ}{kg} - 188.44 \frac{kJ}{kg}\right)}$$

$$\dot{m}_{ref} = 3.00 \frac{kg}{s}$$

Valiéndonos de las ecuaciones “7.5” y “7.6” tenemos:

$$\dot{m}_{ref} + \dot{m}_{sol,fuerte} = \dot{m}_{sol,debil}$$

$$x_{sol,debil} \dot{m}_{sol,debil} = x_{sol,fuerte} \dot{m}_{sol,fuerte}$$

$$\dot{m}_{sol,debil} = \frac{\dot{m}_{ref}}{1 - \frac{x_{sol,debil}}{x_{sol,fuerte}}}$$

$$\dot{m}_{sol,debil} = \frac{3.00 \frac{kg}{s}}{1 - \frac{0.5}{0.62}}$$

$$\dot{m}_{sol,debil} = 15.50 \frac{kg}{s}$$

Y utilizando las mismas ecuaciones obtenemos también:

$$\dot{m}_{sol,fuerte} = \left(\frac{x_{sol,debil}}{x_{sol,fuerte}} \right) \dot{m}_{sol,debil}$$

$$\dot{m}_{sol,fuerte} = \left(\frac{0.5}{0.62} \right) \left(15.50 \frac{kg}{s} \right)$$

$$\dot{m}_{sol,fuerte} = 12.50 \frac{kg}{s}$$

7.5.3. Caracterización de los diversos componentes del sistema de absorción.

La mayoría de las propiedades termodinámicas en los diferentes puntos de operación del ciclo de absorción para la unidad generadora 3 se mantienen igual a las propiedades del

ciclo de operación de las dos anteriores a excepción de las propiedades del punto 4 ya que estas dependen del flujo de calor que se aporta en el generador.

Otros de los parámetros que también varían son el intercambio de calor en los diferentes componentes del sistema, la potencia demandada por la bomba y el COP; por lo que los cálculos se enfocarán en encontrar estos parámetros.

a) Dimensionamiento de la bomba para la unidad “3”.

Se tienen las mismas condiciones que para el caso de las unidades generadoras 1 y 2 a excepción del flujo másico de solución débil, por tanto basándonos en el diagrama de la figura 7.7 se tiene:

$$\dot{w}_{bomba} = \frac{\dot{m}_{sol,debil}(P_3 - P_2)}{\rho_{sol,debil}}$$

$$\dot{w}_{bomba} = \frac{\left(15.5 \frac{kg}{s}\right) (9.5953 \text{ kPa} - 1.6102 \text{ kPa})}{1520 \frac{kg}{m^3}}$$

$$\dot{w}_{bomba} = 0.0814 \text{ kW}$$

$$\dot{w}_{bomba} = 81.4 \text{ W}$$

b) Balance energético del ciclo global de refrigeración por absorción para la unidad “3”.

$$\dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{abs} + \dot{Q}_{gen} = \dot{w}_{bomba}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref}(h_8 - h_9)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \left(3.00 \frac{kg}{s}\right) \left(2626.9 \frac{kJ}{kg} - 188.44 \frac{kJ}{kg}\right)$$

$$\dot{Q}_{cond} = 7315.4 \text{ kw}$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{ref}h_1 + \dot{m}_{sol,fuerte}h_7 - \dot{m}_{sol,debil}h_2$$

$$\dot{Q}_{abs} = \left(3.00 \frac{kg}{s}\right) \left(2526.5 \frac{kJ}{kg}\right) + \left(12.5 \frac{kg}{s}\right) \left(164.3 \frac{kJ}{kg}\right) - \left(15.5 \frac{kg}{s}\right) \left(73.43 \frac{kJ}{kg}\right)$$

$$\dot{Q}_{abs} = 8495.1 \text{ kw}$$

Sustituyendo en "7.8":

$$\dot{Q}_{gen} = 8495.1 \text{ kw} + 7315.4 \text{ kw} - 7059.8 \text{ kw} + 0.0814 \text{ kw}$$

$$\dot{Q}_{gen} = 8750.62 \text{ kw}$$

Además:

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_{ref}h_8 + \dot{m}_{sol,fuerte}h_5 - \dot{m}_{sol,debil}h_4$$

$$h_4 = \frac{\dot{m}_{ref}h_8 + \dot{m}_{sol,fuerte}h_5 - \dot{Q}_{gen}}{\dot{m}_{sol,debil}}$$

$$h_4 = \frac{\left(3.00 \frac{kg}{s}\right) \left(2626.9 \frac{kJ}{kg}\right) + \left(12.5 \frac{kg}{s}\right) \left(231.30 \frac{kJ}{kg}\right) - (8750.62 \text{ kw})}{\left(15.5 \frac{kg}{s}\right)}$$

$$h_4 = 130.41 \frac{kJ}{kg}$$

Empleando la ecuación 7.4 y resolviendo:

$$130.41 \frac{kJ}{kg} = \Sigma_0^4 A_n (50)^n + (T_4) \Sigma_0^4 B_n (50)^n + (T_4)^2 \Sigma_0^4 C_n (50)^n$$

$$T_4 = 62.06 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ahora que se tienen caracterizados todos los puntos del ciclo de operación de la unidad generadora 3, puede ser calculada la interacción de calor entre la solución débil y fuerte en el intercambiador de solución.

$$\dot{Q}_{sol} = \dot{m}_{sol,debil}(h_4 - h_3)$$

$$\dot{Q}_{sol} = \left(15.5 \frac{kg}{s}\right) \left(130.41 \frac{kJ}{kg} - 73.44 \frac{kJ}{kg}\right)$$

$$\dot{Q}_{sol} = 883.2 \text{ kW}$$

También es necesario medir el coeficiente de desempeño de esta unidad generadora por lo que a continuación de calcula el *COP* de esta:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{gen} + \dot{w}_{bomba}}$$

$$COP = \frac{7059.80 \text{ kW}}{8750.62 \text{ kW} + 0.0814 \text{ kW}}$$

$$COP = 0.807 \approx 0.8$$

El COP para esta unidad resulto en un valor cercano a 0.8, dicho resultado era de esperarse ya que las condiciones de operación son bastante similares a las condiciones de las otras dos unidades.

7.6. Cálculo del flujo másico de los circuitos externos al sistema de refrigeración por absorción.

a) Para el absorbedor de la unidad 1 y 2.

Los únicos datos disponibles en cuanto al agua de enfriamiento del absorbedor son $T_{13} = 28\text{ °C}$ y $T_{14} = 23\text{ °C}$, sin embargo para que el estado de una sustancia quede completamente definido se necesitan conocer dos de sus propiedades (tres en el caso de la zona de mezcla) por lo que parecería que no se dispone de información suficiente para calcular las propiedades de este flujo, no obstante para dar solución a esta dificultad se tiene en cuenta que el agua de los circuitos de enfriamiento se encuentra en estado líquido por lo que es razonable suponer que las propiedades de esta corresponden aproximadamente a las de líquido saturado a la temperatura indicada, de este modo se tiene:

Para $T_{13} = 28\text{ °C}$ se tiene $h_{13} \approx h_f = 117.37\text{ kJ/kg}$

Para $T_{14} = 23\text{ °C}$ se tiene $h_{14} \approx h_f = 97.86\text{ kJ/kg}$

Ahora para el flujo másico del agua de enfriamiento del absorbedor se tiene:

$$\dot{m}_{agua} = \frac{7333.9\text{ kW}}{(117.37 - 97.86)\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$\dot{m}_{agua} = 350.70\frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

b) Para el condensador de la unidad 1 y 2.

Dado que las temperaturas del agua de enfriamiento a la entrada y a la salida del condensador y absorbedor son iguales; ya que como intercambiadores de calor trabajarán en paralelo, se tiene:

Para $T_{17} = 28\text{ °C}$ se tiene $h_{17} \approx h_{13} = 117.37\text{ kJ/kg}$

Para $T_{18} = 33\text{ °C}$ se tiene $h_{18} \approx h_{14} = 138.28\text{ kJ/kg}$

Ahora para el flujo másico del agua de enfriamiento del condensador se tiene:

$$\dot{m}_{agua} = \frac{6315.6\text{ kw}}{(138.28 - 117.37) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$\dot{m}_{agua} = 302.00 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

c) Para el Generador de la unidad 1 y 2.

Como ya se mencionó en apartados anteriores, el fluido endógeno que aporta el calor al generador se encuentra a una temperatura que varía entre 130 °C y 160 °C . Ya se mencionó también que el sistema se debe diseñar para las condiciones más desfavorables, es decir; la temperatura mínima a la que se puede extraer este fluido la cual es de 130 °C , en base a este dato se realizará los cálculos necesarios para encontrar el flujo másico de fluido endógeno que se necesita extraer de los pozos para lograr la aportación de calor que demanda el generador. Además se sabe que este fluido al estar a gran profundidad y presión se encuentra como líquido comprimido, por lo tanto sus propiedades dependen en su mayoría de la temperatura; para el caso se considera que su entalpía es aproximadamente igual a la entalpía de líquido saturado de este modo:

Para $T_{15} = 130\text{ }^{\circ}\text{C}$; $h_{15} \approx h_f = 546.38\text{ kJ/kg}$

Para $T_{16} = 105\text{ }^{\circ}\text{C}$; $h_{16} \approx h_f = 440.28\text{ kJ/kg}$

Se tiene entonces:

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{7586.6\text{ kw}}{(546.38 - 440.28) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$\dot{m}_{vapor} = 71.5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

d) Para el absorbedor de la unidad 3.

El análisis que se efectuó en el absorbedor de las unidades generadoras “1” y “2” también es válido para la unidad “3”, lo mismo se puede afirmar para el caso del condensador y generador; ya que los datos son los mismos excepto por el calor que hay que remover y aportar en los mismos.

Es decir:

Para $T_{13} = 28\text{ }^{\circ}\text{C}$ se tiene $h_{13} \approx h_f = 117.37\text{ kJ/kg}$

Para $T_{14} = 33\text{ }^{\circ}\text{C}$ se tiene $h_{14} \approx h_f = 138.28\text{ kJ/kg}$

Ahora para el flujo másico del agua de enfriamiento del absorbedor se tiene:

$$\dot{m}_{agua} = \frac{8495.1\text{kw}}{(138.28 - 117.37) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$\dot{m}_{agua} = 406.27 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

e) Para el condensador de la unidad 3

Para $T_{17} = 28\text{ °C}$ se tiene $h_{17} \approx h_f = 117.37\text{ kJ/kg}$

Para $T_{18} = 33\text{ °C}$ se tiene $h_{18} \approx h_f = 138.28\text{ kJ/kg}$

Ahora para el flujo másico del agua de enfriamiento del condensador se tiene:

$$\dot{m}_{agua} = \frac{7315.4\text{ kw}}{(138.28 - 117.37) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$\dot{m}_{agua} = 349.85 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

f) Para el Generador de la unidad 3.

Para $T_{15} = 130\text{ °C}$; $h_{15} \approx h_f = 546.38\text{ kJ/kg}$

Para $T_{16} = 105\text{ °C}$; $h_{16} \approx h_f = 440.28\text{ kJ/kg}$

Se tiene entonces:

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{8750.6\text{ kw}}{(546.38 - 440.28) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$\dot{m}_{vapor} = 82.47 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

7.7. Resumen de parámetros de diseño

Tabla 7.1 Resumen de la condiciones de operación de los diferentes sistemas de refrigeración por absorción.

Condiciones de operación	Unidad Generadora 1	Unidad Generadora 2	Unidad Generadora 3
✓ Carga térmica en el evaporador	6062.8 <i>kw</i>	6062.8 <i>kw</i>	7059.8 <i>kw</i>
✓ Flujo de calor que hay que remover del absorbedor	7333.9 <i>kw</i>	7333.9 <i>kw</i>	8495.1 <i>kw</i>
✓ Flujo de calor que demanda el generador	7586.74 <i>kw</i>	7586.77 <i>kw</i>	8750.62 <i>kw</i>
✓ Flujo de calor que hay que remover del condensador	6315.6 <i>kw</i>	6315.6 <i>kw</i>	7315.4 <i>kw</i>
✓ Potencia demandada por la bomba	0.07029 <i>kw</i>	0.07029 <i>kw</i>	0.0814 <i>kw</i>
✓ Intercambiador de Solución	730.15 <i>kw</i>	730.15 <i>kw</i>	883.2 <i>kw</i>
✓ Gasto de agua enfriada en el evaporador	138.89 $\frac{kg}{s}$	138.89 $\frac{kg}{s}$	187.50 $\frac{kg}{s}$
✓ Gasto de agua en el circuito de enfriamiento del absorbedor	350.70 $\frac{kg}{s}$	350.70 $\frac{kg}{s}$	406.27 $\frac{kg}{s}$
✓ Gasto de agua caliente que alimenta al generador	71.5 $\frac{kg}{s}$	71.5 $\frac{kg}{s}$	82.47 $\frac{kg}{s}$
✓ Gasto de agua en el circuito de enfriamiento del Condensador	302.00 $\frac{kg}{s}$	302.00 $\frac{kg}{s}$	349.85 $\frac{kg}{s}$
✓ COP	0.8	0.8	0.8

Es importante recalcar que poniendo en operación el SRA para las 3 unidades, se estaría necesitando suministrar al generador 225.47 *kg/s* de agua caliente, que aportara a este aproximadamente 24 *Mw* de calor a una temperatura mínima de 130 °C. La temperatura de alimentación es un parámetro de suma importancia en la operación del SRA, ya que si esta disminuye, la capacidad de refrigeración del sistema disminuye también de manera

considerable, aproximadamente un 12.5% por cada 6 °C de disminución de temperatura de la fuente.

Tabla 7.2 Resumen de parámetros de diseño del sistema de refrigeración para las unidades “1” y “2”.

Punto	Temperatura (°C)	Presión (kPa)	Entalpía ($\frac{kJ}{kg}$)	Flujo másico ($\frac{kg}{s}$)	Concentración $\% \frac{kgLiBr}{kgH_2O}$
1	14	1.6102	2526.5	2.59	-
2	36.09	1.6102	73.43	13.38	50
3	36.09	9.5953	73.44	13.38	50
4	60.96	9.5953	128.01	13.38	50
5	95.69	9.5953	231.30	10.79	62
6	59.93	9.5953	164.33	10.79	62
7	58.98	1.6102	164.33	10.79	62
8	70.75	9.5953	2626.9	2.59	-
9	45	9.5953	188.44	2.59	-
10	14	1.6102	188.44	2.59	-
11	28	-	117.38	138.89	-
12	19	-	79.728	138.89	-
13	28	-	117.38	350.70	-
14	33	-	138.28	350.70	-
15	130	-	546.38	71.50	-
16	105	-	440.28	71.50	-
17	28	-	117.37	302.00	-
18	33	-	138.28	302.00	-

Tabla 7.3 Resumen de parámetros de diseño del sistema de refrigeración para la unidad “3”

Punto	Temperatura (°C)	Presión (kPa)	Entalpía ($\frac{kJ}{kg}$)	Flujo másico ($\frac{kg}{s}$)	Concentración $\% \frac{kgLiBr}{kgH_2O}$
1	14	1.6102	2526.5	3.00	-
2	36.09	1.6102	73.43	15.50	50
3	36.09	9.5953	73.44	15.50	50
4	62.05	9.5953	130.41	15.50	50
5	95.69	9.5953	231.30	12.50	62
6	59.93	9.5953	164.33	12.50	62
7	58.98	1.6102	164.33	12.50	62
8	70.75	9.5953	2626.9	3.00	-
9	45	9.5953	188.44	3.00	-
10	14	1.6102	188.44	3.00	-
11	28	-	117.38	187.50	-
12	19	-	79.728	187.50	-
13	28	-	117.38	406.27	-
14	33	-	138.28	406.27	-
15	130	-	546.38	82.47	-
16	105	-	440.28	82.47	-
17	28	-	117.37	349.85	-
18	33	-	138.28	349.85	-

CAPÍTULO VIII

8.0. DISEÑO MECÁNICO

8.1. Consideraciones de diseño para el dimensionamiento mecánico.

En general el diseño y dimensionamiento de cada uno de los intercambiadores de calor de los sistemas de absorción destinados a controlar la temperatura de condensado de la central geotérmica de Ahuachapán se basan en lo establecido por las normas TEMA.

Referente a la disposición física de los intercambiadores de calor esta obedece a la disposición presentada en la figura 7.1 del capítulo anterior, sin embargo las dimensiones de cada uno de estos intercambiadores de calor difieren bastante unas de las otras, por lo que a lo largo de este capítulo se dimensionaran el área de transferencia de calor de cada uno de estos componentes.

Como se mencionó en el capítulo 7 son tres sistemas de refrigeración por absorción los que deben diseñarse, pero tomando en cuenta que las condiciones de operación de la unidad 1 y la unida 2 son las mismas los cálculos se efectuarán solo para dimensionar la unidad 1 y la unidad 3, respecto a las dimensiones físicas y características constructivas de la unidad 2 se consideran como una réplica de la características y dimensiones de la unidad 1.

Las hipótesis y simplificaciones echas para efectuar el diseño termodinámico siguen siendo válidas para el diseño mecánico, estas hipótesis son las siguientes:

- ✓ El sistema opera en régimen estacionario.
- ✓ Los intercambiadores de calor están bien aislados de los alrededores por lo que solo hay intercambio de calor entre las corrientes de fluido caliente y frío.
- ✓ Las corrientes de salida en el absorbedor, generador, condensador y evaporador están en condiciones de saturación.
- ✓ Los cambios de energía cinética y potencial durante todos los procesos en el ciclo son despreciables.
- ✓ No se consideran pérdidas o ganancias de calor a través de los diferentes accesorios del sistema y tuberías.
- ✓ La expansión en las válvulas de estrangulación se considera isoentálpica.
- ✓ La variación de temperatura del refrigerante en el evaporador es despreciable.

Otro aspecto importante de mencionar es que el diseño mecánico de los intercambiadores de calor se subdivide en:

- ✓ *Diseño térmico.*
- ✓ *Diseño Hidráulico.*
- ✓ *Diseño estructural.*

El diseño térmico de los intercambiadores de calor establece el área necesaria de transferencia de energía térmica para que el equipo cumpla la función a la que está destinado, por lo que esta etapa del diseño mecánico se considera la más crítica en el dimensionamiento de los equipos de transferencia de calor.

El diseño hidráulico puede orientarse de dos maneras. La primera de ellas consiste en adoptar o proponer geometrías para el intercambiador de calor de tal manera que las caídas de presión no excedan los límites establecidos por el proceso mismo. En el segundo caso las caídas de presión no son un factor crítico en el proceso por lo que el diseño mecánico se centra en lograr un buen diseño térmico y partiendo de este, calcular las caídas de presión para dimensionar las bombas. Para el caso particular de este proyecto se adoptará la segunda estrategia ya que en un sistema de refrigeración por absorción las bombas juegan un papel secundario en la operación del ciclo, por lo que el interés se centra en lograr la transferencia de energía térmica requerida.

El diseño estructural consiste en evaluar los esfuerzos mecánicos y térmicos a la que los diferentes componentes de un intercambiador de calor están sometidos, esta etapa del diseño se vuelve crucial cuando en el interior del intercambiador de calor se manejan presiones superiores a las 15 atm y cambios de temperatura superiores a los 150 °C, sin embargo en el caso particular de los sistemas de refrigeración por absorción de bromuro de litio agua, estos trabajan con presiones de vacío y retomando la información de las tablas 7.2 y 7.3 puede verse que en este caso en particular no se tienen cambios de temperatura significativos como para que los esfuerzos térmicos puedan representar un inconveniente; es por todo lo citado anteriormente que el diseño estructural no juega un papel importante para este proyecto, sin embargo si se efectuaran algunas consideraciones estructurales durante las otras dos etapas de diseño (diseño térmico e hidráulico).

Las consideraciones de diseño que se efectuaron en el capítulo anterior siguen siendo válidas, así como las ecuaciones introducidas en dicho capítulo, sin embargo en los análisis de transferencia de calor es necesario conocer otras propiedades de la solución, que no fueron descritas en el capítulo anterior, estas propiedades son: La viscosidad

dinámica μ_s , el calor específico $c_{p,s}$ y la conductividad térmica k_s . A continuación se presentan correlaciones que describen a las propiedades antes citadas, en dichas correlaciones aparece frecuentemente el factor 273.15 esto se debe a que dichas ecuaciones aparecen originalmente en la literatura para que el valor de la temperatura sea introducido en kelvin, sin embargo para homogenizar estas ecuaciones con las presentadas en el capítulo 7 estas son modificadas para que el valor de la temperatura sea introducido en grados Celsius.

a) Ecuación de la densidad, temperatura y concentración.

$$\rho_s = 0.2288x^2 - 6.0579x + 1252.5 - 0.91652667(T_s - 33.1054264) \quad (8.1)$$

Donde:

x : Es la concentración en peso de bromuro de litio

T_s : Temperatura de la solución en °C

ρ_s : Densidad de la solución en kg/m^3

Rango de aplicación: *Queda restringida por el área del grafico mostrada en la figura del anexo 6.1 (Consultar Referencia 4)*

b) Ecuación del calor específico vrs concentración.

El valor del calor específico de la solución depende casi exclusivamente de la concentración variando muy poco con el cambio de otras propiedades, por lo que es razonable modelar es parámetro como dependiente únicamente de la concentración.

$$c_{p,s} = 0.0976x^2 - 37.512x + 3825.4 \quad (8.2)$$

Donde:

x : Es la concentración en peso de bromuro de litio

$c_{p,s}$: Calor específico de la solución en $J/kg K$

Rango de aplicación: *Queda restringida por el área del gráfico mostrada en la figura del anexo 6.2 (Consultar Referencia 4)*

c) Viscosidad dinámica de la solución LiBr – H₂O

$$\mu_s = 0.001EXP \left[A_1 + \frac{A_2}{T_s + 273.15} + A_3 \ln|T_s + 273.15| \right] \quad (8.3)$$

Con:

$$A_1 = -494.122 + 16.3967x - 0.14511x^2$$

$$A_2 = 28606.4 - 934.568x + 8.52755x^2$$

$$A_3 = 70.3848 - 2.35014x + 0.0207809x^2$$

Donde:

x : Es la concentración en peso de bromuro de litio

T_s : Temperatura de la solución en $^{\circ}C$

μ_s : Viscosidad dinámica de la solución en $Pa \cdot s$

Rango de aplicación:

$$45 < x < 65\% LiBr$$

d) Conductividad térmica de la solución.

$$k_s = 0.05[K_1 + (K_2 - K_1)(T_s - 39.85)]; \text{ para } T_s \geq 39.85 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (a)}$$
$$k_s = 0.05[K_1 + (K_3 - K_1)(T_s - 39.85)]; \text{ para } T_s < 39.85 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (b)}$$

(8.4)

Con:

$$K_1 = -0.003081x + 0.62979$$

$$K_2 = -0.003191795x + 0.65388$$

$$K_3 = -0.00291897x + 0.59821$$

Donde:

x : Es la concentración en peso de bromuro de litio

T_s : Temperatura de la solución en $^\circ\text{C}$

k_s : Conductividad térmica de la solución en $W/m^\circ\text{C}$

8.2. Descripción del método de diseño

Del diseño termodinámico se conocen una gran serie de datos tales como: presiones, temperaturas, concentraciones y flujos máscicos de cada una de las corrientes que atraviesan cada intercambiador de calor. Partiendo de dichos datos se calculas las propiedades restantes de las corrientes de fluidos valiéndose de las ecuaciones presentadas hasta el momento en este capítulo.

Luego se asigna que fluido va por los tubos y cual va por la carcasa, para ello se toman en cuenta las recomendaciones sugeridas en las normas TEMA, estas son:

- ✓ El fluido con mayor presión va en los tubos.
- ✓ El fluido más corrosivo circula por los tubos.
- ✓ Los fluidos más sucios van en los tubos.
- ✓ El fluido más caliente va en los tubos.
- ✓ El fluido con menor pérdida de presión va a circular por la carcasa.
- ✓ El fluido a condensar o evaporar va siempre en la carcasa.

Después de haber establecido que fluido va por los tubos, se proceda a escoger el diámetro, el arreglo y el paso de los mismos; para ello también se toman en cuenta las recomendaciones dadas en las normas TEMA. En el caso particular de este proyecto el diámetro de los tubos será para la mayoría de caos de $3/4$ in asignando la célula de los mismos bajos los estándares de la BWG, se prefiere un arreglo triangular en los tubos y un paso de $15/16$ in ya que es la configuración de tubos que para un área de transferencia de calor dada resulta ser la más compacta.

En el caso particular de este proyecto deben diseñarse intercambiadores de calor completamente nuevos, en este tipo de casos el procedimiento consiste en adoptar una determinada geometría para el equipo y partiendo de ella y del conocimiento de las propiedades de las corrientes de fluidos se efectúa un análisis iterativo de verificación. Este análisis de verificación aunque en algunos casos diferirá un poco se llevará a cabo siguiendo los siguientes pasos generales:

1. En función del tipo de fluidos y del conocimiento de las condiciones de proceso se asume un valor aproximado del coeficiente de transferencia de calor global U .
2. Se calcula la diferencia logarítmica media de temperatura como si se tratara de un intercambiador de calor a contra corriente pura, esto mediante la ecuación que fue presentada en el capítulo 3, dicha expresión es:

$$DMLT_{cp} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left| \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right|} \quad (3.17)$$

3. Se selecciona el número de pasos en la carcasa y la configuración del equipo de tal manera que se satisfaga la limitante impuesta por el factor de corrección de la diferencia de temperatura media logarítmica F_t , esta limitante consiste en garantizar que el valor de este factor sea siempre mayor a 0.75. Para el cálculo y verificación de F_t puede hacerse uso de los gráficos proporcionados en el Anexo 11

ó los gráficos del capítulo 3 y si se desea una mayor exactitud valerse de las siguientes ecuaciones

$$F_t = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \frac{\ln \left| \frac{1 - P_x}{1 - R \cdot P_x} \right|}{\ln \left| \frac{\frac{2}{P_x} - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1}}{\frac{2}{P_x} - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1}} \right|}; \text{ para } R \neq 1$$

$$F_t = \frac{\frac{P_x \sqrt{R^2 + 1}}{1 - P_x}}{\ln \left| \frac{\frac{2}{P_x} - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1}}{\frac{2}{P_x} - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1}} \right|}; \text{ para } R = 1$$
(8.5)

Con:

$$P_x = \frac{1 - \left(\frac{R \cdot S - 1}{S - 1} \right)^{1/N_s}}{R - \left(\frac{R \cdot S - 1}{S - 1} \right)^{1/N_s}}; \text{ para } R \neq 1$$

$$P_x = \frac{S}{N_s - N_s \cdot S + S}; \text{ para } R = 1$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

Donde:

F_t : Es el factor de corrección de *LMTD*.

R y S : Parámetros adimensionales para el cálculo de F_t .

T_1 y T_2 : Temperaturas de entrada y salida del fluido más caliente respectivamente.

t_1 y t_2 : Temperaturas de entrada y salida del fluido más frío respectivamente.

Nota: Al hacer usos de los gráficos del Anexo 11 es necesario valerse de los parámetros R y S para poder entrar a estos. Por otro lado si en T_1 y T_2 se sustituyen las temperaturas del fluido más frío y en t_1 y t_2 se sustituyen las temperaturas del fluido más caliente los valores obtenidos de R y S serán los mismos que si se hubiese hecho lo contrario.

4. Se calcula un área de transferencia de calor con el U supuesto, el $DMLT$ y el F_t estimados hasta el momento, mediante la siguiente expresión:

$$A_{req} = \frac{Q}{F_t \cdot DMLT \cdot U} \quad (8.6)$$

5. Con el área supuesta se propone una geometría para el intercambiador de calor y con ello se calcula el coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos referido al diámetro exterior de los mismos (h_{io}) y el coeficiente de transferencia de calor del lado del lado de la carcasa (h_o).

Nota: Los modelos para el cálculo de estos dos parámetros difieren para cada tipo de intercambiador de calor, por lo que dichos métodos serán presentados en el análisis de cada intercambiador de calor en particular.

6. Se calculan las caídas de presión en los tubos, los cabezales y la carcasa para posteriormente poder dimensionar las bombas del sistema.
7. Mediante el empleo de tablas se estima un valor razonable para la resistencia de ensuciamiento R_f de los intercambiadores de calor y mediante el conocimiento de este parámetro y de h_{io} y h_o se calcula el valor de U valiéndonos de la siguiente ecuación:

$$U_d = \left[\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + R_f \right]^{-1} \quad (8.7)$$

8. Con el nuevo valor de U se calcula una nueva área requerida para la transferencia de calor y se compara con el área disponible en la geometría propuesta, y de ser esta última ligeramente mayor a la requerida el procedimiento de interacción finaliza, de lo contrario con el nuevo U estimado y área de transferencia de calor requerida se propone una nueva geometría para iniciar una nueva verificación hasta que se cumpla lo antes descrito.

8.3. Diseño del evaporador para la unidad 1 y 2.

a) Geometría propuesta:

- ✓ Intercambiador de carcasa y tubos.
- ✓ Tipo TEMA AKL, Clase C.
- ✓ Configuración 1-6 (1 paso por la carcasa, 6 pasos por los tubos).
- ✓ Longitud de los tubos $l = 20 \text{ ft. (6.09 m)}$.
- ✓ Tubería de $\frac{3}{4} \text{ in}$, calibre 16 BWG ($D_o = 0.0190\text{m}$ y $D_i = 0.0157\text{m}$).
- ✓ Diámetro de la carcasa $D_s = 54 \text{ in. (1.3716m)}$
- ✓ Numero de Tubos $N = 2,658$.
- ✓ 4 Soportes para los tubos.
- ✓ Configuración triangular en el arreglo de tubos, con paso de $P_t = \frac{15}{16} \text{ in}$ ($P_t = 0.0238\text{m}$).

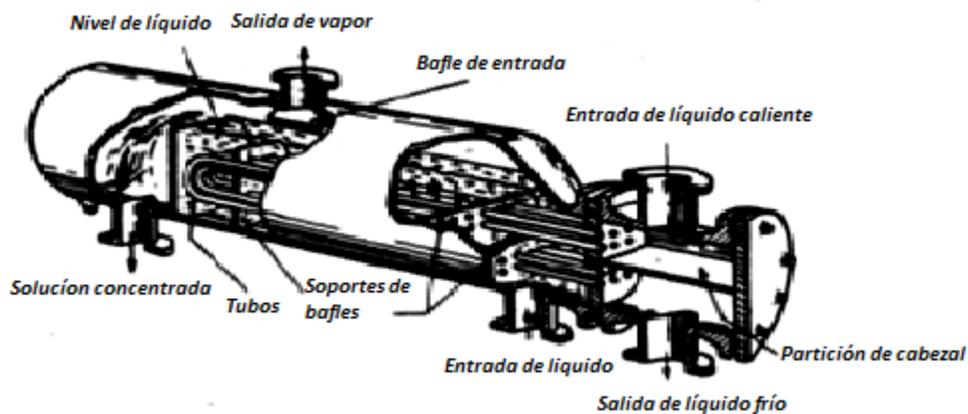


Figura 8.1 Evaporador o generador de vapor tipo Kettle.

b) Datos de entrada:

- ✓ El calor total que el evaporador absorberá del agua de la torre de enfriamiento es igual a $6,062.8 \text{ kw}$.
- ✓ El flujo másico del agua proveniente de la torre de enfriamiento es 138.89 kg/s .
- ✓ El flujo másico del agua a evaporar proveniente del condensador es 2.59 kg/s .

c) Asignación de Flujos:

Según TEMA (Standars of the Tubular Exchangers Manufacturers Association) es necesario que el fluido más ensuciante circule por los tubos, dado esto; se ha decidido que el agua de enfriamiento proveniente de la torre circule por los tubos. Por otro lado a la hora de diseñar evaporadores es deseable que el fluido a evaporar esté fuera de los tubos.

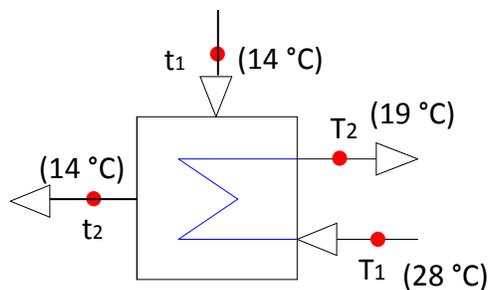


Figura 8.2 Diagrama de propiedades de proceso en el evaporador 1 y 2.

8.3.1. Cálculo de la diferencia logarítmica media de temperatura real.

De la figura 8.2 se tiene:

$$DMLT = \frac{[(28 - 14) - (19 - 14)]}{\ln \left[\frac{(28 - 14)}{(19 - 14)} \right]}$$

$$DMLT = 8.74 \text{ °C}$$

Nota: Es importante recordar que cuando uno de los fluidos es isotérmico, la diferencia logarítmica media de temperatura es la misma, sin importar si el flujo es en paralelo o a

contracorriente, tal es el caso de los evaporadores, calderas y condensadores, para los cuales la dirección de flujo es indiferente. También es necesario mencionar que para evaporadores y condensadores, el factor de corrección de la *DMLT* vale 1 ya que uno de los fluidos no experimenta cambio de temperatura alguno, esto se puede comprobar al sustituir los valores apropiados de temperatura en las ecuaciones de *S* y *R* y leer el valor de F_t en la gráfica apropiada o mediante el empleo de la ecuación 8.5.

8.3.2. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos.

La temperatura promedio del agua a enfriar circulando por los tubos es:

$$T_{prom} = \frac{19 + 28}{2} = 23.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

A esta temperatura las propiedades del agua son:

- ✓ $\rho_{H_2O} = 997.3 \text{ kg/m}^3$
- ✓ $\mu_{H_2O} = 0.9243 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

La velocidad del fluido se calcula mediante la ecuación 8.8 la cual está dada por:

$$V_{el} = \frac{\dot{V}}{A'_t (N/n)} \quad (8.8)$$

Dónde:

V_{el} = Velocidad del fluido dentro de los tubos (m/s).

\dot{V} = Flujo volumétrico o caudal (m^3/s).

A'_t = Área de flujo de un tubo (m^2).

(N/n) = Número total de tubos en un paso.

Antes de poder emplear esta ecuación es necesario calcular otros parámetros, entre ellos el área de flujo en el interior de cada tubo la cual está dada por la ecuación 8.9.

$$A'_t = \frac{\pi}{4} D_i^2 \quad (8.9)$$

Dónde:

A'_t = Área de flujo por tubo (m^2).

D_i = Diámetro interior del tubo (m).

Sustituyendo valores:

$$A'_t = \frac{\pi}{4} (0.0157 \text{ m})^2$$

$$A'_t = 1.94 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Si el flujo másico de agua en los tubos es $\dot{m}_h = 138.89 \text{ kg/s}$ el caudal se obtiene multiplicando el flujo másico por el volumen específico, así:

$$\dot{V} = \dot{m}_h v \quad (8.10)$$

Sustituyendo:

$$\dot{V} = \left(138.89 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \left(\frac{1 \text{ m}^3}{997.31 \text{ kg}} \right)$$

$$\dot{V} = 139.26 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Con estos datos se calcula la velocidad en el interior de los tubos mediante el empleo de la ecuación 8.8, al sustituir los valores correspondientes se tiene:

$$V_{el} = \frac{\left(139.26 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}\right)}{(1.94 \times 10^{-4} m^2)(443)}$$

$$V_{el} = 1.62 \text{ m/s}$$

Mediante el empleo de la ecuación 8.11 se calcula el área total de flujo para un paso:

$$A_t = \frac{\pi}{4} D_i^2 \left(\frac{N}{n}\right) \quad (8.11)$$

Sustituyendo:

$$A_t = \frac{\pi}{4} (0.0157 m)^2 (2,658/6)$$

$$A_t = 85.76 \times 10^{-3} m^2$$

La velocidad másica está dada por:

$$G_t = \frac{\dot{m}}{A_t} \quad (8.12)$$

Sustituyendo valores:

$$G_t = \frac{139.26 \times 10^{-3} \frac{kg}{s}}{85.76 \times 10^{-3} m^2}$$

$$G_t = 1,619.51 \text{ Kg/m}^2\text{s}$$

El número de Reynolds en el interior de los tubos se calcula mediante el empleo de la ecuación 8.13 la cual está dada por:

$$Re_t = \frac{D_i \cdot G_t}{\mu} \quad (8.13)$$

Nuevamente al sustituir los valores correspondientes:

$$Re_t = \frac{(1,619.51 \text{ Kg}/\text{m}^2\text{s})(0.0157\text{m})}{(0.9243 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s})}$$

$$Re_t = 27,508$$

Para el caso particular del agua a temperaturas moderadas circulando en régimen turbulento, la correlación para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos que mejores resultados brinda según la ref. (10), es la presentada a continuación:

$$h_i = 1,423(1 + 0.0146 t) \frac{V_{el}^{0.8}}{D_i^{0.2}} \quad (8.14)$$

Dónde:

h_i = Coeficiente interno de transferencia de calor ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$).

t = Temperatura media del agua ($^{\circ}\text{C}$).

V_{el} = Velocidad del agua circulando por los tubos (m/s).

D_i = Diámetro interno del tubo (m).

Sustituyendo los valores correspondientes en 8.14 se tiene:

$$h_i = 1,423(1 + 0.0146 (23.5 \text{ } ^{\circ}\text{C})) \frac{(1.62 \text{ m}/\text{s})^{0.8}}{(0.0157 \text{ m})^{0.2}}$$

$$h_i = 6,452 \text{ w/m}^2 \text{ K}$$

Refiriendo el coeficiente interno de transferencia de calor al exterior del tubo se tiene:

$$h_{i0} = h_i \left(\frac{D_i}{D_0} \right) \quad (8.15)$$

Sustituyendo:

$$h_{i0} = \left(6,452 \text{ w/m}^2 \text{ K} \right) \left(\frac{0.0157 \text{ m}}{0.0190 \text{ m}} \right)$$
$$h_{i0} = 5,332 \text{ w/m}^2 \text{ K}$$

8.3.3. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa.

Según el equipo propuesto la superficie de transferencia de calor disponible es:

$$A_{prop} = \pi D_0 N l \quad (8.16)$$

Dónde:

A_{prop} = Área del equipo propuesto (m^2).

D_0 = Diámetro externo de un tubo (m).

N = Número total de tubos.

l = Longitud del haz de tubos (m).

Sustituyendo:

$$A_{prop} = \pi(0.0190 \text{ m})(2,658)(6.09 \text{ m})$$

$$A_{prop} = 966.21 \text{ m}^2$$

Con el área propuesta la densidad de flujo de calor es:

$$q = \frac{Q}{A} = \frac{6,062.8 \times 10^3 \text{ w}}{966.21 \text{ m}^2}$$
$$q = 6,276 \text{ w/m}^2$$

Según la ref. (27), sugiere un método para diseñar de evaporadores o rebullidores; en dicho método se supone que el coeficiente de transferencia de calor para el fluido en ebullición fuera de tubos es la suma de dos contribuciones.

Una de ellas es la convección macroscópica, debida a la circulación del fluido a través del haz de tubos. Este es un mecanismo convectivo en el que el fluido está formado por líquido y vapor, a este coeficiente se le llamará h_{TP} . Superpuesto a este mecanismo existe un efecto de microagitación, producido por el desprendimiento de burbujas en la superficie calefactora debido a la ebullición nucleada, a este coeficiente se le llama h_{NB} .

Sumando estos dos efectos el coeficiente externo total para la transferencia de calor por ebullición será:

$$h_0 = h_{NB} + h_{TP} \quad (8.17)$$

En un evaporador tipo Kettle (ver figura 8.1) las velocidades de circulación del fluido en ebullición son bajas, dado que generalmente el fluido está en reposo y fuera de los tubos inundándolos. Según la ref. (10) el efecto de microagitación h_{NB} es mucho mayor que el de convección macroscópica h_{TP} , por lo que su valor se puede asumir normalmente entre $250 \text{ w/m}^2\text{K}$ y $500 \text{ w/m}^2\text{K}$.

Para obtener un diseño del evaporador un tanto conservador se asumirá un valor de $h_{TP} = 300 \text{ w/m}^2\text{K}$.

La expresión para determinar la magnitud de h_{NB} está dado por:

$$h_{NB} = h_{NB1} * Fb * Fc \quad (8.18)$$

Dónde:

h_{NB} = Coeficiente de transferencia de calor debido al desprendimiento de burbujas (componente microconvectivo) (W/m^2K).

h_{NB1} = Coeficiente de transferencia de calor por ebullición para un tubo sumergido en un fluido similar al existente en el ebullición, y sometido a la misma densidad de flujo de calor (W/m^2K).

Fb = Factor de corrección por la geometría del haz de tubos.

Fc = Factor de corrección por rango de ebullición.

Al realizar un análisis de la ecuación anterior se puede determinar que h_{NB1} debe corregirse debido a que la ecuación que determina su valor está dada para un solo tubo; esto se hace con:

$$h_{NB1} = 0.00417 p_c^{0.69} \cdot q^{0.7} \cdot Fp \quad (8.19)$$

Dónde:

h_{NB1} = Coeficiente de transferencia de calor para un tubo sumergido en un fluido similar al existente en el ebullición, y sometido a la misma densidad de flujo de calor (W/m^2K).

p_c = Presión crítica del fluido en ebullición (kPa).

q = Densidad de flujo de calor total considerando todos los mecanismos presentes (W/m^2).

Fp = Factor de corrección por presión.

El factor de corrección por presión se calcula con:

$$Fp = 1.8 \left(\frac{p}{p_c} \right)^{0.17} + 4 \left(\frac{p}{p_c} \right)^{1.2} + 10 \left(\frac{p}{p_c} \right)^{10} \quad (8.20)$$

La ref. (27) sugiere considerar solo el primer término de este polinomio en el diseño de evaporadores. Esto da como resultado un factor de corrección levemente más pequeño que reduce el valor de h_{NB1} ayudando a obtener un diseño relativamente conservador.

Cálculo del factor de corrección por presión.

Según los cálculos precedentes el evaporador trabajará a una presión absoluta de 1.6102 kPa, y de tabla de datos para agua se obtiene el valor de su presión crítica que es de 22,060 kPa. Sustituyendo datos y aplicando el criterio sugerido por (27).

$$Fp = 1.8 \left(\frac{1.6102 \text{ kPa}}{22,060 \text{ kPa}} \right)^{0.17}$$

$$Fp = 0.3564$$

Cálculo del valor del coeficiente de transferencia de calor microconvectivo para un sólo tubo.

Retomando el valor calculado de q , así como también Fp y sustituyendo valores en la ecuación 8.19:

$$h_{NB1} = 0.00417(22,060 \text{ kPa})^{0.69} \left(6,276 \text{ W/m}^2 \right)^{0.7} (0.3564)$$

$$h_{NB1} = 672 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Cálculo del factor de corrección por geometría del haz de tubos.

Dado que h_{NB1} representa el valor del coeficiente de transferencia de calor en su componente de microagitación (debido al desprendimiento de burbujas) para un tubo único; se debe aplicar un factor de corrección dado según ref. (28) por:

$$Fb = 1 + 0.1 \left[\frac{0.785D_b}{C_1 \left(\frac{P_t}{D_0}\right)^2 D_0} - 1 \right]^{0.75} \quad (8.21)$$

Dónde:

Fb = Factor de corrección por la geometría del haz de tubos.

D_b = Diámetro del círculo mínimo que contiene a todos los tubos.

C_1 = Constante cuyo valor es $\begin{cases} 1 \text{ para arreglos en rombo y cuadrados.} \\ 0.866 \text{ para arreglos en triángulos.} \end{cases}$

P_t = Paso de tubos (distancia de centro a centro).

D_0 = Diámetro externo de cada tubo.

Retomando los parámetros geométricos del evaporador se sustituyen valores en la ecuación 8.21:

$$Fp = 1 + 0.1 \left[\frac{0.785(1.3716 \text{ m})}{0.866 \left(\frac{0.0238 \text{ m}}{0.0190 \text{ m}}\right)^2 (0.0190 \text{ m})} - 1 \right]^{0.75}$$
$$Fp = 2.61$$

Cálculo del factor de corrección por rango de ebullición.

Es importante aplicar este factor de corrección cuando existe un rango de ebullición en el líquido, es decir; cuando la temperatura de ingreso del líquido es distinta a la existente en el interior del evaporador.

Según (10) esto está dado por:

$$F_C = \frac{1}{(1 + 0.023q^{0.15}B_R^{0.75})} \quad (8.22)$$

Dónde:

F_C = Factor de corrección por rango de ebullición.

q = Densidad de flujo de calor total (W/m^2).

B_R = Rango de temperaturas de ebullición del fluido ($^{\circ}C$).

Es preciso aclarar que este factor también debe aplicarse en el caso cuando se tiene una mezcla de sustancias en ebullición. Ya que en el caso de mezclas los coeficientes de transferencia de calor son bastante menores debido a la aparición de efectos difusivos que generan resistencias al paso de calor a través de la sustancia misma, esto trae a cuenta la necesidad de conocer la temperatura de burbuja y rocío de la mezcla para sustituir el valor de B_R conveniente en la ecuación anterior.

Nota: En este caso particular el factor de corrección por rango de ebullición no es aplicado, debido a que el vapor de agua proveniente de la válvula de estrangulamiento tiene la misma temperatura que a la salida con la única diferencia que a la entrada del evaporador se tiene vapor húmedo y a la salida del mismo se tiene vapor saturado; además es una sustancia pura.

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor microconvectivo.

Si se considera la ecuación 8.18 y se sustituyen los datos encontrados anteriormente se obtiene el valor de h_{NB} así:

$$h_{NB} = (672 \text{ W/m}^2\text{K}) (2.61) (1)$$

$$h_{NB} = 1,753 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Si $h_{TP} = 300 \text{ W/m}^2\text{K}$

Se tiene de la ecuación 8.17:

$$h_0 = 1,753 + 300$$

$$h_0 = 2,053 \text{ W/m}^2\text{K}$$

8.3.4. Cálculo de la pérdida de presión del lado de los tubos y cabezales.

Se debe calcular el factor de fricción f , para el caso de $Re_t > 2,100$ se emplea la siguiente ecuación:

$$f = 0.0014 + 0.125 Re_t^{-0.32} \quad (8.23)$$

Sustituyendo el valor de $Re_t = 27,508$ se obtiene:

$$f = 0.0014 + 0.125 (27,508)^{-0.32}$$

$$f = 6.145 \times 10^{-3}$$

Sin embargo el valor de f que se ha calculado es para tubos lisos por lo que la literatura recomienda incrementar este valor teórico en un 20% para el caso de tubos para intercambiadores de calor, entonces:

$$f = (6.145 \times 10^{-3})(1.2)$$

$$f = 7.374 \times 10^{-3}$$

Para calcular las pérdidas de carga en los tubos se emplea la ecuación de fanning para régimen turbulento.

$$\Delta P_t = 4fn \frac{l}{D_i} \frac{G_t^2}{2\rho} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14} \quad (8.24)$$

Dónde:

ΔP_t = Es la caída de presión en el interior de los tubos (*kPa*).

μ = Viscosidad dinámica del fluido a la temperatura promedio del mismo (*Pa · s*).

μ_w = Viscosidad dinámica del fluido a la temperatura promedio de la superficie de contacto (*Pa · s*).

l = Longitud del haz de tubos (*m*).

n = Número de pasos.

Sustituyendo valores y despreciando el factor $\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14}$ que por lo general es bastante próximo a 1, se tiene:

$$\Delta P_t = 4(7.374 \times 10^{-3})(6) \left(\frac{6.10m}{0.0157m} \right) \left[\frac{\left(1,619.51 \frac{kg}{m^2 \cdot s} \right)^2}{2(997.3 \text{ kg/m}^3)} \right]$$

$$\Delta P_t = 90.27 \text{ kPa}$$

La pérdida de presión que ocurre por los cambios de dirección en los cabezales de los intercambiadores de calor multipasos, se puede calcular por medio de:

$$\Delta P_r = 4n \frac{G_t^2}{2\rho} \quad (8.25)$$

Sustituyendo:

$$\Delta P_r = 4(6) \left[\frac{\left(1,619.51 \frac{kg}{m^2 \cdot s}\right)^2}{2(997.3 kg/m^3)} \right]$$
$$\Delta P_r = 31.56 kPa$$

Calculando la pérdida de carga total:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \quad (8.26)$$

Sustituyendo:

$$\Delta P_T = 90.27 kPa + 31.56 kPa$$
$$\Delta P_T = 121.83 kPa$$

8.3.5. Verificación del área de transferencia de calor.

Se debe determinar un valor prudente para el valor de la resistencia de ensuciamiento R_f , para ello se toman los datos de la tabla 12 de los anexos de la ref. (6).

En este caso se tomará el valor promedio de R_f entre agua de compensación para torre de enfriamiento sin tratar ($0.0012 m^2K/w$) y agua destilada ($0.0002 m^2K/w$), cuyo valor es de:

$$R_f = 0.0007 m^2K/w$$

Con este valor; y los coeficientes de transferencia de calor del lado de la carcasa, y del lado de los tubos se calcula el coeficiente global de transferencia de calor mediante el empleo de la ecuación 8.7.

$$U_d = \left[\frac{1}{2,053 w/m^2K} + \frac{1}{5,332 w/m^2K} + 0.0007 m^2K/w \right]^{-1}$$

$$U_d = 727 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Calculando el área de transferencia de calor requerida con la ecuación 8.6:

$$A_{req} = \frac{6,062.8 \times 10^3 \text{ W}}{(727 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})(8.74 \text{ } ^\circ\text{C})}$$

$$A_{req} = 954.17 \text{ m}^2$$

Calculando el exceso de área:

$$\text{Exceso de área} = \frac{966.21 \text{ m}^2 - 954.17 \text{ m}^2}{954.17 \text{ m}^2} 100\%$$

$$\text{Exceso de área} = 1.26 \%$$

Si se hace una comparación entre las áreas del equipo propuesto y del área necesaria, se puede evidenciar que el equipo propuesto tiene un exceso de área de aproximadamente 1.26 %; lo cual no parece mucho, sin embargo; al revisar detenidamente todos los cálculos precedentes, se verificará que se ha hecho un diseño conservador al haber aplicado algunos criterios de diseño.

Retomando la comparación entre las áreas requeridas y propuestas, se puede tener la certeza que el equipo propuesto es considerado como satisfactorio para cumplir con las exigencias del trabajo, ya que el material de los tubos posee ligeros defectos de superficie, lo cual favorece la nucleación y desprendimiento de burbujas mejorando así el coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa.

8.3.6. Verificación de la máxima densidad de flujo de calor.

Los cálculos presentados son válidos únicamente, si la densidad de flujo de calor q (W/m^2) tiene un valor máximo, es decir; que si a través de cada metro cuadrado de superficie se transfiere una cantidad de calor considerablemente grande, esto implica que debe existir una diferencia de temperatura muy alta entre la pared del tubo y el fluido en ebullición, esto trae a cuenta el problema de la ebullición por película, en este punto la formación de burbujas se hace tan intensa que estas comienzan a agruparse antes de

desprenderse, en consecuencia una fracción importante de la superficie calefactora queda cubierta por una capa inestable de vapor, que impide la llegada del líquido a la misma actuando como una resistencia adicional a la transferencia de calor, a medida que una mayor fracción de la superficie va quedando bloqueada se produce una disminución del coeficiente de transferencia de calor.

Es importante entonces, evitar el fenómeno de ebullición por película, con su consecuente reducción de la eficiencia del equipo, este problema se maneja a través del concepto de la máxima densidad de flujo de calor admisible.

La ref. (25) ha propuesto una correlación para calcular la máxima densidad de flujo de calor para un tubo único, dicha correlación es:

$$q_{1max} = 367 P_c \left(\frac{P}{P_c}\right)^{0.35} \left(1 - \frac{P}{P_c}\right)^{0.9} \quad (8.26)$$

Dónde:

q_{1max} = Máxima densidad de flujo de calor para un solo tubo (W/m^2).

P_c = Presión crítica del fluido en ebullición (kPa).

P = Presión a la que se somete el fluido (kPa).

Sustituyendo:

$$q_{1max} = 367 (22,060 \text{ kPa}) \left(\frac{1.6102 \text{ kPa}}{22,060 \text{ kPa}}\right)^{0.35} \left(1 - \frac{1.6102 \text{ kPa}}{22,060 \text{ kPa}}\right)^{0.9}$$

$$q_{1max} = 288,661 \text{ W}/m^2$$

En un haz de tubos, el máximo flujo de calor admisible es menor que para un único tubo; debido a que el vapor generado en los tubos inferiores contribuyen al bloqueo de los tubos que se encuentran más arriba, dificultando el acceso del líquido a la superficie de transferencia.

La ref. (27) sugieren corregir la máxima densidad de flujo de calor de un tubo único por medio de:

$$q_{bmax} = q_{1max} \cdot \phi_b \quad (8.27)$$

Dónde:

q_{bmax} = Máxima densidad de flujo de calor admisible corregida para el haz de tubos (W/m^2).

q_{1max} = Máxima densidad de flujo de calor para un sólo tubo (W/m^2).

ϕ_b = Factor de corrección asociado a la geometría del haz de tubos.

El valor de ϕ_b se obtiene con:

$$\phi_b = 3.1 \left[\frac{\pi \cdot D_b \cdot l}{A_{prop}} \right] \quad (8.28)$$

Dónde:

D_b = Diámetro del círculo mínimo que contiene a todos los tubos (m).

l = Longitud del banco de tubos (m).

A_{prop} = Área total de transferencia de calor disponible (m^2).

Así se obtiene:

$$\phi_b = 3.1 \left[\frac{\pi \cdot 1.3716 \cdot 6.09}{966.21} \right]$$

$$\phi_b = 0.084$$

Analizando las variables involucradas en la ecuación 8.28 se puede intuir que a medida que el equipo se hace más compacto por ejemplo reduciendo D_b ; el factor de corrección ϕ_b se hace mas pequeño reduciendo a su vez la máxima densidad de flujo de calor permisible, esto es de esperar ya que al ser más compacto el haz de tubos, la superficie de transferencia se bloquea con el vapor producido más fácilmente.

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación 8.27:

$$q_{bmax} = \left(288,661 \frac{W}{m^2}\right) (0.084)$$

$$q_{bmax} = 24,247 \frac{W}{m^2}$$

La ref. (10) recomienda trabajar con un valor de la densidad de flujo de calor no mayor a $0.5 \cdot q_{bmax}$; ya que se corre el riesgo de interferencia por vapor, también afirma que en ningún caso se debe diseñar con una densidad de flujo de calor mayor que $0.7 \cdot q_{bmax}$.

Finalmente:

$$\frac{q}{q_{bmax}} = \left[\frac{6,276 \frac{W}{m^2}}{24,247 \frac{W}{m^2}} \right] (100 \%)$$

$$\frac{q}{q_{bmax}} = 25.88 \%$$

La densidad de flujo de calor usada como base en los cálculos anteriores es aproximadamente un 26% de la máxima permitida, por lo tanto el diseño es seguro para evitar la interferencia por vapor.

8.4. Diseño del absorbedor para la unidad 1 y 2.

a) Geometría propuesta:

- ✓ Intercambiador de carcasa y tubos.

- ✓ Tipo TEMA AEL, Clase C.
- ✓ Configuración (1-4).
- ✓ Longitud de los tubos $l = 20 \text{ ft. (6.09 m)}$.
- ✓ Tubería de $3/4 \text{ in}$; calibre 16 BWG ($D_o = 0.0190 \text{ m}$ y $D_i = 0.0157 \text{ m}$).
- ✓ Diámetro de la carcasa $D_s = 78 \text{ in. (1.981 m)}$.
- ✓ Número de tubos $N = 3,396$.
- ✓ 10 soportes para tubos separados entres si $24 \text{ in. (0.6096 m)}$.
- ✓ Configuración triangular alineada, en el arreglo de tubos con paso $P_t = 15/16 \text{ in (0.0238 m)}$.

b) Datos de entrada:

- ✓ Calor a retirar del absorbedor $\dot{Q}_{abs} = 7,333.9 \text{ kw}$.
- ✓ Flujo másico del circuito de enfriamiento $\dot{m} = 350.70 \text{ kg/s}$.
- ✓ Flujo másico de solución concentrada proveniente del generador $\dot{m} = 10.79 \text{ kg/s}$.
- ✓ Flujo másico de solución débil que sale del absorbedor $\dot{m} = 13.38 \text{ kg/s}$.

c) Asignación de flujos:

Adaptándose a las recomendaciones de TEMA, se ha decidido que el agua de enfriamiento circule por los tubos; ya que dicho fluido es el más ensuciante. Haciendo esto se garantiza que dicha suciedad sea retirada con una simple baqueta al desmontar el equipo y tener acceso al interior de los tubos cuando se programe un mantenimiento.

d) Caracterización de las temperaturas de diseño:

En el caso del absorbedor a diferencia de los demás intercambiadores de calor los tubos serán rociados por aspersores, para dicho fin se dispondrá de dos rieles ubicados en la parte superior de la coraza, donde serán ubicados dichos aspersores. Por otro lado para evitar problemas de cristalización que puedan obstruir el flujo y tapar los aspersores se trabajará con una solución de concentración intermedia, el valor de esta concentración será de $\dot{x}_{sol,intermedia} = 55\%$ dicho valor fue obtenido mediante varias interacciones efectuadas en cálculos preliminares con el fin de alejarse de la zona de cristalización, aumentar el flujo rociado y garantizar el cumplimiento de las correlaciones.

Para lograr la concentración intermedia se hará uso de una bomba la cual mezclará parte de la solución débil con la solución fuerte que retorna del generador; por otro lado

para la ubicación de los aspersores el haz de tubos estará dispuesto en un arreglo triangular alineado el cual genera una geometría similar a la de un hexágono, para tener una mayor comprensión de lo antes mencionado referirse a la Figura 8.3.

Aplicando un balance de masa en la bomba de recirculación del absorbedor:

$$\dot{m}_{sol,intermedio} = \dot{m}_{sol,fuerte} + \dot{m}'_{sol,débil}$$

$$\dot{x}_{sol,intermedio} \dot{m}_{sol,intermedio} = \dot{x}_{sol,fuerte} \dot{m}_{sol,fuerte} + \dot{x}_{sol,débil} \dot{m}'_{sol,débil}$$

Dónde:

$\dot{x}_{sol,intermedio}$: Concentración de solución intermedia.

$\dot{m}_{sol,intermedio}$: Flujo másico de solución de concentración intermedia.

$\dot{m}'_{sol,débil}$: Flujo másico de solución de concentración débil que va a ser mezclado.

Nota: Las demás variables han sido definidas en el capítulo 7.

Sustituyendo valores y reagrupando:

$$\dot{m}_{sol,intermedio} - \dot{m}'_{sol,débil} = 10.79 \text{ kg/s}$$

$$0.55 \dot{m}_{sol,intermedio} - 0.50 \dot{m}'_{sol,débil} = (0.62)(10.79) = 6.6898 \text{ kg/s}$$

Resolviendo:

$$\dot{m}_{sol,intermedio} = 25.896 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}'_{sol,débil} = 15.106 \text{ kg/s}$$

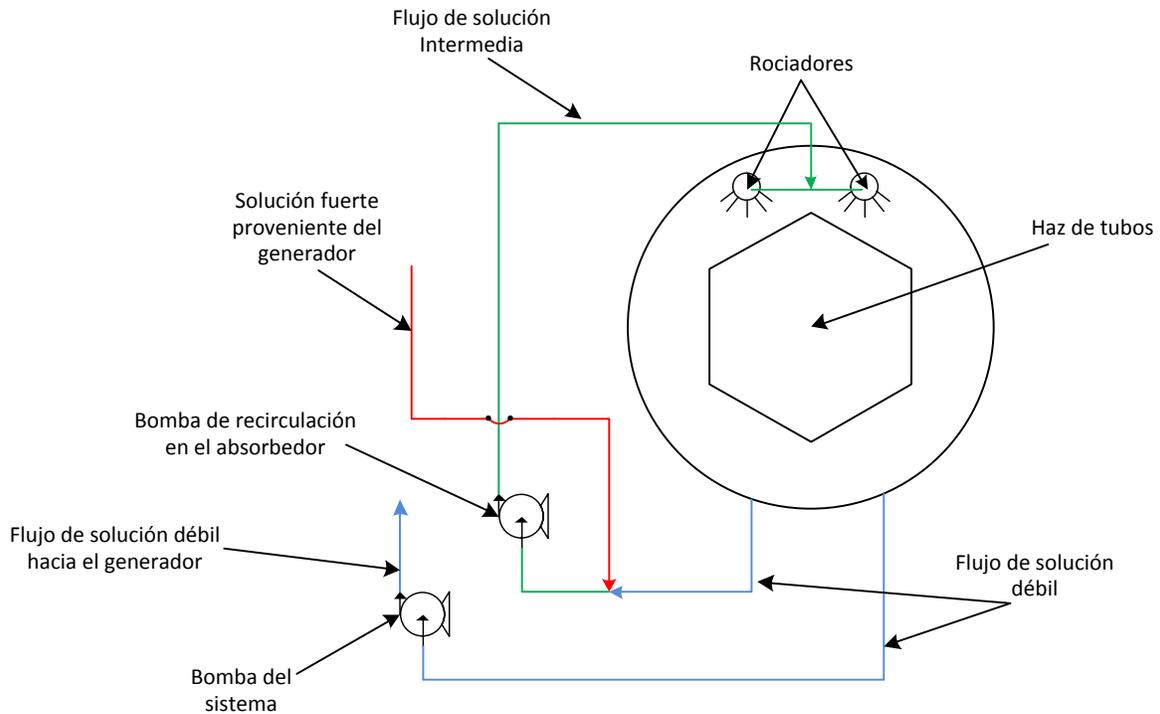


Figura 8.3 Esquema de la distribución de componentes en el absorbedor.

Debido a que las correlaciones de las que se disponen para efectuar el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el lado de la carcasa en un absorbedor que trabaja con la solución acuosa de Bromuro de litio-Agua están dadas para un solo tubo, se calcula el gasto másico que llega a un sólo tubo, para ello se aplica un factor de corrección cuyo valor es la razón del diámetro de un tubo por la longitud de la línea central del haz de tubos.

Calculando el flujo másico por tubo:

$$\dot{m}_{p,tubo} = \left(25.896 \frac{kg}{s} \right) \left(\frac{0.75 \text{ in}}{57.5841 \text{ in}} \right)$$

$$\dot{m}_{p,tubo} = 0.3373 \text{ kg/s}$$

Temperatura de la solución intermedia:

$$T_{sol,intermedio} = \sum_0^3 B_n(55)^n + (14^\circ\text{C}) \sum_0^3 A_n(55)^n$$

$$T_{sol,intermedio} = 44.87^\circ\text{C}$$

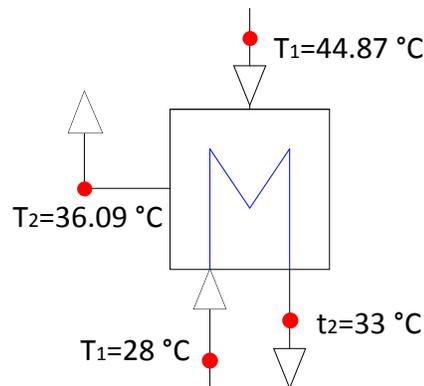


Figura 8.4 Diagrama de propiedades de proceso en el absorbedor de las unidades 1 y 2.

8.4.1. Diferencia logarítmica media de temperatura real.

Calculando la diferencia logarítmica media de temperatura como si se tratara de un intercambiador a contracorriente pura.

$$DMLT_{cp} = \frac{[(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)]}{\ln \left[\frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)} \right]}$$

$$DMLT_{cp} = \frac{[(44.87^\circ\text{C} - 33^\circ\text{C}) - (36.09^\circ\text{C} - 28^\circ\text{C})]}{\ln \left[\frac{44.87^\circ\text{C} - 33^\circ\text{C}}{36.09^\circ\text{C} - 28^\circ\text{C}} \right]}$$

$$DMLT_{cp} = 9.86^\circ\text{C}$$

Calculando el factor de corrección F_t mediante ecuación 8.5:

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$S = \frac{33 - 28}{44.87 - 28}$$

$$S = 0.296$$

$$R = \frac{T_2 - T_1}{t_2 - t_1}$$

$$R = \frac{44.87 - 36.09}{33 - 28}$$

$$R = 1.756$$

$$P_x = \frac{1 - \left[\frac{(1.756)(0.296) - 1}{0.296 - 1} \right]^{1/1}}{1.756 - \left[\frac{(1.756)(0.296 - 1)}{0.296 - 1} \right]^{1/1}}$$

$$P_x = 0.296$$

$$F_t = \frac{\sqrt{(1.756)^2 + 1}}{1.756 - 1} \frac{\ln \left[\frac{1 - 0.296}{1 - (1.756)(0.296)} \right]}{\ln \left[\frac{\left(\frac{2}{0.296} \right) - 1 - 1.756 + \sqrt{(1.756)^2 + 1}}{\left(\frac{2}{0.296} \right) - 1 - 1.756 - \sqrt{(1.756)^2 + 1}} \right]}$$

$$F_t \approx 0.92$$

Calculando la *DMLT* real:

$$DMLT = F_t \cdot DMLT_{cp}$$

$$DMLT = (0.92)(9.86 \text{ °C})$$

$$DMLT = 9.07 \text{ °C}$$

8.4.2. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos.

Lo primero que se debe hacer es calcular la temperatura promedio del agua proveniente del circuito de enfriamiento del SRA en los tubos:

$$T_{prom} = \frac{28 + 33}{2} = 30.5 \text{ °C}$$

Con esta temperatura promedio se entra a tablas para determinar las propiedades del agua correspondientes, las cuales son:

✓ $\rho_{H_2O} = 996 \text{ kg/m}^3$

✓ $\mu = 0.790 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

✓ $c_p = 4,178.1 \text{ J/kg K}$

✓ $k = 0.616 \text{ W/m K}$

Calculando el área de flujo por tubo:

$$A'_t = \frac{\pi}{4} (0.0157)^2$$

$$A'_t = 193.59 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

Calculando el área de flujo por paso:

$$A_t = (193.59 \times 10^{-6} \text{ m}^2) \left(\frac{3,396}{4} \right)$$

$$A_t = 164.36 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Calculando la velocidad del fluido dentro de los tubos:

$$V_{el} = \frac{\dot{V}}{A_t} = \frac{\dot{m}}{\rho_{H_2O} A_t}$$

$$V_{el} = \frac{350.70 \frac{kg}{s}}{\left(996 \frac{kg}{m^3}\right) (164.36 \times 10^{-3} m^2)}$$

$$V_{el} = 2.14 m/s$$

Debido a que la velocidad del fluido dentro de los tubos es superior a 1.0 m/s se considera que el área de flujo total es apropiada.

Calculando la velocidad másica:

$$G_t = \frac{\dot{m}}{A_t}$$

$$G_t = \frac{350.70 \frac{kg}{s}}{164.36 \times 10^{-3} m^2}$$

$$G_t = 2,133.73 \frac{kg}{m^2 s}$$

Calculando el número de Reynolds en los tubos:

$$Re_t = \frac{D_i G_t}{\mu}$$

$$Re_t = \frac{(0.0157 m) \left(2,133.73 \frac{kg}{m^2 s}\right)}{0.790 \times 10^{-3} Pa \cdot s}$$

$$Re_t = 42,404.51$$

Cálculo del número de Prandtl:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k}$$

$$Pr = \frac{\left(4,178.1 \frac{J}{kg K}\right) (0.790 \times 10^{-3} Pa \cdot s)}{0.616 \frac{W}{m K}}$$

$$Pr = 5.36$$

Ahora que se han calculado todos los parámetros geométricos se sustituyen en la ecuación 8.14:

$$h_i = 1,423(1 + 0.0146 (30.5)) \frac{(2.14 \text{ m/s})^{0.8}}{(0.0157 \text{ m})^{0.2}}$$

$$h_i = 8,675.89 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Refiriendo h_i al diámetro exterior del tubo:

$$h_{io} = h_i \left(\frac{D_i}{D_o} \right)$$

$$h_{io} = \left(8,675.89 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right) \left(\frac{0.0157 \text{ m}}{0.0190 \text{ m}} \right)$$

$$h_{io} = 7,169.02 \text{ W/m}^2\text{K}$$

8.4.3. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa.

En la figura 8.5 se muestra como la solución de LiBr es inyectada por un distribuidor al primer tubo del absorbedor, y el flujo baja por gravedad formando una fina película sobre el tubo horizontal y la absorción de vapor de agua tiene lugar en la interface. La película forma gotas en la parte inferior del tubo y caen al siguiente tubo. Durante la formación de la gota y la caída de ésta hay una absorción adiabática sin transferencia de calor al agua de enfriamiento, que causa un incremento en la temperatura de la solución y una disminución en la concentración de LiBr.

El coeficiente de transferencia de calor por película descendente de solución acuosa LiBr – H₂O en un tubo está dada por:

$$h_{psa} = \frac{Nu_{psa} k_s}{D_o} \quad (8.29)$$

Dónde:

h_{psa} = Es el coeficiente de transferencia de calor por película descendente de solución acuosa LiBr – H₂O en un tubo en W/m^2K .

Nu_{psa} = Es el número de Nusselt para película descendente de solución acuosa LiBr – H₂O en un tubo.

Esta ecuación es válida para las siguientes condiciones $3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$ y $\frac{L}{D_o} \geq 10$.

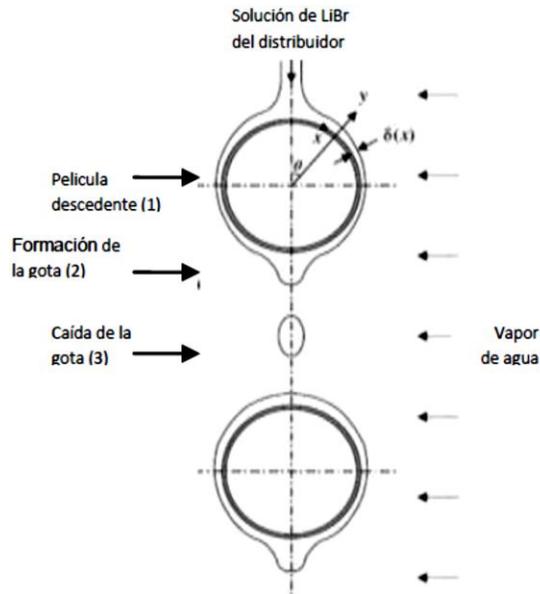


Figura 8.5 Película descendente de solución acuosa de LiBr

El número de Nusselt para película descendente de solución acuosa LiBr – H₂O en un tubo es calculado como:

$$Nu_{psa} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re_{psa} - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (8.30)$$

Ya que en la ecuación 8.30 aparece el número de Reynolds y el factor de fricción f , es necesario disponer de correlaciones que permitan el cálculo de los mismos para el caso de una película descendente por un tubo. Para este caso en particular la expresión que permite el cálculo del número de Reynolds es:

$$Re_{psa} = \frac{4\dot{m}_{p,tubo}}{\pi D_o \mu_s} \quad (8.31)$$

Mientras que el factor de fricción es expresado por:

$$f_{psa} = [0.79 \ln(Re_{psa}) - 1.64]^{-2} \quad (8.32)$$

Dónde:

Re_{psa} = Es el número de Reynolds para película descendente de solución acuosa BrLi – H₂O en un tubo.

f_{psa} = Es el factor de fricción para película descendente de solución acuosa BrLi – H₂O en un tubo.

Ahora que se ha presentado la teoría, y se han definido los parámetros necesarios para el cálculo del coeficiente de transferencia calor del lado de la carcasa se da inicio al análisis.

Como primer paso se calculan las propiedades de la solución a la temperatura promedio entre T_1 y T_2 .

$$T_{prom} = \frac{44.87 + 36.09}{2} = 40.48 \text{ °C}$$

Calculando la densidad de la solución con la ecuación 8.1:

$$\rho_s = 0.2288(55)^2 - 6.0579(55) + 1252.5 - 0.91652667(40.48 - 33.1054264)$$
$$\rho_s = 1,604.68 \text{ kg/m}^3$$

Calculando el calor específico de la solución con la ecuación 8.2:

$$c_{p,s} = 0.097(55)^2 - 37.212(55) + 3825.4$$
$$c_{p,s} = 2,057.48 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$$

Calculando la viscosidad dinámica de la solución con la ecuación 8.3:

$$\mu_s = 0.001 \text{ Exp} \left[A_1 + \frac{A_2}{40.48 + 273.15} + A_3 \ln(40.48 + 273.15) \right] \Big|_{x=55}$$
$$\mu_s = 0.003452 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Calculando la conductividad térmica de la solución con la ecuación 8.4:

$$k_s = 0.05[k_1 + (k_2 + k_1)(40.48 - 39.85)] \Big|_{x=55}$$
$$k_s = 0.4608 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

Calculando el número de Reynolds:

$$Re_{psa} = \frac{4 \left(0.3373 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}{\pi(0.0190 \text{ m})(0.003452 \text{ Pa} \cdot \text{s})}$$

$$Re_{psa} = 6,547.9$$

Calculando el número de Prandtl:

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k}$$
$$Pr = \frac{(0.003452 \text{ Pa} \cdot \text{s}) \left(2057.48 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}\right)}{0.4608 \frac{\text{W}}{\text{m K}}}$$
$$Pr = 15.41$$

Calculando el coeficiente de fricción:

$$f_{psa} = [0.79 \ln(6547.9) - 1.64]^{-2}$$
$$f_{psa} = 0.03558$$

Calculando el número de Nusselt:

$$Nu_{psa} = \frac{\left(\frac{0.03558}{8}\right) (6547.9 - 1000)(15.41)}{1 + 12.7 \left(\frac{0.03558}{8}\right)^{1/2} (15.41^{2/3} - 1)}$$
$$Nu_{psa} = 70.44$$

Calculando el coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa:

$$h_o = h_{psa} = \frac{Nu \cdot k_{sol}}{D_o}$$

$$h_o = \frac{(70.44)(0.4608 \text{ W/m}^\circ\text{C})}{0.0190 \text{ m}}$$

$$h_o = 1,708.36 \text{ W/m}^2\text{K}$$

8.4.4. Cálculo de la pérdida de presión del lado de los tubos y cabezales.

Calculando la pérdida de carga en los tubos:

Calculando el factor de fricción:

$$f = 1.2[0.0014 + 0.125(42,404.51)^{-0.32}]$$

$$f = 6.6410^{-3}$$

Aplicando la ecuación de Fanning:

$$\Delta P_t = 4(4)(6.6410^{-3}) \left(\frac{6.09 \text{ m}}{0.0157 \text{ m}} \right) \left[\frac{\left(2,133.73 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}} \right)^2}{2 \left(996 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)} \right]$$

$$\Delta P_t = 94.18 \text{ kPa}$$

Calculando la pérdida de carga en los cabezales:

$$\Delta P_r = 4(4) \left[\frac{\left(2,133.73 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}} \right)^2}{2 \left(996 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)} \right]$$

$$\Delta P_r = 36.57 \text{ kPa}$$

Calculando la pérdida de carga total:

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

$$\Delta P_T = 78.44 \text{ kPa} + 36.57 \text{ kPa} = 115.01 \text{ kPa}$$

8.4.5. Verificación del área de transferencia de calor.

Para este caso se han tomado los valores de resistencia de ensuciamiento de agua de compensación para torre de enfriamiento ($0.0012 \text{ m}^2\text{K/w}$) y salmuera ($0.0004 \text{ m}^2\text{K/w}$), calculando el promedio de estos valores se tiene $R_f = 0.0008 \text{ m}^2\text{k/w}$. Tomado de la ref. (6).

Sustituyendo en ecuación 8.7 para estimar el coeficiente global de transferencia de calor:

$$U_d = \left[\frac{1}{7,169.02 \text{ W/m}^2\text{°C}} + \frac{1}{1,708.36 \text{ W/m}^2\text{°C}} + 0.0008 \text{ m}^2\text{°C/w} \right]^{-1}$$

$$U_d = 655.8 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Calculando el área de transferencia de calor requerida:

$$A_{req} = \frac{7,333.9 \times 10^3 \text{ W}}{\left(665.8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}} \right) (9.07 \text{ °C})}$$

$$A_{req} = 1,232.98 \text{ m}^2$$

Calculando el área de transferencia de calor del intercambiador propuesto mediante ecuación 8.16:

$$A_{prop} = \pi(0.0190 \text{ m})(3,396)(6.09 \text{ m})$$

$$A_{prop} = 1,234.49 \text{ m}^2$$

Calculando el exceso de área:

$$\text{Exceso de área} = \frac{1,234.49 \text{ m}^2 - 1,232.98 \text{ m}^2}{1,232 \text{ m}^2} 100\%$$

$$\text{Exceso de área} = 0.12\%$$

Pese a que el cálculo de exceso de área indica que el área de transferencia de calor en el absorbedor está muy ajustada, el diseño es conservador ya que no se han considerado los mecanismos de transferencia de calor por formación de gota (aunque su efecto es poco significativo), además cuando la misma está en caída libre después de desprenderse del tubo también aporta una pequeña contribución al fenómeno de la transferencia de calor.

8.5. Diseño del intercambiador de calor de solución para la unidad 1 y 2.

a) Geometría propuesta:

- ✓ Intercambiador de carcasa y tubos.
- ✓ Tipo TEMA AFL, Clase C.
- ✓ Configuración (2-4).
- ✓ Longitud de los tubos $l = 20 \text{ ft. (6.09 m)}$.
- ✓ Tubería de $3/4 \text{ in}$ calibre 16 BWG ($D_o = 0.019 \text{ m}$ y $D_i = 0.0157 \text{ m}$).
- ✓ Diámetro de la carcasa $D_s = 12 \text{ in. (0.305 m)}$.
- ✓ Número de tubos $N = 94$.
- ✓ Deflectores segmentados al 25% del diámetro de la carcasa, separados entre sí $6.69 \text{ in. (0.17 m)}$ haciendo un total de 34 deflectores transversales. ($N_B = 34$).
- ✓ Configuración triangular con paso $Pt = 15/16 \text{ in. (0.0238 m)}$.

b) Datos de entrada:

- ✓ Flujo de calor intercambiado $\dot{Q}_{sol} = 730.15 \text{ kw}$.
- ✓ Flujo másico de solución concentrada al 62% es de 10.79 kg/s .
- ✓ Flujo másico de solución débil al 50% es de 13.38 kg/s .

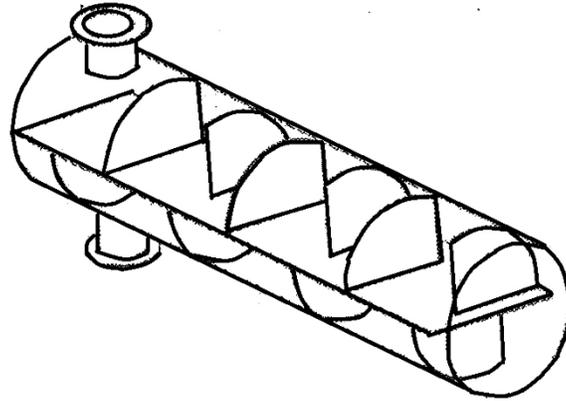


Figura 8.6 Distribución de deflectores transversales y longitudinales para un intercambiador de dos pasos por la carcasa.

c) Asignación de Flujos:

En base a las recomendaciones dadas por las normas TEMA se asigna el fluido de mayor concentración en peso de LiBr (fluido más caliente) como el fluido que circulará por los tubos.

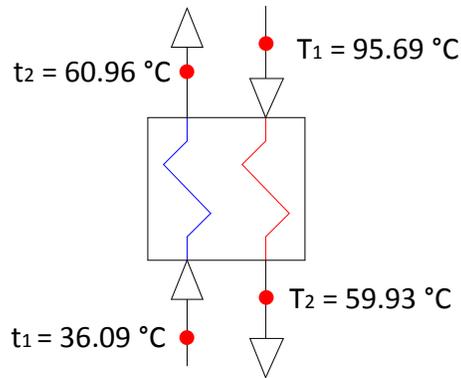


Figura 8.7 Diagrama de propiedades de proceso en el intercambiador de calor de solución de las unidades 1 y 2.

8.5.1. Diferencia logarítmica media de temperatura real.

Primero se calcula la DMLT como si se tratara de un intercambiador de calor a contracorriente pura:

$$DMLT_{cp} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left| \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right|}$$

$$DMLT_{cp} = \frac{(95.69 \text{ °C} - 60.96 \text{ °C}) - (59.93 \text{ °C} - 36.09 \text{ °C})}{\ln \left| \frac{95.69 \text{ °C} - 60.96 \text{ °C}}{59.93 \text{ °C} - 36.09 \text{ °C}} \right|}$$

$$DMLT_{cp} = 28.94 \text{ °C}$$

Basándose en la ecuación 8.5 se calcula el factor de corrección para la geometría propuesta:

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$S = \frac{60.96 - 36.09}{95.69 - 36.09}$$

$$S = 0.417$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

$$R = \frac{95.69 - 59.93}{60.96 - 36.09}$$

$$R = 1.438$$

$$P_x = \frac{1 - \left[\frac{(1.438)(0.417) - 1}{0.417 - 1} \right]^{1/2}}{1.438 - \left[\frac{(1.438)(0.417) - 1}{0.417 - 1} \right]^{1/2}}$$

$$P_x = 0.2812$$

$$F_t = \frac{\sqrt{1.438^2 + 1}}{1.438 + 1} * \frac{\ln \left| \frac{1 - 0.2812}{1 - (1.438)(0.2812)} \right|}{\ln \left| \frac{\left(\frac{2}{0.2812}\right) - 1 - 1.438 + \sqrt{1.438^2 + 1}}{\left(\frac{2}{0.2812}\right) - 1 - 1.438 - \sqrt{1.438^2 + 1}} \right|}$$

$$F_t = 0.954$$

Para obtener la *DMLT* real de la configuración propuesta se multiplica el factor de corrección F_t por la $DMLT_{cp}$:

$$DMLT = (0.954)(28.94 \text{ °C})$$

$$DMLT = 27.61 \text{ °C}$$

8.5.2. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos.

Se calculan las temperaturas promedio de las corrientes de fluido y las respectivas propiedades de interés para el diseño térmico, para el cálculo de las propiedades promedio de los fluidos de solución concentrada y diluida respectivamente, se hará uso de las ecuaciones que van de la 8.1 a la 8.4.

$$T_{prom} = \frac{95.69 + 59.93}{2} = 77.81 \text{ °C}$$

Propiedades promedio de la solución concentrada a la temperatura calculada:

- ✓ $\rho_s = 1,715.44 \text{ kg/m}^3$
- ✓ $C_{p,s} = 1,874.83 \text{ kg/m}^3$
- ✓ $\mu_s = 0.003298 \text{ Pa} \cdot \text{s}$
- ✓ $k_s = 0.4715 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

$$t_{prom} = \frac{60.96 + 36.09}{2} = 48.53 \text{ °C}$$

Propiedades promedio de la solución diluida:

- ✓ $\rho_s = 1,507.47 \text{ kg/m}^3$
- ✓ $C_{p,s} = 2,193.8 \text{ J/Kg}$
- ✓ $\mu_s = 0.002144 \text{ Pa} \cdot \text{s}$
- ✓ $k_s = 0.4838 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{C}}$

Cálculo del área de flujo por tubo:

$$A'_t = \frac{\pi}{4} (0.0157 \text{ m})^2$$

$$A'_t = 193.59 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

Cálculo del área del flujo por paso:

$$A_t = (193.59 \times 10^{-6} \text{ m}^2) \left(\frac{94}{4} \right)$$

$$A_t = 4.549 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Cálculo de la velocidad másica:

$$G_t = \frac{10.79 \text{ kg/s}}{4.549 \times 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$G_t = 2,371.92 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

Cálculo de la velocidad del fluido dentro de los tubos:

$$V_{el} = \frac{\dot{V}}{A'_t (N/n)} = \frac{G_t}{\rho_s}$$

$$V_{el} = \frac{2,371.72 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}}{1,715.44 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$V_{el} = 1.38 \text{ m/s}$$

Se tiene una velocidad del fluido dentro de los tubos superior a 1.0 m/s por lo que el área de flujo total es apropiada.

Calculando el número de Reynolds:

$$Re_t = \frac{(0.0157\text{m}) \left(2371.72 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} \right)}{(0.003298 \text{ Pa} \cdot \text{s})}$$

$$Re_t = 11,290.5$$

Se tiene un $Re_t > 10,000$ por lo que el régimen de flujo es turbulento, y a la vez apropiado para una buena transferencia de calor.

Calculando el número de Prandtl:

$$Pr = \frac{\left(1,874.83 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) (0.003298 \text{ Pa} \cdot \text{s})}{\left(0.4715 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}} \right)}$$

$$Pr = 13.11$$

Para régimen turbulento dentro de los tubos cuando se trata de una sustancia distinta del agua, el coeficiente de transferencia de calor está dado por:

$$\frac{h_i D_i}{k} = 0.023 Re_t^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (8.33)$$

En este caso el término μ_w se refiere a la viscosidad de la solución a la temperatura del tubo y a la concentración del fluido dentro de él. En este momento no se puede calcular aún la temperatura del tubo, sin embargo mediante una serie de iteraciones se sabe que:

$$\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} = 0.95$$

Nota: En cálculos posteriores se verificará el valor de $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$.

Ahora sustituyendo en la ecuación 8.33:

$$h_i = \left(\frac{0.4715 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}{0.0157 m}\right) (0.023)(11,290.5)^{0.8}(13.11)^{0.33}(0.95)$$

$$h_i = 2,679.25 \frac{W}{m^2 K}$$

Refiriendo h_i al diámetro exterior del tubo:

$$h_{io} = \left(2,679.25 \frac{W}{m^2 K}\right) \left(\frac{0.0157 m}{0.0190 m}\right)$$

$$h_{io} = 2,213.91 \frac{W}{m^2 K}$$

8.5.3. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa.

El cálculo de los coeficientes de transferencia de calor, y caída de presión del lado de la carcasa en un intercambiador de calor de carcasa y tubos, es bastante más complejo que el correspondiente al del lado de los tubos. Para el cálculo de estos parámetros en los intercambiadores de calor de carcasa y tubo se han presentado una gran variedad de métodos, sin embargo la mayoría de ellos no son convenientes para aplicarse mediante cálculos manuales ya que requieren el manejo de una gran cantidad de parámetros geométricos y propiedades físicas, además de que los métodos en si, también son iterativos, por lo que la mayoría de ellos solo son utilizados en software de computadoras.

No obstante el método que presenta la Ref. 6, es uno de los métodos más populares y ha sido extensamente utilizado en el diseño de intercambiadores de calor, además es lo

bastante flexible para ser utilizado en cálculos manuales, por lo que es el método que se empleará en este diseño, sin embargo; es de tener presente que el método tiene limitantes por ejemplo: este método no puede aplicarse en intercambiadores de calor de cabezal flotante sin dispositivos de sellado o con gran número de pasos, o en equipos fabricados con grandes espacios de fuga.

No obstante; pese a las limitantes mencionadas, para el caso particular de este proyecto el método se ajusta adecuadamente ya que los intercambiadores de calor a diseñar son de cabezal fijo y con un número de pasos por la carcasa prudente.

Antes de explicar el método se hará un recordatorio de las propiedades del fluido frío, estas son:

$$t_{prom} = \frac{60.96 + 36.09}{2} = 48.53 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- ✓ $\rho_s = 1,507.47 \text{ kg/m}^3$
- ✓ $c_{p,s} = 2,193.8 \text{ J/kg}$
- ✓ $\mu_s = 0.002144 \text{ Pa} \cdot \text{s}$
- ✓ $k_s = 0.4838 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

En la Ref. 6 se considera un área de flujo en correspondencia con la hilera de tubos que pasa por el centro de la carcasa, ésta área de flujo hipotética se muestra en la figura 8.8, siendo P_t el paso entre tubos (separación entre los ejes de los tubos), C es el claro o distancia entre tubos, B es la separación entre deflectores, D_s es el diámetro interno de la carcasa y n el número de pasos por la carcasa, de este modo el área de flujo A_s queda dada por:

$$A_s = \frac{D_s C B}{n P_t} \quad (8.34)$$

Para la geometría propuesta el valor de los parámetros a sustituir en esta ecuación son:

- ✓ $P_t = 0.0238 \text{ m}$
- ✓ $B = 0.17 \text{ m}$
- ✓ $n = 2$
- ✓ $D_s = 0.305 \text{ m}$

- ✓ $C = P_t - D_0 = 0.0238 \text{ m} - 0.019 \text{ m}$
- ✓ $C = 0.0048 \text{ m}$

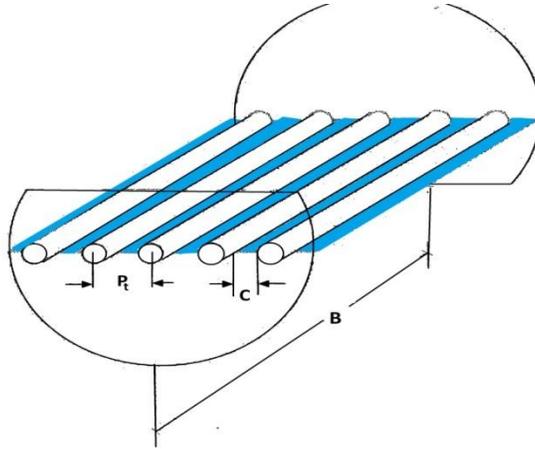


Figura 8.8 Relación entre los parámetros geométricos para el cálculo del área de flujo en un intercambiador de calor de carcasa y tubos.

Sustituyendo valores en ecuación 8.34:

$$A_s = \frac{(0.305 \text{ m})(0.0048 \text{ m})(0.17 \text{ m})}{2(0.0230 \text{ m})}$$

$$A_s = 0.00523 \text{ m}^2$$

Conociendo el valor de A_s se procede a calcular la velocidad másica en la carcasa G_s mediante el empleo de la ecuación 8.35:

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s} \tag{8.35}$$

Sustituyendo valores:

$$G_s = \frac{13.38 \frac{kg}{s}}{0.00523 m^2}$$

$$G_s = 2,259.02 \frac{kg}{m^2 s}$$

Para poder calcular posteriormente el número de Reynolds es necesario calcular un diámetro equivalente para la carcasa, por definición este es igual a cuatro veces la razón del área de flujo por el perímetro. Para arreglos en triángulo el diámetro equivalente queda expresado de la siguiente manera:

$$D_e = \frac{4 \left[\left(\frac{P_t}{2} \right) (0.86) (P_t) - \frac{\pi D_0^2}{4} \right]}{\frac{\pi}{2} D_0} \quad (8.36)$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación 8.36:

$$D_e = \frac{4 \left[\left(\frac{0.0238 m}{2} \right) (0.86) (0.0238 m) - \frac{\pi (0.0190 m)^2}{4} \right]}{\frac{\pi}{2} (0.0190 m)}$$

$$D_e = 0.0136 m$$

Ahora se puede calcular el número de Reynolds:

$$Re_s = \frac{D_e \cdot G_s}{\mu_s}$$

$$Re_s = \frac{(0.0136 m) \left(2,259.02 \frac{kg}{m^2 s} \right)}{(0.002144 Pa \cdot s)}$$

$$Re_s = 14,687.93$$

Calculando el número de Prandtl:

$$Pr = \frac{c_{p,s}\mu_s}{k_s}$$

$$Pr = \frac{\left(2,193.8 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C}\right) (0.002144 Pa \cdot s)}{\left(0.4838 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right)}$$

$$Pr = 9.722$$

La correlación sugerida para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección en el lado de la carcasa con deflectores segmentados al 25% y sin cambio de fase (que es el caso de este proyecto) es la siguiente:

$$\frac{h_o De}{k} = 0.36 Re_s^{0.55} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (8.37)$$

Sustituyendo y asumiendo $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \approx 1.0$ se tiene:

$$h_o = \left(\frac{0.4838 \frac{W}{m K}}{0.0136 m}\right) (0.36)(14,687)^{0.55} (9.722)^{0.33}$$

$$h_o = 5,351.73 \frac{W}{m K}$$

Para encontrar la temperatura promedio del tubo se efectúa un balance de energía; en el cual debido a que el valor del espesor de la pared del tubo es pequeño se puede considerar despreciable la diferencia de temperatura entre el interior y el exterior del mismo, de este modo el balance queda expresado de la siguiente manera:

El calor que se transfiere desde el fluido caliente hasta la pared del tubo por unidad de área es:

$$\frac{Q}{A} = h_{io}(T - T_w)$$

Mientras que el calor que se transfiere desde la pared del tubo al fluido más frío se expresa por:

$$\frac{Q}{A} = h_o(T_w - t)$$

Igualando las ecuaciones anteriores se obtiene:

$$h_{io}(T - T_w) = h_o(T_w - t)$$

Sustituyendo los valores pertinentes:

$$\left(2,213.91 \frac{W}{m^2C}\right) (77.81^{\circ}C - T_w) = \left(\frac{5,351.73W}{m^2C}\right) (T_w - 48.53^{\circ}C)$$

Resolviendo para T_w :

$$T_w = 57.41^{\circ}C$$

Calculando la viscosidad tanto en el interior del tubo como en el exterior de él a la temperatura de pared respectivamente:

- ✓ Con $T_s = 57.41^{\circ}C$ y $x = 62\%$ se tiene que $\mu_w = 0.004599 Pa \cdot s$
- ✓ Con $T_s = 57.41^{\circ}C$ y $x = 50\%$ se tiene que $\mu_w = 0.001872 Pa \cdot s$

Con esta información se puede demostrar la veracidad del factor de corrección empleado en el cálculo de h_{i0} de la siguiente manera:

$$\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} = \left(\frac{0.003298 \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0.004599 \text{ Pa} \cdot \text{s}}\right)^{0.14} \approx 0.95$$

Ahora se procede a corregir h_o :

$$h_o = \left(5,351.73 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}\right) \left(\frac{0.002144 \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0.001872 \text{ Pa} \cdot \text{s}}\right)^{0.14}$$

$$h_o = 5,458.76 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

En este punto se podría realizar otra iteración y recalculer T_w sin embargo las variaciones que se obtengan en los coeficientes de transferencia de calor serán despreciables.

8.5.4. Cálculo de la caída de presión del lado de los tubos y cabezales.

Calculando la pérdida de carga en los tubos:

Calculando el factor de fricción:

$$f = 1.2[0.0014 + 0.125 (11,290.5)^{-0.32}]$$

$$f = 0.00925$$

Aplicando la ecuación de Fanning:

$$\Delta P_t = 4(0.00925)(4) \left(\frac{6.10 \text{ m}}{0.0157 \text{ m}}\right) \left[\frac{\left(2,371.72 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}\right)^2}{2 \left(1,715.44 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)}\right] \left(\frac{0.003298 \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0.004599 \text{ Pa} \cdot \text{s}}\right)^{-0.14}$$

$$\Delta P_t = 98.61 \text{ kPa}$$

Calculando la pérdida de carga en los cabezales:

$$\Delta P_r = 4(4) \left[\frac{\left(2,371.92 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}} \right)^2}{2 \left(1,715.44 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)} \right]$$

$$\Delta P_r = 26.24 \text{ kPa}$$

Calculando la pérdida de carga total:

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

$$\Delta P_T = 98.79 \text{ kPa} + 26.24 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_T = 125.03 \text{ kPa}$$

8.5.5. Cálculo de la caída de presión del lado de la carcasa.

Según la Ref. 6, la caída de presión a través de la carcasa de un intercambiador de calor de carcasa y tubo, es proporcional al número de veces que el fluido cruza el haz de tubos entre los deflectores. Si se llama N_B al número de deflectores, entonces el número de veces que el fluido cruza el haz de tubos es $N_B + 1$.

La caída de presión también es proporcional a la distancia recorrida por el fluido a través del haz de tubos cada vez que éste lo cruza, la cual puede representarse por el diámetro de carcasa. La correlación que presenta la Ref. 6 para calcular las pérdidas de presión en la carcasa es una modificación de la ecuación 8.24 en que la distancia recorrida se expresa como $(N_B + 1) D_s$, dicha correlación es:

$$\Delta P_s = f \left[\frac{(N_B + 1) D_s}{D_e} \right] \left[\frac{G_s^2}{2\rho} \right] \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.14} \quad (8.38)$$

Dónde el factor f está dado por:

$$f = \exp[5.1858 - 1.7645 \ln(Re_s) + 0.13357(\ln(Re_s))^2] \quad (8.39)$$

Para $Re_s < 500$

Y

$$f = 1.728 Re_s^{-0.188} \quad (8.40)$$

Para $Re_s > 500$

Para este caso se tiene que $Re_s = 14,687.93$ con lo que se obtiene:

$$f = 1.728(14,687.93)^{-0.188}$$

$$f = 0.2845$$

Sustituyendo valores en la ecuación de pérdidas de carga en la carcasa se tiene:

$$\Delta P_s = (0.2845) \left[\frac{(34 + 1)(0.305 \text{ m})}{0.0190 \text{ m}} \right] \left[\frac{\left(2,259.02 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}} \right)^2}{2 \left(1,507.47 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)} \right] \left(\frac{(0.001872 \text{ Pa s})}{0.002144 \text{ Pa s}} \right)^{0.14}$$

$$\Delta P_s = 370.87 \text{ kPa}$$

8.5.6. Verificación del área de transferencia de calor.

En éste caso en particular se adopta una resistencia de ensuciamiento correspondiente a la de una salmuera la cual es $R_f = 0.0004 \text{ m}^2 \text{ k}/\text{w}$. Tomado de la ref. (6).

Sustituyendo en 8.7 se tiene:

$$U_d = \left[\frac{1}{2,213.91 \frac{\text{w}}{\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}} + \frac{1}{5,458.76 \frac{\text{w}}{\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}} + 0.0004 \frac{\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}{\text{w}} \right]^{-1}$$

$$U_d = 966.29 \frac{w}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Calculando el área de transferencia de calor requerida mediante 8.6:

$$A_{req} = \frac{730.15 \times 10^3 w}{\left(966.29 \frac{w}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}\right) (27.61 \text{ } ^\circ\text{C})}$$

$$A_{req} = 27.37 \text{ m}^2$$

Calculando el área de transferencia de calor propuesta:

$$A_{prop} = \pi(0.0190 \text{ m})(94)(6.09 \text{ m})$$

$$A_{prop} = 34.17 \text{ m}^2$$

Calculando el exceso de área:

$$\text{Exceso de área} = \frac{34.17 \text{ m}^2 - 27.37 \text{ m}^2}{27.37 \text{ m}^2} 100\%$$

$$\text{Exceso de área} = 24.84 \%$$

El cálculo anterior indica que el equipo propuesto tiene un 24.84 % de exceso de área necesaria para el intercambio de calor; dado que las correlaciones empleadas siempre poseen un error asociado es razonable aceptar un diseño conservador como este.

8.6. Diseño del generador para la unidad 1 y 2.

a) Geometría propuesta:

- ✓ Intercambiador de carcasa y tubos.
- ✓ Tipo TEMA AKL, Clase C.
- ✓ Configuración 1-4.
- ✓ Longitud de los tubos $l = 10 \text{ ft. (3.048 m)}$.
- ✓ Tubería de $3/4 \text{ in}$, calibre 16 BWG ($D_o = 0.0190 \text{ m}$ y $D_i = 0.0157 \text{ m}$).

- ✓ Diámetro de la carcasa $D_s = 38 \text{ in. (0.9652 m)}$.
- ✓ Número de Tubos $N = 1,060$.
- ✓ 4 Soportes para los tubos.
- ✓ Configuración triangular en el arreglo de tubos, con paso de $P_t = 33/32 \text{ in. (} P_t = 0.0261 \text{ m)}$.

b) Datos de entrada:

- ✓ El calor que demanda el generador es igual a $7,586.77 \text{ kw}$.
- ✓ El flujo másico del agua geotérmica que aportará el calor es igual a 71.5 kg/s .
- ✓ El flujo másico de la solución débil del 13.38 kg/s .
- ✓ Flujo másico de la solución fuerte 10.79 kg/s .

c) Asignación de Flujos:

Atendiendo las recomendaciones de TEMA, se ha decidido que el agua geotérmica circule por los tubos ya que es el fluido más ensuciante, también es el más caliente.

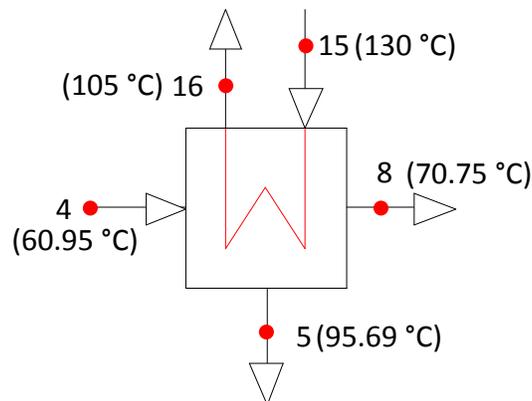


Figura 8.9 Diagrama de propiedades de proceso en el generador de las unidades 1 y 2.

8.6.1. Diferencia logarítmica media de temperatura real.

Observando la figura 8.9 se puede predecir cuál es el comportamiento de la temperatura, tanto del fluido caliente, como el frío a la entrada y a la salida.

En el fluido que ingresa en el punto 4 existe un rango de ebullición que va desde 60.96 °C en el punto 4 hasta 70.75 °C en el punto 8; podría pensarse a simple vista que conviene una configuración a contracorriente, la cual ofrece una *DMLT* mayor que si se tratase de flujo paralelo, sin embargo; la configuración propuesta no es de flujo paralelo, ni flujo a contracorriente por la sencilla razón de que uno de los fluidos está en reposo. Por lo tanto basta con encontrar la diferencia de temperatura entre el fluido caliente y frío.

Para encontrar dicha diferencia es recomendable usar la temperatura promedio del fluido caliente, así como también la temperatura con la que el fluido en ebullición abandona al generador, de este modo:

$$\Delta T = 117.5 \text{ °C} - 70.75 \text{ °C}$$

$$\Delta T = 46.75 \text{ °C}$$

Nota: Tanto en el diseño del evaporador de las unidades 1 y 2 como en la unidad 3 se hizo uso de la *DMLT*, esto es válido; sin embargo, en este caso sólo se calculó una diferencia de temperatura tal y como se explicó en la ecuación anterior, la ventaja de este proceso es que proporciona una diferencia de temperatura levemente inferior lo cual se traduce en un diseño conservador.

8.6.2. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos.

La temperatura promedio del agua geotérmica circulando por los tubos es:

$$T_{prom} = \frac{105 + 130}{2} = 117.5 \text{ °C}$$

A esta temperatura sus propiedades son:

- ✓ $\rho_{H_2O} = 945.2 \text{ kg/m}^3$
- ✓ $\mu_{H_2O} = 0.2377 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
- ✓ $Pr_{H_2O} = 1.44$
- ✓ $k_{H_2O} = 0.6827 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$

Calculando el área de flujo por tubo:

$$A'_t = \frac{\pi}{4} (0.0157 \text{ m})^2$$

$$A'_t = 1.94 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

El flujo volumétrico es:

$$\dot{V} = \left(71.5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \left(\frac{1 \text{ m}^3}{945.2 \text{ kg}} \right)$$

$$\dot{V} = 75.64 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Calculando la velocidad del fluido dentro de los tubos:

$$V_{el} = \frac{\left(75.64 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)}{(1.94 \times 10^{-4} \text{ m}^2)(265)}$$

$$V_{el} = 1.47 \text{ m/s}$$

Calculando el área de flujo por paso:

$$A_t = \frac{\pi}{4} (0.0157 \text{ m})^2 (265)$$

$$A_t = 0.051 \text{ m}^2$$

Calculando la velocidad másica:

$$G_t = \frac{71.5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0.051 \text{ m}^2}$$

$$G_t = 1,401 \text{ kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$$

Calculando el número de Reynolds:

$$Re_t = \frac{(0.0157 \text{ m}) \left(1401 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}\right)}{0.2377 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}$$
$$Re_t = 92,535$$

Calculando el coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos mediante el empleo de la ecuación 8.33:

$$h_i = 0.023(92,535)^{0.8}(1.44)^{0.33} \left(\frac{0.6827 \text{ W/m}^\circ\text{C}}{0.0157 \text{ m}}\right)$$
$$h_i = 10,601 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Nota: véase que no se ha hecho uso del factor de corrección por viscosidades $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$ ya que mediante los cálculos preliminares, se comprobó que la temperatura de pared de los tubos es aproximadamente 100 °C; al sustituir la viscosidad a la temperatura promedio del fluido y a la temperatura de pared en este factor se obtiene un valor tan pequeño; que puede considerarse despreciable su efecto en el coeficiente global de transferencia de calor.

Refiriendo h_i al exterior del tubo:

$$h_{io} = 10,601 \left(\frac{0.0157 \text{ m}}{0.0190 \text{ m}}\right)$$
$$h_{io} = 8,759 \text{ W/m}^2\text{K}$$

8.6.3. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa.

El área del equipo propuesto es:

$$A_{prop} = \pi(0.0190 \text{ m})(1,060)(3.048 \text{ m})$$
$$A_{prop} = 192.85 \text{ m}^2$$

La densidad de flujo de calor debe ser:

$$q = \frac{7,586.77 \times 10^3 \text{ w}}{192.85 \text{ m}^2}$$
$$q = 39,340 \text{ w/m}^2$$

Asumiendo un $h_{TP} = 300 \text{ w/m}^2\text{K}$ y retomando las ecuaciones empleadas en el diseño de los evaporadores de las unidades 1,2 y 3 se tiene luego:

Encontrando el factor de corrección por presión Fp mediante el empleo de la ecuación 8.20:

$$Fp = 1.8 \left(\frac{9.5953 \text{ kPa}}{22,060 \text{ kPa}} \right)^{0.17}$$
$$Fp = 0.48$$

Encontrando el valor de h_{NB1} :

$$h_{NB1} = 0.00417(22,060 \text{ kPa})^{0.69} \left(39,340 \frac{\text{w}}{\text{m}^2} \right)^{0.7} \quad (0.48)$$
$$h_{NB1} = 3,272 \text{ w/m}^2 \text{ K}$$

Encontrando el factor de corrección por la geometría del haz de tubos:

$$Fb = 1 + 0.1 \left[\frac{0.785(0.9652 \text{ m})}{0.866 \left(\frac{0.0261 \text{ m}}{0.0190 \text{ m}} \right)^2 (0.0190 \text{ m})} - 1 \right]^{0.75}$$
$$Fb = 2.05$$

Encontrando el factor de corrección por rango de ebullición mediante ecuación 8.22:

$$F_c = \frac{1}{1 + 0.023(39,340)^{0.15}(70.75 - 60.96)^{0.75}}$$

$$F_c = 0.61$$

Sustituyendo en ecuación 8.18 se obtiene el valor del coeficiente de transferencia de calor en su componente microconvectiva (desprendimiento de burbujas).

$$h_{NB} = (3,272)(2.05)(0.61)$$

$$h_{NB} = 4,091 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Finalmente mediante el empleo de la ecuación 8.17 se obtiene el coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa:

$$h_0 = 4,091 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} + 300 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

$$h_0 = 4,391 \text{ W/m}^2\text{K}$$

8.6.4. Cálculo de la caída de presión del lado de los tubos y cabezales.

Calculando la pérdida de presión en los tubos:

Calculando el factor de fricción:

$$f = 1.2[0.0014 + 0.125(92,535)^{-0.32}]$$

$$f = 5.54 \times 10^{-3}$$

Aplicando la ecuación de fanning:

$$\Delta P_T = \frac{(4)(5.54 \times 10^{-3})(4)(3.048 \text{ m}) \left(1,401 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}\right)^2}{(0.0157 \text{ m})(2) \left(945 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)}$$

$$\Delta P_T = 17.87 \text{ kPa}$$

Calculando la pérdida de presión en los cabezales:

$$\Delta P_r = \frac{(4)(4) \left(1,401 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}\right)^2}{(2) \left(945 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)}$$

$$\Delta P_r = 16.61 \text{ kPa}$$

Calculando la pérdida de carga total:

$$\Delta P_T = 17.87 \text{ kPa} + 16.61 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_T = 34.48 \text{ kPa}$$

8.6.5. Verificación del área de transferencia de calor.

En este diseño se toma el valor de resistencia de ensuciamiento de una salmuera natural cuyo valor es de $R_f = 0.0008 \text{ m}^2 \text{ K}/\text{w}$. Tomado de la ref. (6).

Sustituyendo en ecuación 8.7:

$$U_d = \left[\frac{1}{8,759 \text{ w}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}} + \frac{1}{4,391 \text{ w}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}} + 0.0008 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C}/\text{w} \right]^{-1}$$

$$U_d = 875 \text{ w}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Calculando el área de transferencia de calor requerida:

$$A_{req} = \frac{7,586.77 \times 10^3 \text{ w}}{\left(875 \text{ w}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}\right) (46.75 \text{ }^\circ\text{C})}$$

$$A_{req} = 185.46 \text{ m}^2$$

Calculando el exceso de área:

$$\text{Exceso de área} = \frac{192.85 \text{ m}^2 - 185.46 \text{ m}^2}{185.46 \text{ m}^2} 100 \%$$

$$\text{Exceso de área} = 3.94 \%$$

Ya que se tiene un exceso de área de casi un 4%, el equipo se considera adecuado.

8.6.6. Verificación de la máxima densidad de flujo de calor.

Para evitar la interferencia al paso de calor, debido a la ebullición por película de vapor, es necesario verificar que la densidad de flujo de calor está en un rango menor a $0.5q_{max}$ como se explicó con anterioridad en el diseño del evaporador de las unidades 1,2 y 3. Para verificar el cumplimiento de dicha restricción se efectúa el mismo análisis presentado en el diseño del evaporador esto es:

Calculando el factor de corrección asociado a la geometría del haz de tubos según la ecuación 8.28:

$$\phi_b = 3.1 \left[\frac{\pi * 0.9652 \text{ m} * 3.048 \text{ m}}{192.85 \text{ m}^2} \right] = 0.15$$

$$\phi_b = 0.15$$

Calculando la máxima densidad de flujo de calor asociada a un solo tubo con la ecuación 8.26:

$$q_{1max} = 367(22,060 \text{ kPa}) \left(\frac{9.5953 \text{ kPa}}{22,060 \text{ kPa}} \right)^{0.35} \left(1 - \frac{9.5953 \text{ kPa}}{22,060 \text{ kPa}} \right)^{0.9}$$

$$q_{1max} = 538,964 \text{ W/m}^2$$

Con esta información se procede a calcular la máxima densidad de flujo de calor admisible corregida para el haz de tubos mediante el empleo de la ecuación 8.27:

$$q_{bmax} = \left(538,964 \frac{W}{m^2} \right) (0.15)$$

$$q_{bmax} = 80,844 \frac{W}{m^2}$$

Luego:

$$\frac{q}{q_{bmax}} = \left[\frac{39,340 \frac{W}{m^2}}{80,844 \frac{W}{m^2}} \right] (100 \%)$$

$$\frac{q}{q_{bmax}} = 48.66 \%$$

La bibliografía antes citada (Ref. (10)) recomienda diseñar con una densidad de flujo de calor no superior a $0.5q_{max}$; por tanto se está al 48.66% del máximo permisible por lo tanto el diseño es seguro para evitar la interferencia de ebullición por película de vapor.

8.7. Diseño del condensador para la unidad 1 y 2.

a) Geometría propuesta:

- ✓ Intercambiador de carcasa y tubos.
- ✓ Tipo TEMA AEL, Clase C.
- ✓ Configuración (1-2).
- ✓ Longitud de los tubos $l = 16 \text{ ft. (4.87 m)}$.
- ✓ Tubería de $3/4 \text{ in.}$ calibre 16 BWG ($D_o = 0.0190m$ y $D_i = 0.0157 m$).
- ✓ Diámetro de la carcasa $D_s = 42 \text{ in. (1.0670m)}$.
- ✓ Número de tubos $N = 1,664$.
- ✓ Deflectores segmentados al 25% del diámetro de la carcasa, separados entre si $0.2542m$ haciendo un total de 18 deflectores transversales. ($N_B = 18$).
- ✓ Configuración triangular con paso $Pt = 15/16 \text{ in (0.0238 m)}$.

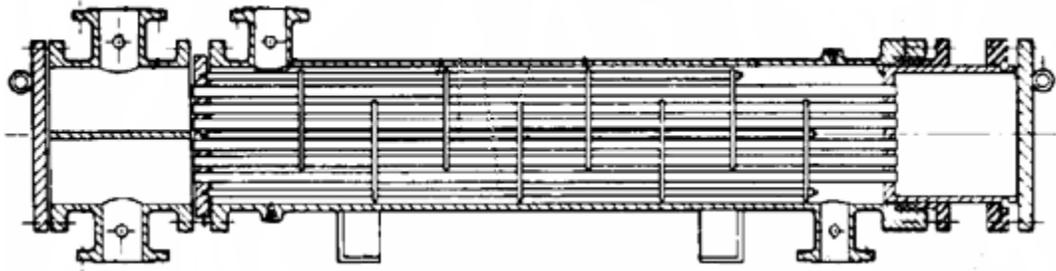


Figura 8.10 Geometría básica del condensador.

b) Datos de entrada:

- ✓ El flujo de calor que hay que remover del condensador es 6,315.6 *kw*.
- ✓ El flujo másico del vapor a condensar es 2.59 *kg/s*.
- ✓ El flujo másico del agua de enfriamiento del condensador es 302 *kg/s*.

c) Asignación de flujos:

El fluido que circulará por los tubos es el proveniente de la torre de enfriamiento, es decir el fluido que no experimentará cambio de fase, esto se decide atendiendo a la norma TEMA la cual recomienda que el fluido más ensuciante circule por los tubos, ya que esto facilita la limpieza del equipo con una baqueta sin tener que desmontarlo totalmente.

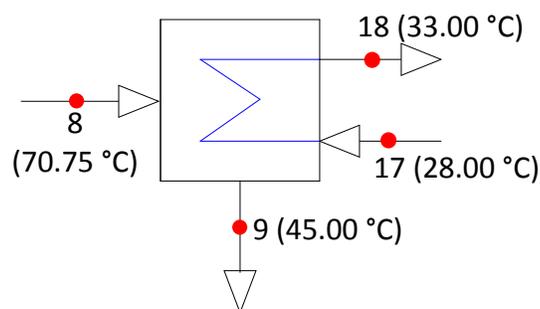


Figura 8.11 Diagrama de propiedades de proceso en el condensador de las unidades 1 y 2.

Por otro lado es recomendable que el fluido a condensar circule fuera de los tubos, esto debido a que si la condensación se realiza dentro de los tubos se debe tomar en cuenta los efectos de la parte de fluido que ha sido condensado y que puede inundar los tubos,

causando una aceleración del vapor que aún no ha condensado, complicando grandemente los cálculos.

8.7.1. Diferencia logarítmica media de temperatura real.

Como ya se mencionó antes la *DMLT*, en los intercambiadores de calor en que uno de los fluidos es isotérmico es la misma ya sea que la dirección de los flujos sea en paralelo o a contracorriente, además el factor de corrección f_t es igual a 1.

Sin embargo el diseño del condensador en este proyecto es especial, debido a que se condensará vapor sobrecalentado, por lo que el equipo debe tener dos zonas en serie. La primera zona es de transferencia de calor de simple fase; en ella el vapor se enfría desde la temperatura de entrada hasta la temperatura de rocío, que corresponde a la presión dentro del condensador. La segunda zona corresponde a la condensación aproximadamente isotérmica del vapor.

En un condensador-desobrecalentador a contracorriente, y según la geometría propuesta de un paso por la carcasa y dos pasos por los tubos; el diagrama de evolución de las temperaturas es como se indica en la figura 8.12.

Una zona es para retirar el calor sensible del fluido a condensar la cual se representa con " A_s ", mientras que la otra zona es para retirar el calor latente de condensación y es representada por " A_λ ".

Por otro lado, podría pensarse que para encontrar la *DMLT* basta con sustituir las temperaturas de entrada y salida del fluido caliente y frío respectivamente en la ecuación 3.17; sin embargo; esto es así, sólo en intercambiadores de calor en donde el comportamiento de las curvas de temperatura de los fluidos es predecible; no así en el caso de la figura anterior, en donde la curva de temperatura del vapor tiene dos zonas totalmente distintas; con las cuales la *DMLT* no sería representativa de dicha evolución.

Por lo tanto; la ecuación 3.17 no se aplica a intercambiadores que exhiben el comportamiento del diagrama de la figura 8.12. Se debe entonces encontrar una *DMLT* para la zona de calor sensible ($DMLT_s$) y otra para la zona de latente ($DMLT_\lambda$), combinando dichos valores con el coeficiente global de transferencia de calor para cada zona, es decir: U_s y U_λ , es posible luego encontrar el valor del área para la transferencia de calor sensible A_s y el área para la transferencia de calor latente A_λ .

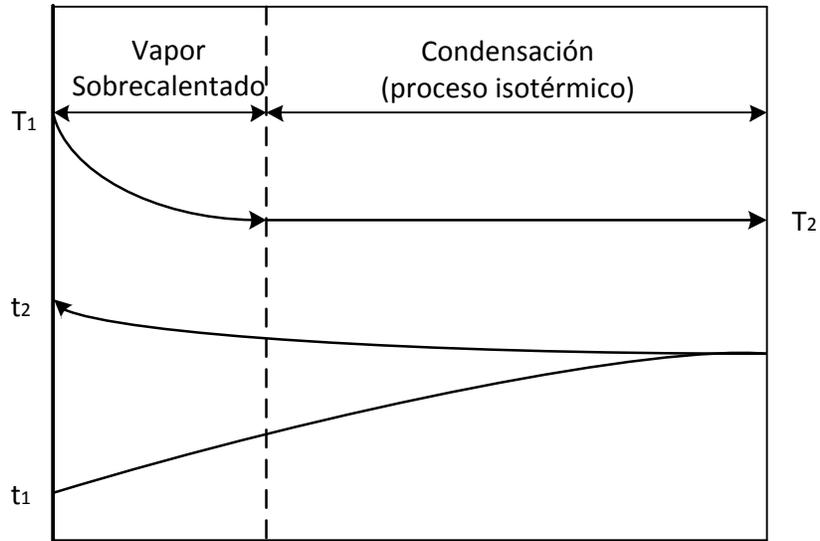


Figura 8.12 Diagrama de temperaturas vs Área en un condensador-desobrecalentador en configuración 1-2.

Para resolver el problema que se presenta con la figura 8.12, se hace la suposición que el condensador es a contracorriente pura y se toma como base a la figura 8.13 para encontrar la *DMLT* para cada zona. Según la ref.(6) el error cometido al hacer esta suposición se ve compensado al no tomar en cuenta el mecanismo conocido como *reflashing*, el cual tiene lugar en la zona de sobrecalentamiento del condensador.

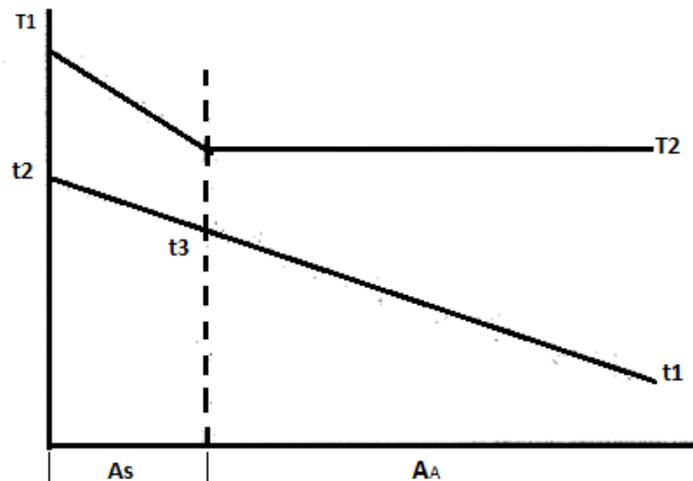


Figura 8.13 Diagrama de temperaturas vs Área en un condensador-desobrecalentador a contracorriente pura.

Si la temperatura de la pared de un tubo en esta zona, es menor que la temperatura de rocío del vapor se formará condensado sobre la superficie de los tubos aunque la temperatura global del vapor corresponda a un estado sobrecalentado. Cuando éste condensado se desprende del tubo ingresa al seno de la fase de vapor donde sufre un proceso de re-evaporación (reflashing), extrayendo calor de la masa de vapor.

Lo anterior quiere decir; que aparece un nuevo mecanismo que contribuye en forma muy eficiente a lograr el enfriamiento del vapor, mejorando el coeficiente de transferencia de calor global para dicha zona. Para evaluar la temperatura en el punto de transición entre la zona para transferencia de calor sensible y la zona para transferencia del calor latente se emplea la ecuación 8.41 la cual es presentada a continuación:

$$t_3 = t_2 - \frac{Q_s}{\dot{m}_c c_{pc}} \quad (8.41)$$

Dónde:

t_3 : Temperatura del punto transición entre A_s y A_λ (°C).

t_2 : Temperatura de salida del fluido frío (°C).

Q_s : Calor sensible total (w).

\dot{m}_c : Flujo másico del fluido frío (kg/ s).

c_{pc} : Calor específico del fluido frío (J/kg K).

El balance de calor del equipo puede expresarse por medio de:

$$Q_s = \dot{m}_{hv} c_{pc} (T_1 - T_2) \quad (8.42)$$

Dónde:

Q_s : Calor sensible total (w).

\dot{m}_{hv} : Flujo másico del fluido caliente en forma de vapor (kg/ s).

c_{pc} : Calor específico del fluido frío ($J/kg K$).

T_1 : Temperatura de entrada del fluido caliente ($^{\circ}C$).

T_2 : Temperatura de salida del fluido caliente (hasta el punto de saturación) ($^{\circ}C$).

La temperatura promedio del vapor es:

$$T_{prom} = \frac{45 + 70.75}{2} = 57.87^{\circ}C$$

De donde $c_{pc} = 1,912 (J/kg K)$, sustituyendo ambos datos:

$$Q_s = \left(2.59 \frac{kg}{s}\right) \left(1,912 \frac{J}{kg^{\circ}C}\right) (70.75^{\circ}C - 45^{\circ}C)$$

$$Q_s = 127.52 \text{ kw}$$

La cantidad de calor latente a retirar está dado por:

$$Q_{\lambda} = \dot{m}_h \lambda \tag{8.43}$$

Dónde:

Q_{λ} : Calor latente total (w).

\dot{m}_h : Flujo másico del fluido caliente (kg/s).

λ : Calor latente de condensación (kJ/kg).

A $45^{\circ}C$ se tiene un $\lambda = 2,395 \text{ kJ/kg}$.

Sustituyendo:

$$Q_{\lambda} = \left(2.59 \frac{kg}{s}\right) \left(2,395 \times 10^3 \frac{J}{kg K}\right)$$

$$Q_{\lambda} = 6,203.05 \text{ kw}$$

Mediante 8.41 se calcula finalmente t_3 :

$$t_3 = 33 \text{ }^{\circ}\text{C} - \frac{127.52 \times 10^3 \text{ w}}{\left(302 \frac{kg}{s}\right) \left(4,178 \frac{J}{kg \text{ }^{\circ}\text{C}}\right)}$$

$$t_3 = 32.89 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Con la temperatura en el punto de transición entre A_s y A_{λ} se encuentra la $DMLT_s$ al sustituir en la ecuación 3.17 t_3 en lugar de t_1 :

$$DMLT_s = \frac{[(70.75 - 33) - (45 - 32.89)]}{\ln \left[\frac{(70.75 - 33)}{(45 - 32.89)} \right]}$$

$$DMLT_s = 22.55 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

De manera similar se encuentra que:

$$DMLT_{\lambda} = \frac{[(45 - 32.89) - (45 - 28)]}{\ln \left[\frac{(45 - 32.89)}{(45 - 28)} \right]}$$

$$DMLT_{\lambda} = 14.41 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Como factor de seguridad y para lograr un diseño conservador, tal; y como lo expresa la ref. (10) algunos autores calculan un factor de corrección f_t de la $DMLT$, tomando en cuenta las temperaturas de las entradas y salidas del condensador y la aplican a la $DMLT$ para cada zona así:

$$R = \frac{70.75 - 45}{33 - 28} = 5.15$$

$$S = \frac{33 - 28}{70.75 - 28} = 0.12$$

Evaluando en R y S en ecuación 8.5 se obtiene $f_t = 0.95$.

Por lo tanto:

$$DMLT_s = (22.55 \text{ }^\circ\text{C})(0.95)$$

$$DMLT_s = 21.42 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$DMLT_\lambda = (14.41 \text{ }^\circ\text{C})(0.95)$$

$$DMLT_\lambda = 13.68 \text{ }^\circ\text{C}$$

8.7.2. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos.

La temperatura promedio del agua circulando por los tubos es:

$$T_{prom} = \frac{28 + 33}{2} = 30.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

A esta temperatura se tiene:

- ✓ $\rho_{H_2O} = 996 \text{ kg/m}^3$
- ✓ $\mu_{H_2O} = 0.798 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

Calculando el área de flujo por tubo:

$$A'_t = \frac{\pi}{4} (0.0157 \text{ m})^2$$

$$A'_t = 1.94 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Calculando el área de flujo por paso:

$$A_t = (1.94 \times 10^{-4} \text{ m}^2)(832)$$

$$A_t = 0.161 \text{ m}^2$$

Calculando el caudal:

$$\dot{V} = \frac{302 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{996 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$\dot{V} = 303.21 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Calculando la velocidad del fluido dentro de los tubos:

$$V_{el} = \frac{303.21 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0.161 \text{ m}^2}$$

$$V_{el} = 1.87 \text{ m/s}$$

Debido a que la velocidad del fluido dentro de los tubos es superior a 1.0 m/s se considera que el área de flujo total es apropiada.

Cálculo de la velocidad másica:

$$G_t = \frac{302 \text{ kg/s}}{0.1610 \text{ m}^2}$$

$$G_t = 1,875 \frac{kg}{m^2 s}$$

Calculando el número de Reynolds:

$$Re_t = \frac{(0.0157m) \left(1,875 \frac{kg}{m^2 s} \right)}{(0.798 \times 10^{-3} Pa \cdot s)}$$

$$Re_t = 36,889$$

Ahora se sustituye en la ecuación 8.14:

$$h_i = 1,423(1 + 0.0146 (30.5 \text{ } ^\circ\text{C})) \frac{(1.87 \text{ m/s})^{0.8}}{(0.0157 \text{ m})^{0.2}}$$

$$h_i = 7,788 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Refiriendo h_i al diámetro exterior del tubo:

$$h_{io} = \left(7,788 \frac{W}{m^2 K} \right) \left(\frac{0.0157 \text{ m}}{0.0190 \text{ m}} \right)$$

$$h_{io} = 6,435 \text{ W/m}^2\text{K}$$

8.7.3. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa.

a) Zona para evacuar el calor sensible del refrigerante.

Calculando el claro entre tubos:

$$C = 0.0238 \text{ m} - 0.0190 \text{ m}$$

$$C = 0.0048 \text{ m}$$

Calculando el área de flujo por la carcasa mediante la ecuación 8.34:

$$A_s = \frac{(1.067 \text{ m})(0.0048 \text{ m})(0.2542 \text{ m})}{0.0238 \text{ m}}$$

$$A_s = 0.0538 \text{ m}^2$$

Calculando el gasto másico de vapor mediante la ecuación 8.35:

$$G_s = \frac{2.59 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0.0538 \text{ m}^2}$$

$$G_s = 48.14 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

Calculando el diámetro equivalente para una configuración en triángulo, mediante la ecuación 8.36:

$$D_e = \frac{4 \left(\left(\frac{1}{2} \right) (0.0238 \text{ m})(0.86)(0.0238 \text{ m}) - \left(\frac{\pi}{8} \right) (0.0190 \text{ m})^2 \right)}{\frac{\pi}{2} (0.0190 \text{ m})}$$

$$D_e = 0.0136 \text{ m}$$

Calculando número de Reynolds para el vapor:

De tablas para vapor de agua a 45°C se obtiene $\mu_v = 1.046 \times 10^{-5} \text{ Kg/m} \cdot \text{s}$.

$$Re_s = \frac{(0.0136 \text{ m}) \left(48.14 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} \right)}{1.046 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}}$$

$$Re_s = 62,591$$

En este caso en particular $Pr \approx \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \approx 1.00$.

Sustituyendo en la ecuación 8.37 para encontrar el coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa en la zona de en que hay que retirar calor sensible h_{os} .

$$h_{os} = 0.36 \left(\frac{0.0200 \frac{w}{m K}}{0.0136 m} \right) (62,591)^{0.55} (1)^{0.33}$$

$$h_{os} = 230 \text{ w/m}^2\text{K}$$

b) Zona para evacuar el calor latente del refrigerante.

Para un condensador cuyo haz de tubos está colocado en forma horizontal, el coeficiente pelicular de condensación está dado según la ref. (24) por:

$$h_{o\lambda} = \frac{1.51 \left(\frac{4G''}{\mu_L} \right)^{-1/3}}{\left(\frac{\mu_L^2}{k_L^3 \rho_L^2 g} \right)^{1/3}} \quad (8.44)$$

Donde:

$h_{o\lambda}$: Coeficiente pelicular de condensación del lado de la carcasa para la zona de calor latente ($w/m^2 K$).

G'' : gasto másico de condensado por unidad de longitud de los tubos ($kg/m \cdot s$).

μ_L : Viscosidad dinámica del líquido condensado ($Pa \cdot s$).

k_L : Conductividad térmica del líquido condensado ($w/m \text{ } ^\circ\text{C}$).

ρ_L : Densidad del líquido condensado (kg/m^3).

g : Aceleración de la gravedad (m/s^2).

Nota: todas las propiedades utilizadas en la ecuación 8.44 deben ser evaluadas para la temperatura de saturación, para este caso la temperatura de saturación corresponde a 45 °C.

El valor de G'' , se determina mediante:

$$G'' = \frac{\dot{m}_h}{LN^{2/3}} \quad (8.45)$$

Donde:

G'' : gasto másico de condensado por unidad de longitud de los tubos ($kg/m \cdot s$).

L : Longitud del haz de tubos (m).

N : Número total del haz de tubos.

Obteniendo de tablas de vapor saturado las propiedades de interés para vapor de agua a $45 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\mu_L = 0.596 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$k_L = 0.637 \text{ w/m } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_L = 990.1 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

Mediante la ecuación 8.45:

$$G'' = \frac{2.59 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{(4.87 \text{ m})(1,664)^{2/3}}$$

$$G'' = 3.78 \times 10^{-3} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

Mediante la ecuación 8.44 el coeficiente pelicular de condensación es:

$$h_{o\lambda} = \frac{1.51 \left(\frac{4 \left(3.78 \times 10^{-3} \frac{kg}{m \cdot s} \right)}{0.596 \times 10^{-3} Pa \cdot s} \right)^{-1/3}}{\left(\frac{(0.596 \times 10^{-3} Pa \cdot s)^2}{\left(0.637 \frac{W}{m^{\circ}C} \right)^3 \left(990.1 \frac{kg}{m^3} \right)^2 \left(9.81 \frac{m}{s^2} \right)} \right)^{1/3}}$$

$$h_{o\lambda} = 9,003 \text{ W}/m^2K$$

8.7.4. Cálculo de la caída de presión del lado de los tubos y cabezales.

Calculando la pérdida de presión en los tubos:

Calculando el factor de fricción:

$$f = 1.2[0.0014 + 0.125(36,889)^{-0.32}]$$

$$f = 6.86 \times 10^{-3}$$

Aplicando la ecuación de fanning:

$$\Delta P_t = \frac{(4)(6.86 \times 10^{-3})(2)(4.87 \text{ m}) \left(1,875 \frac{kg}{m^2 \cdot s} \right)^2}{(0.0157 \text{ m})(2) \left(996 \frac{kg}{m^3} \right)}$$

$$\Delta P_t = 30.04 \text{ kPa.}$$

Calculando la pérdida de presión en los cabezales:

$$\Delta P_r = \frac{(4)(2) \left(1,875 \frac{kg}{m^2 \cdot s} \right)^2}{(2) \left(996 \frac{kg}{m^3} \right)}$$

$$\Delta P_r = 14.12 \text{ kPa.}$$

Calculando la pérdida de carga total:

$$\Delta P_T = 30.04 \text{ kPa.} + 14.12 \text{ kPa.}$$

$$\Delta P_T = 44.16 \text{ kPa.}$$

8.7.5. Verificación del área de transferencia de calor.

a) Cálculo de los coeficientes globales de transferencia de calor.

Ya que el fluido que circula por los tubos es agua bastante sucia; se ha tomado un valor de resistencia de ensuciamiento correspondiente a agua de compensación para torre de enfriamiento sin tratar, el cual es igual a $(0.0012 \text{ m}^2\text{K}/\text{w})$ y ya que afuera de los tubos se tiene agua que está recirculando se considera que es agua limpia por lo que el valor de la resistencia de ensuciamiento en este caso para agua destilada es de $(0.0004 \text{ m}^2\text{K}/\text{w})$, calculando el promedio de estos valores se tiene $R_f = 0.0007 \text{ m}^2\text{k}/\text{w}$. Tomado de le ref. (6).

Así el coeficiente global de transferencia de calor para la zona en que se evacua el calor sensible es:

$$U_s = \left[\frac{1}{6,435 \frac{\text{w}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}} + \frac{1}{230 \frac{\text{w}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}} + 0.0007 \frac{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{\text{w}} \right]^{-1}$$
$$U_s = 192 \text{ w}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Y el coeficiente global de transferencia de calor para la zona en que se evacua el calor latente es:

$$U_\lambda = \left[\frac{1}{6,435 \frac{\text{w}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}} + \frac{1}{9,003 \frac{\text{w}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}} + 0.0007 \frac{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{\text{w}} \right]^{-1}$$
$$U_\lambda = 1,034 \text{ w}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

b) Cálculo de la superficie necesaria para la transferencia de calor.

Ya se explicó que para el caso del condensador del sistema de refrigeración por absorción, deben existir dos zonas bien definidas. Una zona para transmitir calor sensible (A_s) y lograr llevar al vapor a un estado saturado; posteriormente se requiere de un área a través de la cual se transmita calor latente (A_λ) y lograr condensar en su totalidad el vapor del refrigerante.

Cálculo el área de transferencia de calor para evacuar calor sensible:

$$A_s = \frac{127.52 \times 10^3 \text{ w}}{\left(192 \frac{\text{w}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}\right) (21.42 \text{ } ^\circ\text{C})}$$
$$A_s = 31.00 \text{ m}^2$$

Cálculo el área de transferencia de calor para evacuar el calor latente:

$$A_\lambda = \frac{6,203.05 \times 10^3 \text{ w}}{\left(1,034 \frac{\text{w}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}\right) (13.68 \text{ } ^\circ\text{C})}$$
$$A_\lambda = 438.52 \text{ m}^2$$

Calculando el área total requerida:

$$At_{req} = A_s + A_\lambda$$
$$At_{req} = 31.00 \text{ m}^2 + 438.52 \text{ m}^2$$
$$At_{req} = 469.52 \text{ m}^2$$

Calculando el área propuesta:

$$A_{prop} = \pi(0.0190 \text{ m})(1,664)(4.87 \text{ m})$$
$$A_{prop} = 483.71 \text{ m}^2$$

Calculando el exceso de área:

$$\text{Exceso de área} = \frac{483.71 \text{ m}^2 - 469.52 \text{ m}^2}{469.52 \text{ m}^2} 100\%$$

$$\text{Exceso de área} = 3.02 \%$$

Se tiene por lo tanto un exceso de área del 3.02% por lo tanto este diseño se puede considerar aceptable, por otro lado no se ha tomado en cuenta la velocidad del vapor dentro del equipo lo cual sin duda va a mejorar el coeficiente global de transferencia de calor para cada zona.

8.8. Diseño del evaporador para la unidad 3.

a) Geometría propuesta:

- ✓ Intercambiador de carcasa y tubos.
- ✓ Tipo TEMA AKL, Clase C.
- ✓ Configuración (1-6).
- ✓ Longitud de los tubos $l = 20 \text{ ft. (6.09 m)}$.
- ✓ Tubería de $3/4 \text{ in}$, calibre 16 BWG ($D_o = 0.0190\text{m}$ y $D_i = 0.0157\text{m}$).
- ✓ Diámetro de la carcasa $D_s = 57 \text{ in. (1.4478m)}$.
- ✓ Numero de Tubos $N = 3,000$.
- ✓ 4 Soportes para los tubos.
- ✓ Configuración triangular en el arreglo de tubos, con paso de $P_t = 15/16 \text{ in. (} P_t = 0.0238\text{m)}$.

b) Datos de entrada:

- ✓ El calor total que el evaporador absorberá del agua de la torre de enfriamiento es igual a $7,059.8 \text{ kw}$.
- ✓ El flujo másico del agua proveniente de la torre de enfriamiento es 187.5 kg/s .
- ✓ El flujo másico del agua a evaporar proveniente del condensador es 3.00 kg/s .

c) Asignación de Flujos:

Atendiendo nuevamente las normas TEMA el fluido más ensuciante circulará por los tubos, esto por las razones que fueron explicadas en el contenido 8.3.

Nota: El diagrama de propiedades de procesos para el evaporador de la unidad 3 es el mismo que para la unidad 1 y 2 (figura 8.2) por ello no se vuelve a presentar.

8.8.1. Diferencia logarítmica media de temperatura real.

Debido a que se tienen las mismas temperaturas de entrada y salida que para el evaporador de la unidad 1 y 2 la *DMLT* real es la misma que ya se había calculado:

$$DMLT = 8.74 \text{ } ^\circ\text{C}$$

8.8.2. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos.

La temperatura promedio del agua a enfriar circulando por los tubos es:

$$T_{prom} = \frac{19 + 28}{2} = 23.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

A esta temperatura las propiedades del agua son:

$$\checkmark \rho_{H_2O} = 997.3 \text{ } \text{kg}/\text{m}^3$$

$$\checkmark \mu_{H_2O} = 0.9243 \times 10^{-3} \text{ } \text{Pa} \cdot \text{s}$$

Calculando el área de flujo por tubo:

$$A'_t = \frac{\pi}{4} (0.0157 \text{ } \text{m})^2$$

$$A'_t = 1.94 \times 10^{-4} \text{ } \text{m}^2$$

El flujo volumétrico es:

$$\dot{V} = \left(187.5 \frac{kg}{s}\right) \left(\frac{1 m^3}{997.31 kg}\right)$$

$$\dot{V} = 188.00 \times 10^{-3} m^3/s$$

Calculando la velocidad del fluido dentro de los tubos:

$$V_{el} = \frac{\left(188.00 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}\right)}{(1.94 \times 10^{-4} m^2)(500)}$$

$$V_{el} = 1.93 m/s$$

Calculando el área de flujo por paso:

$$A_t = \frac{\pi}{4} (0.0157 m)^2 (500)$$

$$A_t = 96.79 \times 10^{-3} m^2$$

Calculando la velocidad másica:

$$G_t = \frac{187.5 \times 10^{-3} \frac{kg}{s}}{96.79 \times 10^{-3} m^2}$$

$$G_t = 1,937.18 \frac{Kg}{m^2 s}$$

Calculando el número de Reynolds:

$$Re_t = \frac{\left(1,937.18 \frac{kg}{m^2 \cdot s}\right) (0.0157 m)}{(0.9243 \times 10^{-3} Pa \cdot s)}$$

$$Re_t = 32,904$$

Calculando el coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos mediante el empleo de la ecuación 8.14:

$$h_i = 1,423[1 + 0.0146 (23.5 \text{ }^\circ\text{C})] \frac{(1.93 \text{ m/s})^{0.8}}{(0.0157 \text{ m})^{0.2}}$$

$$h_i = 7,422 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Refiriendo h_i al exterior de los tubos se tiene:

$$h_{i0} = 7,422 \left(\frac{0.0157 \text{ m}}{0.0190 \text{ m}} \right)$$

$$h_{i0} = 6,133 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

8.8.3. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa.

El área del equipo propuesto es:

$$A_{prop} = \pi(0.0190 \text{ m})(3,000)(6.09 \text{ m})$$

$$A_{prop} = 1,090.54 \text{ m}^2$$

La densidad de flujo de calor debe ser:

$$q = \frac{7,059.8 \times 10^3 \text{ W}}{1,090.54 \text{ m}^2}$$

$$q = 6,473 \text{ W/m}^2$$

Asumiendo un $h_{TP} = 300 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ y retomando las ecuaciones empleadas en el diseño del evaporador de las unidades 1 y 2:

Encontrando el factor de corrección por presión F_p mediante el empleo de la ecuación 8.20:

$$F_p = 1.8 \left(\frac{1.6102 \text{ kPa}}{22,060 \text{ kPa}} \right)^{0.17}$$

$$Fp = 0.3564$$

Encontrando el valor de h_{NB1} :

$$h_{NB1} = 0.00417(22,060 \text{ kPa})^{0.69} (6,473 \text{ W/m}^2)^{0.7} (0.3564)$$

$$h_{NB1} = 686 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Encontrando el factor de corrección por la geometría del haz de tubos:

$$Fb = 1 + 0.1 \left[\frac{0.785(1.4478 \text{ m})}{0.866 \left(\frac{0.0238 \text{ m}}{0.0190 \text{ m}} \right)^2 (0.0190 \text{ m})} - 1 \right]^{0.75}$$

$$Fb = 2.67$$

El factor de corrección por rango de ebullición es $F_c = 1.00$ ya que no hay rango de ebullición, además el fluido en ebullición es una sustancia pura.

Sustituyendo en ecuación 8.18 se obtiene el valor del coeficiente de transferencia de calor en su componente microconvectiva (desprendimiento de burbujas).

$$h_{NB} = (686 \text{ W/m}^2\text{K})(2.67)(1)$$

$$h_{NB} = 1,831 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Finalmente mediante el empleo de la ecuación 8.17 se calcula el coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa:

$$h_0 = 1,831 \frac{w}{m^2 K} + 300 \frac{w}{m^2 K}$$

$$h_0 = 2,131 \frac{w}{m^2 K}$$

8.8.4. Cálculo de la caída de presión del lado de los tubos y cabezales.

Calculando la pérdida de presión en los tubos:

Calculando el factor de fricción:

$$f = 1.2[0.0014 + 0.125 (32,904)^{-0.32}]$$

$$f = 7.05 \times 10^{-3}$$

Aplicando la ecuación de fanning:

$$\Delta P_t = 4(7.05 \times 10^{-3})(6) \left(\frac{6.09 \text{ m}}{0.0157 \text{ m}} \right) \left[\frac{\left(1,937.18 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} \right)^2}{2(997.3 \text{ kg/m}^3)} \right]$$

$$\Delta P_t = 123.48 \text{ kPa}$$

Calculando la pérdida de presión en los cabezales:

$$\Delta P_r = 4(6) \left[\frac{\left(1,937.18 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} \right)^2}{2(997.3 \text{ kg/m}^3)} \right]$$

$$\Delta P_r = 45.15 \text{ kPa}$$

Calculando la pérdida de carga total.

$$\Delta P_T = 123.48 \text{ kPa} + 45.15 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_T = 168.63 \text{ kPa}$$

8.8.5. Verificación del área de transferencia de calor.

En este caso se tomará el valor promedio de R_f entre agua de compensación para torre de enfriamiento sin tratar ($0.0012 \text{ m}^2\text{K}/\text{w}$) y agua destilada ($0.0002 \text{ m}^2\text{K}/\text{w}$), cuyo valor es de $R_f = 0.0007 \text{ m}^2\text{K}/\text{w}$. Tomado de la ref. (6).

Con este valor se procede a calcular el coeficiente global de transferencia de calor mediante el empleo de la ecuación 8.7:

$$U_d = \left[\frac{1}{2,131 \text{ w}/\text{m}^2\text{K}} + \frac{1}{6,133 \text{ w}/\text{m}^2\text{K}} + 0.0007 \text{ m}^2\text{K}/\text{w} \right]^{-1}$$

$$U_d = 750 \text{ w}/\text{m}^2\text{K}$$

Calculando el área de transferencia de calor requerida:

$$A_{req} = \frac{7,059.8 \times 10^{-3} \text{ w}}{(750 \text{ w}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})(8.74 \text{ } ^\circ\text{C})}$$

$$A_{req} = 1,077 \text{ m}^2$$

Comparando con el área de transferencia de calor del equipo propuesto:

$$\text{Exceso de área} = \frac{1,090.54 \text{ m}^2 - 1,077 \text{ m}^2}{1,077 \text{ m}^2} 100\%$$

$$\text{Exceso de área} = 1.26 \%$$

Es decir que se tiene un exceso de área de 1.26% se considera entonces que el equipo propuesto es apropiado.

8.8.6. Verificación de la máxima densidad de flujo de calor.

Al igual que el diseño del evaporador de las unidades 1 y 2; es necesario verificar que la densidad de flujo de calor usada para los cálculos anteriores no sobrepase $0.5q_{max}$ para evitar la interferencia al paso de calor a causa de la ebullición por película de vapor como ya se explicó anteriormente.

Retomando la ecuación 8.27 se sabe que:

$$q_{bmax} = q_{1max} \cdot \phi_b$$

Calculando el valor del factor ϕ_b con ecuación 8.28:

$$\phi_b = 3.1 \left[\frac{\pi(1.4478 \text{ m})(6.09 \text{ m})}{1,090.54 \text{ m}^2} \right]$$

$$\phi_b = 0.0787$$

Calculando la máxima densidad de flujo de calor para un solo tubo mediante la ecuación 8.26:

$$q_{1max} = 367 (22,060 \text{ kPa}) \left(\frac{1.6102 \text{ kPa}}{22,060 \text{ kPa}} \right)^{0.35} \left(1 - \frac{1.6102 \text{ kPa}}{22,060 \text{ kPa}} \right)^{0.9}$$

$$q_{1max} = 288,661 \text{ W/m}^2$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación 8.27 para encontrar la máxima densidad de flujo de calor admisible corregida para el haz de tubos:

$$q_{bmax} = (288,661 \text{ W/m}^2)(0.0787)$$

$$q_{bmax} = 22,717 \text{ W/m}^2$$

Luego:

$$\frac{q}{q_{bmax}} = \left[\frac{6,473 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}}{22,717 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}} \right] (100 \%)$$

$$\frac{q}{q_{bmax}} = 28.49 \%$$

El valor de la densidad de flujo de calor utilizado como base en los cálculos anteriores, es muy inferior al máximo permisible. Es aproximadamente un 28 % del máximo aceptable, por lo cual la geometría adoptada es satisfactoria.

8.9. Diseño del absorbedor para la unidad 3.

a) Geometría propuesta:

- ✓ Intercambiador de carcasa y tubos.
- ✓ Tipo TEMA AEL. Clase C.
- ✓ Configuración (1-4).
- ✓ Longitud de los tubos $l = 20 \text{ ft. (6.09 m)}$.
- ✓ Tubería de $3/4$ in, calibre 16 BWG ($D_o = 0.0190 \text{ m}$ y $D_i = 0.0157 \text{ m}$).
- ✓ Diámetro de la carcasa $D_s = 90 \text{ in. (2.286 m)}$.
- ✓ Número de tubos $N = 4,876$.
- ✓ 10 soportes para tubos separados entres si $24 \text{ in. (0.6096 m)}$.
- ✓ Configuración triangular alineada en el arreglo de tubos con paso $P_t = 15/16 \text{ in. (0.0238 m)}$.

b) Datos de entrada:

- ✓ Calor a retirar del absorbedor $\dot{Q}_{abs} = 8,495.1 \text{ kw}$.
- ✓ Flujo másico del circuito de enfriamiento $\dot{m} = 460.27 \text{ kg/s}$.
- ✓ Flujo másico de solución concentrada proveniente del generador $\dot{m} = 12.50 \text{ kg/s}$.
- ✓ Flujo másico de solución débil que sale del absorbedor $\dot{m} = 15.50 \text{ kg/s}$.

c) Asignación de Flujos:

Atendiendo nuevamente las normas TEMA el fluido más ensuciante circulará por los tubos, esto por las razones que fueron explicadas en el contenido 8.4.

d) Caracterización de las temperaturas de diseño:

Se efectúa el mismo análisis que se aplicó al absorbedor de la unidad 1 y 2 de este modo:

Aplicando el balance de masa en la bomba de recirculación del absorbedor:

$$\dot{m}_{sol,intermedio} - \dot{m}'_{sol,debil} = \dot{m}_{sol,fuerte}$$

$$x_{sol,intermedio} \cdot \dot{m}_{sol,intermedio} - x_{sol,debil} \cdot \dot{m}'_{sol,debil} = x_{sol,fuerte} \dot{m}_{sol,fuerte}$$

Sustituyendo y reagrupando:

$$\dot{m}_{sol,intermedio} - \dot{m}'_{sol,debil} = 12.50 \text{ kg/s}$$

$$(0.55)\dot{m}_{sol,intermedio} - (0.50)\dot{m}'_{sol,debil} = (0.62)(12.50 \text{ kg/s})$$

Resolviendo:

$$\dot{m}_{sol,intermedio} = 30.00 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}'_{sol,debil} = 17.50 \text{ kg/s}$$

Flujo másico por tubo:

$$\dot{m}_{p,tubo} = \left(30.00 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \left(\frac{0.75 \text{ in}}{64.08 \text{ in}}\right)$$

$$\dot{m}_{p,tubo} = 0.3511 \text{ kg/s}$$

Temperatura de la solución intermedia:

$$T_{sol,intermedio} = \sum_0^3 B_n (55)^n + (14^\circ\text{C}) \sum_0^3 A_n (55)^n$$

$$T_{sol,intermedio} = 44.87^\circ\text{C}$$

Nota: El diagrama de propiedades de procesos para el absorbedor de la unidad 3 es el mismo que para la unidad 1 y 2 (figura 8.4) por ello no se vuelve a presentar.

8.9.1. Diferencia logarítmica media de temperatura real.

Debido a que se tienen las mismas temperaturas de entrada y salida que para el evaporador de la unidad 1 y 2 la $DMLT$ real es la misma que ya se había calculado:

$$DMLT = 9.07 \text{ } ^\circ\text{C}$$

8.9.2. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos.

Debido a que se tienen las mismas condiciones de presión y temperatura que en el caso del absorbedor de la unidad 1 y 2, las propiedades promedio del agua proveniente de la torre de enfriamiento son las mismas.

- ✓ $T_{prom} = 30.5 \text{ } ^\circ\text{C}$
- ✓ $\rho_{H_2O} = 996 \text{ kg/m}^3$
- ✓ $\mu = 0.790 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
- ✓ $c_p = 4178.1 \text{ J/kg K}$
- ✓ $k = 0.616 \text{ W/m K}$
- ✓ $Pr = 5.36$

Calculando el área de flujo por tubo:

$$A'_t = \frac{\pi}{4} (0.0157 \text{ m})^2$$

$$A'_t = 193.59 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

Calculando el área de flujo por paso:

$$A_t = (193.59 \times 10^{-6} \text{ m}^2) \left(\frac{4,876}{4} \right)$$

$$A_t = 235.99 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Calculando la velocidad del fluido dentro de los tubos:

$$V_{el} = \frac{406.27 \frac{kg}{s}}{\left(996 \frac{kg}{m^3}\right) (235.99 \times 10^{-3} m^2)}$$

$$V_{el} = 1.73 \text{ m/s}$$

Debido a que la velocidad del fluido dentro de los tubos es superior a 1.0 m/s se considera que el área de flujo total es apropiada.

Calculando la velocidad másica:

$$G_t = \frac{406.27 \frac{kg}{s}}{235.99 \times 10^{-3} m^2}$$

$$G_t = 1,721.56 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$$

Calculando el número de Reynolds en los tubos:

$$Re_t = \frac{(0.0157 \text{ m}) \left(1,721.56 \frac{kg}{m^2 s}\right)}{0.790 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}$$

$$Re_t = 34,213$$

Ahora que se han calculado todos los parámetros geométricos sustituyendo en la ecuación 8.14:

$$h_i = 1,423 \left(1 + 0.0146 (30.5 \text{ } ^\circ\text{C})\right) \frac{\left(1.73 \frac{m}{s}\right)^{0.8}}{(0.0157 \text{ m})^{0.2}}$$

$$h_i = 7,318.46 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Refiriendo h_i al diámetro exterior del tubo:

$$h_{io} = \left(7,318.46 \frac{W}{m^2 K}\right) \left(\frac{0.0157 \text{ m}}{0.0190 \text{ m}}\right)$$

$$h_{io} = 6,047.36 \text{ W/m}^2\text{K}$$

8.9.3. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa.

Nuevamente se tienen las mismas propiedades promedio que en el caso del absorbedor de la unidad 1 y 2, por lo tanto:

- ✓ $T_{prom} = 40.48 \text{ }^\circ\text{C}$
- ✓ $\rho_s = 1,604.68 \text{ kg/m}^3$
- ✓ $c_{p,s} = 2,057.48 \text{ J/kg }^\circ\text{C}$
- ✓ $\mu_s = 0.003452 \text{ Pa}\cdot\text{s}$
- ✓ $k_s = 0.4608 \text{ W/m }^\circ\text{C}$
- ✓ $Pr = 15.41$

Calculando el número de Reynolds mediante ecuación 8.31:

$$Re_{psa} = \frac{4 \left(0.3511 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}{\pi (0.0190 \text{ m}) (0.003452 \text{ Pa}\cdot\text{s})}$$

$$Re_{psa} = 6,815.8$$

Calculando el coeficiente de fricción mediante ecuación 8.32:

$$f_{psa} = [0.79 \ln(6,815.8) - 1.64]^{-2}$$

$$f_{psa} = 0.03516$$

Calculando el número de Nusselt para película descendente de solución acuosa BrLi – H₂O:

$$Nu_{psa} = \frac{\left(\frac{0.03516}{8} \right) (6,815.8 - 1,000) (15.41)}{1 + 12.7 \left(\frac{0.03516}{8} \right)^{1/2} \left(15.41^{2/3} - 1 \right)}$$

$$Nu_{psa} = 73.32$$

Calculando el coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa:

$$h_o = \frac{(73.32)(0.4608 \text{ W/m K})}{0.0190 \text{ m}}$$

$$h_o = 1,778.20 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

8.9.4. Cálculo de la caída de presión del lado de los tubos y cabezales.

Calculando la pérdida de presión en los tubos:

Calculando el factor de fricción:

$$f = 1.2[0.0014 + 0.125(34,213.26)^{-0.32}]$$

$$f = 6.991 \times 10^{-3}$$

Aplicando la ecuación de Fanning:

$$\Delta P_t = 4(4)(6.991 \times 10^{-3}) \left(\frac{6.09 \text{ m}}{0.0157 \text{ m}} \right) \left[\frac{\left(1,721.56 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}} \right)^2}{2 \left(996 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)} \right]$$

$$\Delta P_t = 64.6 \text{ kPa}$$

Calculando la pérdida de carga en los cabezales:

$$\Delta P_r = 4(4) \left[\frac{\left(1,721.56 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}} \right)^2}{2 \left(996 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)} \right]$$

$$\Delta P_r = 23.81 \text{ kPa}$$

Calculando la pérdida de carga total:

$$\Delta P_T = 64.6 \text{ kPa} + 23.81 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_T = 88.41 \text{ kPa}$$

8.9.5. Verificación del área de transferencia de calor.

Al igual que en el caso del absorbedor de la unidad 1 y 2 se han tomado los valores de resistencia de ensuciamiento de agua de compensación para torre de enfriamiento ($0.0012 \text{ m}^2\text{K/w}$) y salmuera natural ($0.0004 \text{ m}^2\text{K/w}$), calculando el promedio de estos valores se tiene $R_f = 0.0008 \text{ m}^2\text{k/w}$. Tomado de la ref. (6).

Calculando el coeficiente global de transferencia de calor:

$$U_d = \left[\frac{1}{6,047.6 \text{ W/m}^2\text{K}} + \frac{1}{1,778.20 \text{ W/m}^2\text{K}} + 0.0008 \text{ m}^2\text{k/w} \right]$$

$$U_d = 654.57 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Calculando el área de transferencia de calor requerida:

$$A_{req} = \frac{8,495.1 \times 10^3 \text{ w}}{\left(654.57 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ } ^\circ\text{C}} \right) (9.07 \text{ } ^\circ\text{C})}$$

$$A_{req} = 1,430.89 \text{ m}^2$$

Cálculo del área propuesta:

$$A_{prop} = \pi(0.0190\text{m})(4876)(6.09 \text{ m})$$

$$A_{prop} = 1,772.49 \text{ m}^2$$

Calculando el exceso de área:

$$\text{Exceso de área} = \frac{1,772.49 \text{ m}^2 - 1,430.89 \text{ m}^2}{1430.89 \text{ m}^2} 100\%$$

$$\text{Exceso de área} = 23.87\%$$

El cálculo anterior indica que el equipo propuesto tiene un 23.87 % de exceso de área necesaria para el intercambio de calor; dado que las correlaciones empleadas siempre poseen un error asociado es razonable aceptar un diseño conservador como este.

8.10. Diseño del intercambiador de calor de solución para la unidad 3.

a) Geometría propuesta:

- ✓ Intercambiador de carcasa y tubos.
- ✓ Tipo TEMA AFL, Clase C.
- ✓ Configuración (2-4).
- ✓ Longitud de los tubos $l = 20 \text{ ft. (6.09 m)}$.
- ✓ Tubería de $3/4 \text{ in.}$ calibre 16 BWG ($D_o = 0.019m$ y $D_i = 0.0157m$).
- ✓ Diámetro de la carcasa $D_s = 13 \frac{1}{4} \text{ in. (0.337 m)}$.
- ✓ Número de tubos $N = 124$.
- ✓ Deflectores segmentados al 25% del diámetro de la carcasa, separados entre si $0.17m$ haciendo un total de 34 deflectores transversales. ($N_B = 34$).
- ✓ Configuración triangular con paso $Pt = 15/16 \text{ in. (0.0238m)}$.

b) Datos de entrada:

- ✓ Flujo de calor intercambiado $\dot{Q}_{sol} = 730.15 \text{ kw}$.
- ✓ Flujo másico de solución concentrada al 62% es de 10.79 kg/s .
- ✓ Flujo másico de solución débil al 50% es de 13.38 kg/s .

c) Asignación de Flujos:

Al igual que el caso del intercambiador de calor de la unidad 1 y 2 el fluido más caliente circulará por los tubos.

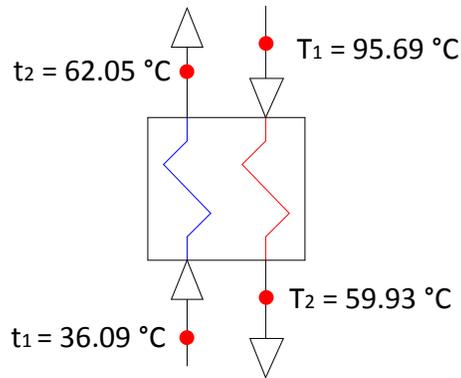


Figura 8.14 Diagrama de propiedades de proceso en el intercambiador de calor de solución de la unidad 3.

8.10.1. Diferencia logarítmica media de temperatura real.

Primero se calcula la $DMLT$ como si se tratara de un intercambiador de calor a contracorriente pura.

$$DMLT_{cp} = \frac{(95.69\text{ °C} - 62.05\text{ °C}) - (59.93\text{ °C} - 36.09\text{ °C})}{\ln \left| \frac{95.69\text{ °C} - 62.05\text{ °C}}{59.93\text{ °C} - 36.09\text{ °C}} \right|}$$

$$DMLT_{cp} = 27.82^{\circ}\text{C}$$

Basándose en la ecuación 8.5 se calcula el factor de corrección para la geometría propuesta.

$$S = \frac{62.05 - 36.09}{95.69 - 36.09}$$

$$S = 0.436$$

$$R = \frac{95.69 - 59.93}{62.05 - 36.09}$$

$$R = 1.378$$

$$P_x = \frac{1 - \left[\frac{(1.378)(0.436) - 1}{0.436 - 1} \right]^{1/2}}{1.378 - \left[\frac{(1.378)(0.436) - 1}{0.436 - 1} \right]^{1/2}}$$

$$P_x = 0.296$$

$$F_t = \frac{\sqrt{1.378^2 + 1}}{1.378 + 1} * \frac{\ln \left| \frac{1 - 0.296}{1 - (1.378)(0.296)} \right|}{\ln \left| \frac{\left(\frac{2}{0.296} \right) - 1 - 1.378 + \sqrt{1.378^2 + 1}}{\left(\frac{2}{0.296} \right) - 1 - 1.378 - \sqrt{1.378^2 + 1}} \right|}$$

$$F_t = 0.95$$

Para obtener la $DMLT$ real de la configuración propuesta, se multiplica el factor de corrección F_t por la $DMLT_{cp}$ (diferencia logarítmica media de temperatura para un intercambiador de calor a contracorriente pura).

$$DMLT = (0.95)(27.82 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$DMLT = 26.43 \text{ } ^\circ\text{C}$$

8.10.2. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos.

Nuevamente se calculan las temperaturas promedio de las corrientes de fluido y las respectivas propiedades de interés para el diseño térmico, para ello se toma como base las ecuaciones que van de la 8.1 a la 8.4.

Las propiedades promedio de la solución concentrada son las mismas que en el caso del intercambiador de solución de la unidad 1 y 2.

- ✓ $T_{prom} = 77.81 \text{ } ^\circ\text{C}$
- ✓ $\rho_s = 1,715.44 \text{ kg/m}^3$
- ✓ $C_{p,s} = 1,874.83 \text{ kg/m}^3$
- ✓ $\mu_s = 0.003298 \text{ Pa} \cdot \text{s}$
- ✓ $k_s = 0.4715 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$
- ✓ $Pr = 13.11$

Cálculo del área de flujo por tubo:

$$A'_t = \frac{\pi}{4} (0.0157 \text{ m})^2$$

$$A'_t = 193.59 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

Cálculo del área del flujo por paso:

$$A_t = (193.59 \times 10^{-6} \text{ m}^2) \left(\frac{124}{4} \right)$$

$$A_t = 6.001 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Cálculo de la velocidad másica:

$$G_t = \frac{12.50 \text{ kg/s}}{6.001 \times 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$G_t = 2,082.86 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}$$

Cálculo de la velocidad del fluido dentro de los tubos:

$$V_{el} = \frac{2,082.86 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}}{1,715.44 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$V_{el} = 1.21 \text{ m/s}$$

Se tiene una velocidad del fluido dentro de los tubos superior a 1.0 m/s por lo que el área de flujo total es apropiada.

Calculando el número de Reynolds:

$$Re_t = \frac{(0.0157 \text{ m}) \left(2,082.86 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}} \right)}{(0.003298 \text{ Pa} \cdot \text{s})}$$

$$Re_t = 9,915.37$$

Con: $\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = 95$

Se tiene:

$$h_i = \left(\frac{0.4715 \frac{\text{W}}{\text{m} \text{ K}}}{0.0157 \text{ m}} \right) (0.023)(9,915.37)^{0.8} (13.11)^{0.33} (0.95)$$

$$h_i = 2,541.94 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

Refiriendo h_i al diámetro exterior del tubo:

$$h_{io} = \left(2,541.94 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} \right) \left(\frac{0.0157 \text{ m}}{0.0190 \text{ m}} \right)$$

$$h_{io} = 2,100.45 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

8.10.3. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa.

Nuevamente calculando las propiedades promedio de la solución diluida:

- ✓ $t_{prom} = 49.07 \text{ }^\circ\text{C}$
- ✓ $\rho_s = 1,506.97 \text{ kg/m}^3$
- ✓ $c_{p,s} = 2,193.8 \text{ J/kg}$
- ✓ $\mu_s = 0.002126 \text{ Pa} \cdot \text{s}$
- ✓ $k_s = 0.4838 \frac{\text{W}}{\text{m} \text{ }^\circ\text{C}}$
- ✓ $Pr = 9.63$

Retomando los parámetros geométricos de la configuración propuesta:

- ✓ $P_t = 0.0238 \text{ m}$
- ✓ $B = 0.17 \text{ m}$
- ✓ $n = 2$
- ✓ $D_s = 0.337 \text{ m}$

Calculando el claro entre tubos:

$$C = 0.02381 \text{ m} - 0.0190 \text{ m}$$

$$C = 0.00481 \text{ m}$$

Calculando el área de flujo por la carcasa mediante la ecuación 8.34:

$$A_s = \frac{(0.337 \text{ m})(0.0048 \text{ m})(0.17 \text{ m})}{2(0.0230 \text{ m})}$$

$$A_s = 0.00578 \text{ m}^2$$

Calculando el gasto másico mediante la ecuación 8.35:

$$G_s = \frac{15.50 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0.00578 \text{ m}^2}$$

$$G_s = 2,682.99 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

Calculando el diámetro equivalente mediante ecuación 8.36:

$$D_e = \frac{4 \left(\left(\frac{1}{2} \right) (0.02381 \text{ m})(0.86)(0.02381 \text{ m}) - \left(\frac{\pi}{8} \right) (0.0190 \text{ m})^2 \right)}{\frac{\pi}{2} (0.0190 \text{ m})}$$

$$D_e = 0.0136 \text{ m}$$

Calculando número de Reynolds:

$$Re_s = \frac{(0.0136 \text{ m}) \left(2682.99 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}} \right)}{0.002126 \text{ Pa} \cdot \text{s}}$$

$$Re_s = 17,163$$

Sustituyendo los datos anteriores y $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} = 1.016$ en la ecuación 8.37 se tiene:

$$h_o = \left(\frac{0.4838 \frac{\text{W}}{\text{m K}}}{0.0136 \text{ m}} \right) (0.36)(17,163)^{0.55} (9.722)^{0.33} (1.016)$$

$$h_o = 5,911.18 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$$

8.10.4. Cálculo de la caída de presión del lado de los tubos y cabezales.

Calculando la pérdida de presión en los tubos:

Calculando el factor de fricción:

$$f = 1.2[0.0014 + 0.125 (9915.37)^{-0.32}]$$

$$f = 0.009574$$

Aplicando la ecuación de Fanning:

$$\Delta P_t = 4(0.009574)(4) \left(\frac{6.09 \text{ m}}{0.0157 \text{ m}} \right) \left[\frac{\left(2,082.86 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}} \right)^2}{2 \left(1,715.44 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)} \right]$$

$$\Delta P_t = 75.13 \text{ kPa}$$

Calculando la pérdida de carga en los cabezales:

$$\Delta P_r = 4(4) \left[\frac{\left(2,082.86 \frac{kg}{m^2 s}\right)^2}{2 \left(1,715.44 \frac{kg}{m^3}\right)} \right]$$

$$\Delta P_r = 20.23 \text{ kPa}$$

Calculando la pérdida de carga total:

$$\Delta P_T = 75.13 \text{ kPa} + 20.23 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_T = 95.36 \text{ kPa}$$

8.10.5. Cálculo de caída de presión del lado de la carcasa.

Calculando el factor de fricción:

$$f = 1.728(17,163.06)^{-0.188}$$

$$f = 0.276$$

Sustituyendo valores en la ecuación de pérdidas de carga en la carcasa se tiene:

$$\Delta P_s = (0.276) \left[\frac{(34 + 1)(0.337 \text{ m})}{0.0136 \text{ m}} \right] \left[\frac{\left(2,682.99 \frac{kg}{m^2 s}\right)^2}{2 \left(1,506.97 \frac{kg}{m^3}\right)} \right]$$

$$\Delta P_s = 571.7 \text{ kPa}$$

8.10.6. Verificación del área de transferencia de calor.

Al igual que en el diseño del intercambiador de calor de solución de la unidad 1 y 2, en este caso se adopta una resistencia de ensuciamiento correspondiente a la de una salmuera la cual es $R_f = 0.0004 \text{ m}^2 \text{ k/W}$. Tomado de la ref. (6).

Calculando el coeficiente global de transferencia de calor:

$$U_d = \left[\frac{1}{2,100.45 \text{ W/m}^2\text{K}} + \frac{1}{5,911.180 \text{ W/m}^2\text{K}} + 0.0004 \text{ m}^2 \text{ K/W} \right]$$

$$U_d = 956.7 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Calculando el área de transferencia de calor requerida:

$$A_{req} = \frac{883.2 \times 10^3 \text{ W}}{\left(956.7 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}} \right) (26.43 \text{ }^\circ\text{C})}$$

$$A_{req} = 34.93 \text{ m}^2$$

Cálculo del área propuesta:

$$A_{prop} = \pi(0.0190\text{m})(124)(6.09 \text{ m})$$

$$A_{prop} = 45.08 \text{ m}^2$$

Calculando el exceso de área:

$$\text{Exceso de área} = \frac{45.08 \text{ m}^2 - 34.93 \text{ m}^2}{34.93 \text{ m}^2} 100\%$$

$$\text{Exceso de área} = 29.08 \%$$

El cálculo anterior indica que el equipo propuesto tiene un 29.08 % de exceso de área necesaria para el intercambio de calor, y por la razones que ya fueron explicadas en el contenido 8.5 este exceso de área se considera adecuada.

8.11. Diseño del generador para la unidad 3.

a) Geometría propuesta:

- ✓ Intercambiador de carcasa y tubos.
- ✓ Tipo TEMA AKL, Clase C.
- ✓ Configuración (1-4).

- ✓ Longitud de los tubos 10 *ft.* (3.048 *m.*).
- ✓ Tubería de $\frac{3}{4}$ *in.* calibre 16 BWG ($D_o = 0.0190m$ y $D_i = 0.0157m$).
- ✓ Diámetro de la carcasa $D_s = 43$ *in.* (1.0922 *m.*).
- ✓ Número de Tubos $N = 1,200$.
- ✓ 4 Soportes para los tubos.
- ✓ Configuración triangular en el arreglo de tubos, con paso de $P_t = \frac{35}{32}$ *in* ($P_t = 0.0277$ *m.*).

b) Datos de entrada:

- ✓ El calor que demanda el generador es igual a 8,750.62 *kw.*
- ✓ El flujo másico del agua geotérmica que aportará el calor es igual a 82.47 *kg/s.*
- ✓ El flujo másico de la solución débil del B_rL_i 15.50 *kg/s.*
- ✓ Flujo másico de la solución fuerte 12.50 *kg/s.*

c) Asignación de Flujos:

Al igual que en el caso del diseño para el generador de la unidad 1 y 2 son tomadas en cuenta las recomendaciones dadas por TEMA; por lo que se ha decidido que el agua geotérmica circule por los tubos ya que es el fluido más ensuciante también el más caliente.

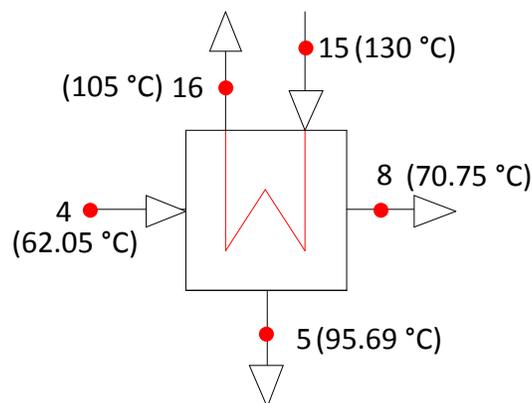


Figura 8.15 Diagrama de propiedades de proceso en el generador de la unidad 3.

8.11.1. Diferencia logarítmica media de temperatura real.

A continuación, se procede a calcular la diferencia de temperatura entre el fluido caliente y frío, el planteamiento general de este proceso ya se explicó en el diseño del generador de las unidades 1 y 2, por lo que se calculará dicho valor de la siguiente manera:

$$\Delta T = 117.5 \text{ °C} - 70.75 \text{ °C}$$

$$\Delta T = 46.75 \text{ °C}$$

8.11.2. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos.

La temperatura promedio del agua geotérmica circulando por los tubos es:

$$T_{prom} = \frac{105 + 130}{2} = 117.5 \text{ °C}$$

A esta temperatura sus propiedades son:

- ✓ $\rho_{H_2O} = 945.2 \text{ kg/m}^3$
- ✓ $\mu_{H_2O} = 0.2377 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
- ✓ $Pr_{H_2O} = 1.44$
- ✓ $k_{H_2O} = 0.6827 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$

Calculando el área de flujo por tubo:

$$A'_t = \frac{\pi}{4} (0.0157 \text{ m})^2$$

$$A'_t = 1.94 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

El flujo volumétrico es:

$$\dot{V} = \left(82.47 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \left(\frac{1 \text{ m}^3}{945.2 \text{ kg}} \right)$$

$$\dot{V} = 87.25 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Calculando la velocidad del fluido dentro de los tubos:

$$V_{el} = \frac{\left(87.25 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)}{(1.94 \times 10^{-4} \text{ m}^2)(300)}$$

$$V_{el} = 1.49 \text{ m/s}$$

Calculando el área de flujo por paso:

$$A_t = \frac{\pi}{4} (0.0157 \text{ m})^2 (300)$$

$$A_t = 0.058 \text{ m}^2$$

Calculando la velocidad másica:

$$G_t = \frac{82.47 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0.058 \text{ m}^2}$$

$$G_t = 1,421 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

Calculando el número de Reynolds:

$$Re_t = \frac{(0.0157 \text{ m}) \left(1421 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}\right)}{0.2377 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}$$

$$Re_t = 93,856$$

Calculando el coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos mediante el empleo de la ecuación 8.33:

$$h_i = 0.023(93,856)^{0.8}(1.44)^{0.33} \left(\frac{0.6827 \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{0.0157 \text{ m}}\right)$$

$$h_i = 10,722 \text{ w/m}^2 \text{ K}$$

Refiriendo h_i al exterior del tubo:

$$h_{io} = 10,722 \frac{\text{w}}{\text{m}^2 \text{ K}} \left(\frac{0.0157 \text{ m}}{0.0190 \text{ m}} \right)$$

$$h_{io} = 8,859 \text{ w/m}^2 \text{ K}$$

8.11.3. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa.

El área del equipo propuesto es:

$$A_{prop} = \pi(0.0190 \text{ m})(1200)(3.048 \text{ m})$$

$$A_{prop} = 218.32 \text{ m}^2$$

La densidad de flujo de calor debe ser:

$$q = \frac{8,750.62 \times 10^3 \text{ w}}{218.32 \text{ m}^2}$$

$$q = 40,081 \text{ w/m}^2$$

Asumiendo un $h_{TP} = 300 \text{ w/m}^2 \text{ K}$ y retomando las ecuaciones empleadas en el diseño del evaporador y generador de las unidades 1 y 2 se tiene:

Encontrando el factor de corrección por presión F_p mediante el empleo de la ecuación 8.20:

$$F_p = 1.8 \left(\frac{9.5953 \text{ kPa}}{22,060 \text{ kPa}} \right)^{0.17}$$

$$F_p = 0.48$$

Encontrando el valor de h_{NB1} :

$$h_{NB1} = 0.00417(22,060 \text{ kPa})^{0.69} \left(40,081 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}\right)^{0.7} \quad (0.48)$$

$$h_{NB1} = 3,315 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Encontrando el factor de corrección por la geometría del haz de tubos:

$$Fb = 1 + 0.1 \left[\frac{0.785(1.0922 \text{ m})}{0.866 \left(\frac{0.0277 \text{ m}}{0.0190 \text{ m}}\right)^2 (0.0190 \text{ m})} - 1 \right]^{0.75}$$

$$Fb = 2.06$$

Encontrando el factor de corrección por rango de ebullición mediante la ecuación 8.22:

$$Fc = \frac{1}{1 + 0.023(40,081)^{0.15}(8.7)^{0.75}}$$

$$Fc = 0.63$$

Sustituyendo en la ecuación 8.18 se obtiene el valor del coeficiente de transferencia de calor en su componente microconvectiva (desprendimiento de burbujas).

$$h_{NB} = (3,315)(2.06)(0.63)$$

$$h_{NB} = 4,302 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Finalmente mediante el empleo de la ecuación 8.17 se calcula el coeficiente de transferencia de calor total del lado de la carcasa:

$$h_0 = 4,302 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} + 300 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

$$h_0 = 4,602 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

8.11.4. Cálculo de la caída de presión del lado de los tubos y cabezales.

Calculando la pérdida de presión en los tubos:

Calculando el factor de fricción:

$$f = 1.2[0.0014 + 0.125(93,856)^{-0.32}]$$

$$f = 5.52 \times 10^{-3}$$

Aplicando la ecuación de fanning:

$$\Delta P_T = \frac{(4)(5.52 \times 10^{-3})(4)(3.048 \text{ m}) \left(1,401 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}\right)^2}{(0.0157 \text{ m})(2) \left(945.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)}$$

$$\Delta P_T = 18.32 \text{ kPa}$$

Calculando la pérdida de presión en los cabezales:

$$\Delta P_r = \frac{(4)(4) \left(1,401 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}\right)^2}{(2) \left(945.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)}$$

$$\Delta P_r = 17.09 \text{ kPa}$$

Calculando la pérdida de carga total:

$$\Delta P_T = 18.32 \text{ kPa} + 17.09 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_T = 35.41 \text{ kPa}$$

8.11.5. Verificación del área de transferencia de calor.

Al igual que en el diseño del generador de la unidad 1 y 2 en este diseño se toma el valor de resistencia de ensuciamiento de una salmuera natural cuyo valor es de $R_f = 0.0008 \text{ m}^2\text{K}/\text{w}$. Tomado de la ref. (6).

Sustituyendo en la ecuación 8.7:

$$U_d = \left[\frac{1}{8,859 \text{ w}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} + \frac{1}{4,602 \text{ w}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} + 0.0008 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{w} \right]^{-1}$$

$$U_d = 884 \text{ w}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Calculando el área de transferencia de calor requerida:

$$A_{req} = \frac{8,750.62 \times 10^{-3} \text{ w}}{(884 \text{ w}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})(46.75 \text{ } ^\circ\text{C})}$$

$$A_{req} = 211.74 \text{ m}^2$$

Calculando el exceso de área:

$$\text{Exceso de área} = \frac{218.32 \text{ m}^2 - 211.74 \text{ m}^2}{211.74 \text{ m}^2} 100 \%$$

$$\text{Exceso de área} = 3.12 \%$$

Ya que se tiene un exceso de área del 3.12 %, el equipo se considera adecuado, pues dicho exceso de área es adecuado para garantizar una buena transferencia de calor frente al incremento de la resistencia al flujo de éste; por la acumulación de sedimentos y otro tipo de impurezas.

8.11.6. Verificación de la máxima densidad de flujo de calor.

Calculando el factor de corrección asociado a la geometría del haz de tubos:

$$\phi_b = 3.1 \left[\frac{\pi * 1.0922 * 3.048}{218.32} \right]$$
$$\phi_b = 0.15$$

Calculando la máxima densidad de flujo de calor asociada a un solo tubo:

$$q_{1max} = 367(22,060 \text{ kPa}) \left(\frac{9.5953 \text{ kPa}}{22,060 \text{ kPa}} \right)^{0.35} \left(1 - \frac{9.5953 \text{ kPa}}{22,060 \text{ kPa}} \right)^{0.9}$$
$$q_{1max} = 538,964 \text{ W/m}^2$$

Con esta información se procede a calcular la máxima densidad de flujo de calor admisible corregida para el haz de tubos mediante el empleo de la ecuación 8.27:

$$q_{bmax} = \left(538,964 \text{ W/m}^2 \right) (0.15)$$
$$q_{bmax} = 80,844 \text{ W/m}^2$$

Como ya se ha mencionado en repetidas ocasiones, según la ref. (10) no se recomienda diseñar con una densidad de flujo de calor superior a $0.5q_{bmax}$ porque se corre el riesgo de interferencia por película de vapor. Otro consejo es nunca diseñar con una densidad de flujo de calor superior a $0.7q_{bmax}$.

Ahora si se hace la relación:

$$\frac{q}{q_{bmax}} = \left[\frac{40,081 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}}{80,844 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}} \right] (100 \%)$$
$$\frac{q}{q_{bmax}} = 49.57\%$$

Es decir que se está abajo del límite permitido de $0.5q_{b\max}$ por lo tanto el diseño es aceptable.

8.12. Diseño del condensador para la unidad 3.

a) Geometría propuesta:

- ✓ Intercambiador de carcasa y tubos.
- ✓ Tipo TEMA AEL, Clase C.
- ✓ Configuración (1-2).
- ✓ Longitud de los tubos $l = 16 \text{ ft. } (4.87 \text{ m})$.
- ✓ Tubería de $3/4 \text{ in}$ calibre 16 BWG ($D_o = 0.0190\text{m}$ y $D_i = 0.0157\text{m}$).
- ✓ Diámetro de la carcasa $D_s = 45 \text{ in. } (1.1430\text{m})$.
- ✓ Número de tubos $N = 1,918$.
- ✓ Deflectores segmentados al 25% del diámetro de la carcasa, separados entre sí 0.2542m haciendo un total de 18 deflectores transversales ($N_B = 18$).
- ✓ Configuración triangular con paso $Pt = 15/16 \text{ in } (0.0238\text{m})$.

b) Datos de entrada:

- ✓ El flujo de calor que se debe remover del condensador es $7,315.4 \text{ kw}$.
- ✓ El flujo másico del vapor a condensar es 3.00 kg/s .
- ✓ El flujo másico del agua de enfriamiento del condensador es 349.85 kg/s .

c) Asignación de flujos:

Por los motivos que fueron explicados en el contenido 8.7 el fluido a condensar circula por la carcasa; mientras que el agua de enfriamiento circulará por los tubos.

Nota: El Diagrama de propiedades de proceso para el condensador de la unidad 3 es el mismo que el mostrado en la figura 8.11.

8.12.1. Diferencia logarítmica media de temperatura real.

En base al análisis presentado en el contenido 8.7.1 y retomando el balance da calor en el equipo:

$$Q_s = \dot{m}_{hv} c_{pv} (T_1 - T_2)$$

Sustituyendo en la ecuación. 8.42:

$$Q_s = \left(3.00 \frac{kg}{s}\right) \left(1,912 \frac{J}{kg \text{ } ^\circ C}\right) (70.75 \text{ } ^\circ C - 45 \text{ } ^\circ C)$$
$$Q_s = 147.71 \text{ kw}$$

Retomando la ecuación 8.43 y sustituyendo:

$$Q_\lambda = \left(3.00 \frac{kg}{s}\right) \left(2,395 \times 10^3 \frac{J}{kg \text{ } ^\circ C}\right)$$
$$Q_\lambda = 7,185 \text{ kw}$$

Sustituyendo en 8.41:

$$t_3 = 33 \text{ } ^\circ C - \frac{147.71 \times 10^3 \text{ w}}{\left(349.85 \frac{kg}{s}\right) \left(4,178 \frac{J}{kg \text{ } ^\circ C}\right)}$$
$$t_3 = 32.89 \text{ } ^\circ C$$

Con t_3 y en base a la figura 8.13 se tiene:

$$DMLT_s = \frac{[(70.75 - 33) - (45 - 32.89)]}{\ln \left[\frac{(70.75 - 33)}{(45 - 32.89)} \right]}$$
$$DMLT_s = 22.55 \text{ } ^\circ C$$

Después:

$$DMLT_{\lambda} = \frac{[(45 - 32.89) - (45 - 28)]}{\ln \left[\frac{(45 - 32.89)}{(45 - 28)} \right]}$$

$$DMLT_{\lambda} = 14.41 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Se busca ahora encontrar el factor de corrección de la *DMLT* correspondiente, las razones de aplicar este factor ya se explicaron en el diseño del condensador de las unidades 1 y 2.

$$R = \frac{70.75 - 45}{33 - 28} = 5.15$$

$$S = \frac{33 - 28}{70.75 - 28} = 0.12$$

Evaluando para *R* y *S* en la ecuación 8.5 se tiene $f_t = 0.95$

Por lo tanto:

$$DMLT_s = (22.55 \text{ }^{\circ}\text{C})(0.95)$$

$$DMLT_s = 21.42 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$DMLT_{\lambda} = (14.41 \text{ }^{\circ}\text{C})(0.95)$$

$$DMLT_{\lambda} = 13.68 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

8.12.2. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos.

La temperatura promedio del agua circulando por los tubos es:

$$T_{prom} = \frac{28 + 33}{2} = 30.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

A esta temperatura se tiene:

- ✓ $\rho_{H_2O} = 996 \text{ kg/m}^3$
- ✓ $\mu_{H_2O} = 0.798 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

Calculando el área de flujo por tubo:

$$A'_t = \frac{\pi}{4} (0.0157)^2$$
$$A'_t = 1.94 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Calculando el área de flujo por paso:

$$A_t = (1.94 \times 10^{-4} \text{ m}^2)(959)$$
$$A_t = 0.1856 \text{ m}^2$$

Calculando el caudal:

$$\dot{V} = \frac{349.85 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{996 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$
$$\dot{V} = 351.25 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Calculando la velocidad del fluido dentro de los tubos:

$$V_{el} = \frac{351.25 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0.1856 \text{ m}^2}$$
$$V_{el} = 1.88 \text{ m/s}$$

Debido a que la velocidad del fluido dentro de los tubos es superior a 1.0 m/s se considera que el área de flujo total es apropiada.

Calculando la velocidad másica:

$$G_t = \frac{349.85 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0.1856 \text{ m}^2}$$

$$G_t = 1,884 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$$

Calculando el número de Reynolds en los tubos:

$$Re_t = \frac{(0.0157 \text{ m}) \left(1,884 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}\right)}{0.798 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}$$

$$Re_t = 37,066$$

Calculando el coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos:

$$h_i = 1,423 \left(1 + 0.0146 (30.5 \text{ }^\circ\text{C})\right) \frac{\left(1.88 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^{0.8}}{(0.0157 \text{ m})^{0.2}}$$

$$h_i = 7,821 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Refiriendo h_i al exterior del tubo:

$$h_{io} = \left(7,821 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}\right) \left(\frac{0.0157 \text{ m}}{0.0190 \text{ m}}\right)$$

$$h_{io} = 6,462 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

8.12.3. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa.

c) Zona para evacuar el calor sensible del refrigerante.

Calculando el claro entre tubos:

$$C = 0.0238 \text{ m} - 0.0190 \text{ m}$$

$$C = 0.0048 \text{ m}$$

Calculando el área de flujo de la carcasa mediante la ecuación 8.34:

$$A_s = \frac{(1.1430 \text{ m})(0.0048 \text{ m})(0.2563 \text{ m})}{0.0238 \text{ m}}$$

$$A_s = 0.0576 \text{ m}^2$$

Calculando el diámetro equivalente para una configuración en triángulo mediante la ecuación 8.36:

$$D_e = \frac{4 \left(\left(\frac{1}{2} \right) (0.0238 \text{ m})(0.86)(0.0238 \text{ m}) - \left(\frac{\pi}{8} \right) (0.0190 \text{ m})^2 \right)}{\frac{\pi}{2} (0.0190 \text{ m})}$$

$$D_e = 0.0136 \text{ m}$$

Calculando el gasto másico de vapor mediante la ecuación 8.35:

$$G_s = \frac{3.00 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0.0576 \text{ m}^2}$$

$$G_s = 52.08 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

Calculando número de Reynolds para el vapor:

De tablas para vapor de agua a 45°C se obtiene $\mu_v = 1.046 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

$$Re_s = \frac{(0.0136 \text{ m}) \left(52.08 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} \right)}{1.046 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}}$$

$$Re_s = 67,713$$

En este caso en particular $Pr \approx \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \approx 1.00$.

Sustituyendo en la ecuación 8.37 para encontrar el coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa en la zona en que se debe retirar calor sensible h_{os} .

$$h_{os} = 0.36 \left(\frac{0.0200 \frac{w}{m \cdot K}}{0.0136 m} \right) (67,713)^{0.55} (1)^{0.33}$$

$$h_{os} = 240 \text{ w/m}^2 \text{ K}$$

d) Zona para evacuar el calor latente del refrigerante.

Obteniendo de tablas de vapor saturado las propiedades de interés para vapor de agua a 45 °C se tiene:

$$k_L = 0.637 \text{ w/m} \cdot \text{°C}$$

$$\rho_L = 990.1 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_L = 0.596 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Retomando la ecuación 8.45 la cual define el gasto másico de condensado y sustituyendo:

$$G'' = \frac{3.00 \frac{kg}{s}}{(4.87 m)(1,918)^{2/3}}$$

$$G'' = 3.99 \times 10^{-3} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

Mediante la ecuación 8.44 se calcula el coeficiente pelicular de condensación:

$$h_{o\lambda} = \frac{1.51 \left(\frac{4 \left(3.99 \times 10^{-3} \frac{kg}{m \cdot s} \right)}{0.596 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} \right)^{-1/3}}{\left(\frac{(0.596 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s})^2}{\left(0.637 \frac{w}{m \cdot \text{°C}} \right)^3 \left(990.1 \frac{kg}{m^3} \right)^2 \left(9.81 \frac{m}{s^2} \right)} \right)^{1/3}}$$

$$h_{o\lambda} = 8,843 \text{ w/m}^2 \text{ K}$$

8.12.4. Cálculo de la caída de presión del lado de los tubos y cabezales.

Calculando la pérdida de presión en los tubos:

Calculando el factor de fricción:

$$f = 1.2[0.0014 + 0.125(37,066)^{-0.32}]$$

$$f = 6.85 \times 10^{-3}$$

Aplicando la ecuación de fanning:

$$\Delta P_t = \frac{(4)(6.85 \times 10^{-3})(2)(4.87 \text{ m}) \left(1,884 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}\right)^2}{(0.0157 \text{ m})(2) \left(996 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)}$$

$$\Delta P_t = 30.29 \text{ kPa.}$$

Calculando la pérdida de presión en los cabezales:

$$\Delta P_r = \frac{(4)(2) \left(1,884 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}\right)^2}{(2) \left(996 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)}$$

$$\Delta P_r = 14.25 \text{ kPa.}$$

Calculando la pérdida de carga total:

$$\Delta P_T = 30.29 \text{ kPa.} + 14.25 \text{ kPa.}$$

$$\Delta P_T = 44.54 \text{ kPa.}$$

8.12.5. Verificación del área de transferencia de calor.

a) Cálculo de los coeficientes globales de transferencia de calor.

Por los mismos motivos que en el caso del condensador de la unidad 1 y 2, en este diseño; se ha tomado los valores de resistencia de ensuciamiento de agua de compensación para torre de enfriamiento sin tratar, la cual circula en el interior de los tubos con un valor de $(0.0012 \text{ m}^2 \text{ K/w})$ y ya que afuera de los tubos se tiene vapor de agua que está recirculando se considera como agua limpia por lo que el valor de la resistencia de ensuciamiento en este caso es de $(0.0002 \text{ m}^2 \text{ K/w})$, calculando el promedio de estos valores se tiene $R_f = 0.0007 \text{ m}^2 \text{ K/w}$. Tomado de la ref. (6).

Así el coeficiente global de transferencia de calor para la zona en que se evacua el calor sensible es:

$$U_s = \left[\frac{1}{6,462 \frac{w}{m^2 \text{ }^\circ\text{C}}} + \frac{1}{240 \frac{w}{m^2 \text{ }^\circ\text{C}}} + 0.0007 \frac{m^2 \text{ }^\circ\text{C}}{w} \right]^{-1}$$
$$U_s = 199 \text{ w/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Y el coeficiente global de transferencia de calor para la zona en que se evacua el calor latente es:

$$U_\lambda = \left[\frac{1}{6,462 \frac{w}{m^2 \text{ }^\circ\text{C}}} + \frac{1}{8,843 \frac{w}{m^2 \text{ }^\circ\text{C}}} + 0.0007 \frac{m^2 \text{ }^\circ\text{C}}{w} \right]^{-1}$$
$$U_\lambda = 1,033 \text{ w/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

b) Cálculo de la superficie necesaria para la transferencia de calor.

Calculando el área de transferencia de calor para evacuar el calor sensible:

$$A_s = \frac{147.41 \times 10^3 \text{ w}}{\left(199 \frac{w}{m^2 \text{ }^\circ\text{C}}\right) (21.42 \text{ }^\circ\text{C})}$$
$$A_s = 34.65 \text{ m}^2$$

Calculando el área de transferencia de calor para evacuar el calor latente:

$$A_{\lambda} = \frac{7,185 \times 10^3 \text{ w}}{\left(1,033 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}\right) (13.68 \text{ } ^\circ\text{C})}$$

$$A_{\lambda} = 508.44 \text{ m}^2$$

Calculando el área total requerida:

$$A_{t_{req}} = 34.65 \text{ m}^2 + 508.44 \text{ m}^2$$

$$A_{t_{req}} = 543.09 \text{ m}^2$$

Calculando el área propuesta:

$$A_{prop} = \pi(0.0190 \text{ m})(1,918)(4.87 \text{ m})$$

$$A_{prop} = 557.54 \text{ m}^2$$

Calculando el exceso de área:

$$\text{Exceso de área} = \frac{557.54 \text{ m}^2 - 543.09 \text{ m}^2}{543.09 \text{ m}^2} 100\%$$

$$\text{Exceso de área} = 2.66 \%$$

Se tiene un exceso de área de 2.66% lo cual no parece mucho pero en realidad son 14.45 m^2 extra; por lo tanto el equipo será capaz de cumplir con las exigencias del trabajo de manera satisfactoria.

8.13. Resumen de los parámetros de diseño de los intercambiadores de calor.

Con el fin de facilitar la ubicación de los datos y parámetros más relevantes en el diseño de los distintos intercambiadores de calor, se presentan a continuación una serie de tablas con dicha información.

Tabla 8.1 Resumen de datos del evaporador de la unidad 1.

Ítem.	Parámetro.	Cantidad.
Construcción.		
1	Tipo de Intercambiador de calor. (T.E.M.A.)	AKL
2	Área de transferencia de calor.	966.21 (m ²)
3	Número total de tubos.	2,658
4	Longitud de los tubos.	6.09 m (20 ft.)
5	Diámetro Nominal de los tubos.	0.0190 m (3/4 in)
6	Calibre de tubos.	BWG 16
7	Configuración de flujos.	1-6
8	Configuración de tubos.	Triangular
9	Paso entre tubos.	0.0238 m (15/16 in)
10	Diámetro interno de la carcasa.	1.3716 m (54 in)
11	Espesor de la carcasa.	0.0127 m (1/2 in)
12	Número de soportes de tubos.	4
13	Distancia entre soportes de tubos.	1.2103 m (47.65 in)
14	Espesor de los soportes de tubos.	0.0158 m (5/8 in)
15	Diámetro de los agujeros de los soportes de tubos.	0.0194 m (49/64 in)
16	Espesor de la placa tubular.	0.0222 m (7/8 in)
17	Diámetro de los agujeros de la placa tubular.	0.0194 m (49/64 in)
18	Unión placa tubos.	Mandrilado y Abocardado
19	Material de los tubos, placa tubular y cabezales.	Acero 316L
20	Material de la carcasa y soportes de tubos.	AISI 1020
Parámetros físicos del lado de los tubos.		
21	Fluido circulando.	Agua T. E.
22	Área de flujo por cada tubo.	1.94x10 ⁻⁴ m ²
23	Área de flujo por paso.	85.76x ⁻³ m ²
24	Velocidad del fluido.	1.62 m/s
25	Velocidad másica.	1,619.51 kg/m ² s
26	Número de Reynolds.	27,508
27	Coefficiente de transferencia de calor.	5,332 w/m ² K
Parámetros físicos del lado de la carcasa.		
28	Fluido circulando.	Agua del Condensador
29	Componente macroconvectivo del coeficiente de transferencia de calor.	300 w/m ² K
30	Componente microconvectivo del coeficiente de transferencia de calor.	1,753 w/m ² K
31	Coefficiente de transferencia de calor.	2,053 w/m ² K

Tabla 8.2 Resumen de datos del evaporador de la unidad 2.

Ítem.	Parámetro.	Cantidad.
Construcción.		
1	Tipo de Intercambiador de calor. (T.E.M.A.)	AKL
2	Área de transferencia de calor.	966.21 (m ²)
3	Número total de tubos.	2,658
4	Longitud de los tubos.	6.09 m (20 ft.)
5	Diámetro Nominal de los tubos.	0.0190 m (3/4 in)
6	Calibre de tubos.	BWG 16
7	Configuración de flujos.	1-6
8	Configuración de tubos.	Triangular
9	Paso entre tubos.	0.0238 m (15/16 in)
10	Diámetro interno de la carcasa.	1.3716 m (54 in)
11	Espesor de la carcasa.	0.0127 m (1/2 in)
12	Número de soportes de tubos.	4
13	Distancia entre soportes de tubos.	1.2103 m (47.65 in)
14	Espesor de los soportes de tubos.	0.0158 m (5/8 in)
15	Diámetro de los agujeros de los soportes de tubos.	0.0194 m (49/64 in)
16	Espesor de la placa tubular.	0.0222 m (7/8 in)
17	Diámetro de los agujeros de la placa tubular.	0.0194 m (49/64 in)
18	Unión placa tubos.	Mandrilado y Abocardado
19	Material de los tubos, placa tubular y cabezales.	Acero 316L
20	Material de la carcasa y soportes de tubos.	AISI 1020
Parámetros físicos del lado de los tubos.		
21	Fluido circulando.	Agua T. E.
22	Área de flujo por cada tubo.	1.94x10 ⁻⁴ m ²
23	Área de flujo por paso.	85.76x ⁻³ m ²
24	Velocidad del fluido.	1.62 m/s
25	Velocidad másica.	1,619.51 kg/m ² s
26	Número de Reynolds.	27,508
27	Coefficiente de transferencia de calor.	5,332 w/m ² K
Parámetros físicos del lado de la carcasa.		
28	Fluido circulando.	Agua del Condensador
29	Componente macroconvectivo del coeficiente de transferencia de calor.	300 w/m ² K
30	Componente microconvectivo del coeficiente de transferencia de calor.	1,753 w/m ² K
31	Coefficiente de transferencia de calor.	2,053 w/m ² K

Tabla 8.3 Resumen de datos del evaporador de la unidad 3.

Ítem.	Parámetro.	Cantidad.
Construcción.		
1	Tipo de Intercambiador de calor. (T.E.M.A.)	AKL
2	Área de transferencia de calor.	1,090.54 (m ²)
3	Número total de tubos.	3,000
4	Longitud de los tubos.	6.09 m (20 ft.)
5	Diámetro Nominal de los tubos.	0.0190 m (3/4 in)
6	Calibre de tubos.	BWG 16
7	Configuración de flujos.	1-6
8	Configuración de tubos.	Triangular
9	Paso entre tubos.	0.0238 m (15/16 in)
10	Diámetro interno de la carcasa.	1.4478 m (57 in)
11	Espesor de la carcasa.	0.0127 m (1/2 in)
12	Número de soportes de tubos.	4
13	Distancia entre soportes de tubos.	1.2103 m (47.65 in)
14	Espesor de los soportes de tubos.	0.0158 m (5/8 in)
15	Diámetro de los agujeros de los soportes de tubos.	0.0194 m (49/64 in)
16	Espesor de la placa tubular.	0.0222 m (7/8 in)
17	Diámetro de los agujeros de la placa tubular.	0.0194 m (49/64 in)
18	Unión placa tubos.	Mandrilado y Abocardado
19	Material de los tubos, placa tubular y cabezales.	Acero 316L
20	Material de la carcasa y soportes de tubos.	AISI 1020
Parámetros físicos del lado de los tubos.		
21	Fluido circulando.	Agua T. E.
22	Área de flujo por cada tubo.	1.94x10 ⁻⁴ m ²
23	Área de flujo por paso.	96.79x10 ⁻³ m ²
24	Velocidad del fluido.	1.93 m/s
25	Velocidad másica.	1,937.18 kg/m ² s
26	Número de Reynolds.	32,904
27	Coeficiente de transferencia de calor.	6,133 w/m ² K
Parámetros físicos del lado de la carcasa.		
28	Fluido circulando.	Agua del Condensador
29	Componente macroconvectivo del coeficiente de transferencia de calor.	300 w/m ² K
30	Componente microconvectivo del coeficiente de transferencia de calor.	1,831 w/m ² K
31	Coeficiente de transferencia de calor.	2,131 w/m ² K

Tabla 8.4 Resumen de datos del absorbedor de la unidad 1.

Ítem.	Parámetro.	Cantidad.
Construcción.		
1	Tipo de Intercambiador de calor. (T.E.M.A.)	AEL
2	Área de transferencia de calor	1,234.49 m ²
3	Número total de tubos	3,396
4	Longitud de los tubos	6.09 m (20 ft.)
5	Diámetro Nominal de los tubos	0.0190 m (3/4 in)
6	Calibre de tubos	BWG 16
7	Configuración de flujos	1-4
8	Configuración de tubos	Triangular alineada
9	Paso entre tubos	0.0238 m (15/16 in)
10	Diámetro interno de la carcasa	2.438 m (96 in)
11	Espesor de la carcasa	0.0190 m (3/4 in)
12	Número de deflectores transversales o soportes de tubos	10
13	Distancia entre deflectores transversales o soportes de tubos	0.6096 (24 in)
14	Espesor de los deflectores transversales o soportes de tubos	0.0127 m (1/2 in)
15	Diámetro de los agujeros de los deflectores transversales	0.0206 m (13/16 in)
16	Espesor de la placa tubular	0.0254 m (1 in)
17	Diámetro de los agujeros de la placa tubular	0.0194 m (49/64 in)
18	Unión placa tubos	Mandrilado y Abocardado
19	Material de los tubos, placa tubular y cabezales.	Acero 316 L
20	Material de la carcasa y soportes.	AISI 1020
Parámetros físicos del lado de los tubos.		
21	Fluido circulando	Agua de T.E
22	Área de flujo por cada tubo	193.59x10 ⁻⁶ m ²
23	Área de flujo total en los tubos	164.36x10 ⁻³ m ²
24	Velocidad del fluido	2.14 m/s
25	Velocidad másica	2,133.73 kg/(m ² s)
26	Número de Reynolds	42,404.51
27	Número de Prandtl	5.36
28	Coeficiente de transferencia de calor	7,169.02 w/(m ² K)
Parámetros físicos del lado de la carcasa.		
29	Fluido circulando	Solución de LiBr-H ₂ O
30	Número de Reynolds	6,547.9
31	Número de Prandtl	15.41
32	Número de Nusselt	70.44
33	Coeficiente de transferencia de calor	1,708.36 w/(m ² K)

Tabla 8.5 Resumen de datos del absorbedor de la unidad 2.

Ítem.	Parámetro.	Cantidad.
Construcción.		
1	Tipo de Intercambiador de calor. (T.E.M.A.)	AEL
2	Área de transferencia de calor	1,234.49 m ²
3	Número total de tubos	3,396
4	Longitud de los tubos	6.09 m (20 ft.)
5	Diámetro Nominal de los tubos	0.0190 m (3/4 in)
6	Calibre de tubos	BWG 16
7	Configuración de flujos	1-4
8	Configuración de tubos	Triangular alineada
9	Paso entre tubos	0.0238 m (15/16 in)
10	Diámetro interno de la carcasa	2.438 m (96 in)
11	Espesor de la carcasa	0.0190 m (3/4 in)
12	Número de deflectores transversales o soportes de tubos	10
13	Distancia entre deflectores transversales o soportes de tubos	0.6096 (24 in)
14	Espesor de los deflectores transversales o soportes de tubos	0.0127 m (1/2 in)
15	Diámetro de los agujeros de los deflectores transversales	0.0206 m (13/16 in)
16	Espesor de la placa tubular	0.0254 m (1 in)
17	Diámetro de los agujeros de la placa tubular	0.0194 m (49/64 in)
18	Unión placa tubos	Mandrilado y Abocardado
19	Material de los tubos, placa tubular y cabezales.	Acero 316 L
20	Material de la carcasa y soportes.	AISI 1020
Parámetros físicos del lado de los tubos.		
21	Fluido circulando	Agua de T.E
22	Área de flujo por cada tubo	193.59x10 ⁻⁶ m ²
23	Área de flujo total en los tubos	164.36x10 ⁻³ m ²
24	Velocidad del fluido	2.14 m/s
25	Velocidad másica	2,133.73 kg/(m ² s)
26	Número de Reynolds	42,404.51
27	Número de Prandtl	5.36
28	Coeficiente de transferencia de calor	7,169.02 w/(m ² K)
Parámetros físicos del lado de la carcasa.		
29	Fluido circulando	Solución de LiBr-H ₂ O
30	Número de Reynolds	6547.9
31	Número de Prandtl	15.41
32	Número de Nusselt	70.44
33	Coeficiente de transferencia de calor	1,708.36 w/(m ² K)

Tabla 8.6 Resumen de datos del absorbedor de la unidad 3.

Ítem.	Parámetro.	Cantidad.
Construcción.		
1	Tipo de Intercambiador de calor. (T.E.M.A.)	AEL
2	Área de transferencia de calor	1,772.49 m ²
3	Número total de tubos	2,876
4	Longitud de los tubos	6.09 m (20 ft.)
5	Diámetro Nominal de los tubos	0.0190 m (3/4 in)
6	Calibre de tubos	BWG 16
7	Configuración de flujos	1-4
8	Configuración de tubos	Triangular alineada
9	Paso entre tubos	0.0238 m (15/16 in)
10	Diámetro interno de la carcasa	2.7432 m (108 in)
11	Espesor de la carcasa	0.0190 m (3/4 in)
12	Número de deflectores transversales o soportes de tubos	10
13	Distancia entre deflectores transversales o soportes de tubos	0.6096 (24 in)
14	Espesor de los deflectores transversales o soportes de tubos	0.0127 m (1/2 in)
15	Diámetro de los agujeros de los deflectores transversales	0.0206 m (13/16 in)
16	Espesor de la placa tubular	0.0254 m (1 in)
17	Diámetro de los agujeros de la placa tubular	0.0194 m (49/64 in)
18	Unión placa tubos	Mandrilado y Abocardado
19	Material de los tubos, placa tubular y cabezales.	Acero 316 L
20	Material de la carcasa y soportes.	AISI 1020
Parámetros físicos del lado de los tubos.		
21	Fluido circulando	Agua de T.E
22	Área de flujo por cada tubo	193.59x10 ⁻⁶ m ²
23	Área de flujo total en los tubos	235.99x10 ⁻³ m ²
24	Velocidad del fluido	1.73 m/s
25	Velocidad másica	1,721.56 kg/(m ² s)
26	Número de Reynolds	34,213.26
27	Número de Prandtl	5.36
28	Coefficiente de transferencia de calor	7,318.46 w/(m ² K)
Parámetros físicos del lado de la carcasa.		
29	Fluido circulando	Solución de LiBr-H ₂ O
30	Número de Reynolds	6,815.8
31	Número de Prandtl	15.4
32	Número de Nusselt	73.32
33	Coefficiente de transferencia de calor	1,778.20 w/(m ² K)

Tabla 8.7 Cantidad de tubos según columna para la fabricación de los absorbedores.

Correlativo de columna	Cantidad de tubos		
	Unidad 1	Unidad 2	Unidad 3
1	33	33	41
2	32	32	40
3	32	32	40
4	31	31	39
5	31	31	39
6	30	30	38
7	30	30	38
8	29	29	37
9	29	29	37
10	28	28	36
11	28	28	36
12	27	27	35
13	27	27	35
14	26	26	34
15	26	26	34
16	25	25	33
17	25	25	33
18	24	24	32
19	24	24	32
20	23	23	31
21	23	23	31
22	22	22	30
23	22	22	30
24	21	21	29
25	21	21	29
26	20	20	28
27	20	20	28
28	19	19	27
29	19	19	27
30	18	18	26
31	18	18	26
32	17	17	25
33	17	17	25
34	16	16	24
35	16	16	24
36			23
37			23
38			22
39			22

Tabla 8.8 Resumen de datos del intercambiador de calor de solución de la unidad 1.

Ítem.	Parámetro.	Cantidad.
Construcción.		
1	Tipo de Intercambiador de calor. (T.E.M.A.)	AFL
2	Área de transferencia de calor	34.17 m ²
3	Número total de tubos	94
4	Longitud de los tubos	6.09 m (20 ft.)
5	Diámetro Nominal de los tubos	0.0190 m (3/4 in)
6	Calibre de tubos	BWG 16
7	Configuración de flujos	2-4
8	Configuración de tubos	Triangular
9	Paso entre tubos	0.0238 m (15/16 in)
10	Diámetro interno de la carcasa	0.3048 m (12 in)
11	Espesor de la carcasa	0.0127 m (1/2 in)
12	Número de deflectores transversales o soportes de tubos	34
13	Distancia entre deflectores transversales o soportes de tubos	0.17 m (43/64 in)
14	Espesor de los deflectores transversales o soportes de tubos	0.009525 m (3/8 in)
15	Diámetro de los agujeros de los deflectores transversales	0.0206 m (13/16 in)
16	Espesor de los deflectores longitudinales	0.0127 m (1/2 in)
17	Espesor de la placa tubular	0.0190 m (3/4 in)
18	Diámetro de los agujeros de la placa tubular	0.0194 m (49/64 in)
19	Unión placa tubos	Mandrilado y Abocardado
20	Material de los tubos, placa tubular y cabezales.	AISI 1020
21	Material de la carcasa y deflectores.	AISI 1020
Parámetros físicos del lado de los tubos.		
22	Fluido circulando	Solución Fuerte
23	Área de flujo por cada tubo	193.59x10 ⁻⁶ m ²
24	Área de flujo total en los tubos	4.549x10 ⁻³ m ²
25	Velocidad del fluido	1.38 m/s
26	Velocidad másica	2,371.92 kg/(m ² s)
27	Número de Reynolds	11,290.5
28	Número de Prandtl	13.11
29	Coefficiente de transferencia de calor	2,679.25 w/(m ² K)
Parámetros físicos del lado de la carcasa.		
30	Fluido circulando	Solución Débil
31	Área de flujo en la carcasa	0.00523 m ²
32	Diámetro equivalente	0.0136 m
33	Velocidad másica	2,259.02 k/(m ² s)
34	Número de Reynolds	14,687.93
36	Número de Prandtl	9.722
38	Coefficiente de transferencia de calor	5,458.76 w/(m ² K)

Tabla 8.9 Resumen de datos del intercambiador de calor de solución de la unidad 2.

Ítem.	Parámetro.	Cantidad.
Construcción.		
1	Tipo de Intercambiador de calor. (T.E.M.A.)	AFL
2	Área de transferencia de calor	34.17 m ²
3	Número total de tubos	94
4	Longitud de los tubos	6.09 m (20 ft.)
5	Diámetro Nominal de los tubos	0.0190 m (3/4 in)
6	Calibre de tubos	BWG 16
7	Configuración de flujos	2-4
8	Configuración de tubos	Triangular
9	Paso entre tubos	0.0238 m (15/16 in)
10	Diámetro interno de la carcasa	0.3048 m (12 in)
11	Espesor de la carcasa	0.0127 m (1/2 in)
12	Número de deflectores transversales o soportes de tubos	34
13	Distancia entre deflectores transversales o soportes de tubos	0.17 m (43/64 in)
14	Espesor de los deflectores transversales o soportes de tubos	0.009525 m (3/8 in)
15	Diámetro de los agujeros de los deflectores transversales	0.0206 m (13/16 in)
16	Espesor de los deflectores longitudinales	0.0127 m (1/2 in)
17	Espesor de la placa tubular	0.0190 m (3/4 in)
18	Diámetro de los agujeros de la placa tubular	0.0194 m (49/64 in)
19	Unión placa tubos	Mandrilado y Abocardado
20	Material de los tubos, placa tubular y cabezales.	AISI 1020
21	Material de la carcasa y deflectores.	AISI 1020
Parámetros físicos del lado de los tubos.		
22	Fluido circulando	Solución Fuerte
23	Área de flujo por cada tubo	193.59x10 ⁻⁶ m ²
24	Área de flujo total en los tubos	4.549x10 ⁻³ m ²
25	Velocidad del fluido	1.38 m/s
26	Velocidad másica	2,371.92 kg/(m ² s)
27	Número de Reynolds	11,290.5
28	Número de Prandtl	13.11
29	Coefficiente de transferencia de calor	2,679.25 w/(m ² K)
Parámetros físicos del lado de la carcasa.		
30	Fluido circulando	Solución Débil
31	Área de flujo en la carcasa	0.00523 m ²
32	Diámetro equivalente	0.0136 m
33	Velocidad másica	2,259.02 kg/(m ² s)
34	Número de Reynolds	14,687.93
36	Número de Prandtl	9.722
38	Coefficiente de transferencia de calor	5,458.76 w/(m ² K)

Tabla 8.10 Resumen de datos del intercambiador de calor de solución de la unidad 3.

Ítem.	Parámetro.	Cantidad.
Construcción.		
1	Tipo de Intercambiador de calor. (T.E.M.A.)	AFL
2	Área de transferencia de calor	45.08 m ²
3	Número total de tubos	124
4	Longitud de los tubos	6.09 m (20 ft.)
5	Diámetro Nominal de los tubos	0.0190 m (3/4 in)
6	Calibre de tubos	BWG 16
7	Configuración de flujos	2-4
8	Configuración de tubos	Triangular
9	Paso entre tubos	0.0238 m (15/16 in)
10	Diámetro interno de la carcasa	0.3366 m (13 ¼ in)
11	Espesor de la carcasa	0.0127 m (1/2 in)
12	Número de deflectores transversales o soportes de tubos	34
13	Distancia entre deflectores transversales o soportes de tubos	0.17 m (43/64 in)
14	Espesor de los deflectores transversales o soportes de tubos	0.009525 m (3/8 in)
15	Diámetro de los agujeros de los deflectores transversales	0.0206 m (13/16 in)
16	Espesor de los deflectores longitudinales	0.0127 m (1/2 in)
17	Espesor de la placa tubular	0.0190 m (3/4 in)
18	Diámetro de los agujeros de la placa tubular	0.0194 m (49/64 in)
19	Unión placa tubos	Mandrilado y Abocardado
20	Material de los tubos, placa tubular y cabezales.	AISI 1020
21	Material de la carcasa y deflectores.	AISI 1020
Parámetros físicos del lado de los tubos.		
22	Fluido circulando	Solución Fuerte
23	Área de flujo por cada tubo	193.59x10 ⁻⁶ m ²
24	Área de flujo total en los tubos	6.001x10 ⁻³ m ²
25	Velocidad del fluido	1.21 m/s
26	Velocidad másica	2,082.86 kg/(m ² s)
27	Número de Reynolds	9,915.37
28	Número de Prandtl	13.11
29	Coefficiente de transferencia de calor	2,541.94 w/(m ² K)
Parámetros físicos del lado de la carcasa.		
30	Fluido circulando	Solución Débil
31	Área de flujo en la carcasa	0.00578 m ²
32	Diámetro equivalente	0.0136 m
33	Velocidad másica	2,682.99 kg/(m ² s)
34	Número de Reynolds	17,163.06
36	Número de Prandtl	9.63
38	Coefficiente de transferencia de calor	5,911.18 w/(m ² K)

Tabla 8.11 Resumen de datos del generador de la unidad 1.

Ítem.	Parámetro.	Cantidad.
Construcción.		
1	Tipo de Intercambiador de calor. (T.E.M.A.)	AKL
2	Área de transferencia de calor.	192.85 (m ²)
3	Número total de tubos.	1,060
4	Longitud de los tubos.	3.048 m (10 ft.)
5	Diámetro Nominal de los tubos.	0.0190 m (3/4 in)
6	Calibre de tubos.	BWG 16
7	Configuración de flujos.	1-4
8	Configuración de tubos.	Triangular
9	Paso entre tubos.	0.0261 m (33/32 in)
10	Diámetro interno de la carcasa.	0.9652 m (38 in)
11	Espesor de la carcasa.	0.0127 m (1/2 in)
12	Número de soportes de tubos.	4
13	Distancia entre soportes de tubos.	0.6007 m (23.65 in)
14	Espesor de los soportes de tubos.	0.0158 m (5/8 in)
15	Diámetro de los agujeros de los soportes de tubos.	0.0194 m (49/64 in)
16	Espesor de la placa tubular.	0.0222 m (7/8 in)
17	Diámetro de los agujeros de la placa tubular.	0.0194 m (49/64 in)
18	Unión placa tubos.	Mandrilado y Abocardado
19	Material de los tubos, placa tubular y cabezales.	Acero 316L
20	Material de la carcasa y soportes de tubos.	AISI 1020
Parámetros físicos del lado de los tubos.		
21	Fluido circulando.	Agua Geotérmica
22	Área de flujo por cada tubo.	1.94x10 ⁻⁴ m ²
23	Área de flujo por paso.	51.30x10 ⁻³ m ²
24	Velocidad del fluido.	1.47 m/s
25	Velocidad másica.	1,401 kg/m ² s
26	Número de Reynolds.	92,535
27	Coefficiente de transferencia de calor.	8,759 w/m ² K
Parámetros físicos del lado de la carcasa.		
28	Fluido circulando.	Solución BrLi
29	Componente macroconvectivo del coeficiente de transferencia de calor.	300 w/m ² K
30	Componente microconvectivo del coeficiente de transferencia de calor.	4,091 w/m ² K
31	Coefficiente de transferencia de calor.	4,391 w/m ² K

Tabla 8.12 Resumen de datos del generador de la unidad 2.

Ítem.	Parámetro.	Cantidad.
Construcción.		
1	Tipo de Intercambiador de calor. (T.E.M.A.)	AKL
2	Área de transferencia de calor.	192.85 (m ²)
3	Número total de tubos.	1,060
4	Longitud de los tubos.	3.048 m (10 ft.)
5	Diámetro Nominal de los tubos.	0.0190 m (3/4 in)
6	Calibre de tubos.	BWG 16
7	Configuración de flujos.	1-4
8	Configuración de tubos.	Triangular
9	Paso entre tubos.	0.0261 m (33/32 in)
10	Diámetro interno de la carcasa.	0.9652 m (38 in)
11	Espesor de la carcasa.	0.0127 m (1/2 in)
12	Número de soportes de tubos.	4
13	Distancia entre soportes de tubos.	0.6007 m (23.65 in)
14	Espesor de los soportes de tubos.	0.0158 m (5/8 in)
15	Diámetro de los agujeros de los soportes de tubos.	0.0194 m (49/64 in)
16	Espesor de la placa tubular.	0.0222 m (7/8 in)
17	Diámetro de los agujeros de la placa tubular.	0.0194 m (49/64 in)
18	Unión placa tubos.	Mandrilado y Abocardado
19	Material de los tubos, placa tubular y cabezales.	Acero 316L
20	Material de la carcasa y soportes de tubos.	AISI 1020
Parámetros físicos del lado de los tubos.		
21	Fluido circulando.	Agua Geotérmica
22	Área de flujo por cada tubo.	1.94x10 ⁻⁴ m ²
23	Área de flujo por paso.	51.30x10 ⁻³ m ²
24	Velocidad del fluido.	1.47 m/s
25	Velocidad másica.	1,401 kg/m ² s
26	Número de Reynolds.	92,535
27	Coefficiente de transferencia de calor.	8,759 w/m ² K
Parámetros físicos del lado de la carcasa.		
28	Fluido circulando.	Solución BrLi
29	Componente macroconvectivo del coeficiente de transferencia de calor.	300 w/m ² K
30	Componente microconvectivo del coeficiente de transferencia de calor.	4,091 w/m ² K
31	Coefficiente de transferencia de calor.	4,391 w/m ² K

Tabla 8.13 Resumen de datos del generador de la unidad 3.

Ítem.	Parámetro.	Cantidad.
Construcción.		
1	Tipo de Intercambiador de calor. (T.E.M.A.)	AKL
2	Área de transferencia de calor.	218.32 (m ²)
3	Número total de tubos.	1,200
4	Longitud de los tubos.	3.048 m (10 ft.)
5	Diámetro Nominal de los tubos.	0.0190 m (3/4 in)
6	Calibre de tubos.	BWG 16
7	Configuración de flujos.	1-4
8	Configuración de tubos.	Triangular
9	Paso entre tubos.	0.0261 m (35/32 in)
10	Diámetro interno de la carcasa.	1.0922 m (43 in)
11	Espesor de la carcasa.	0.0127 m (1/2 in)
12	Número de soportes de tubos.	4
13	Distancia entre soportes de tubos.	0.6007 m (23.65 in)
14	Espesor de los soportes de tubos.	0.0158 m (5/8 in)
15	Diámetro de los agujeros de los soportes de tubos.	0.0194 m (49/64 in)
17	Espesor de la placa tubular.	0.0222 m (7/8 in)
18	Diámetro de los agujeros de la placa tubular.	0.0194 m (49/64 in)
19	Unión placa tubos.	Mandrilado y Abocardado
20	Material de los tubos, placa tubular y cabezales.	Acero 316L
21	Material de la carcasa y soportes de tubos.	AISI 1020
Parámetros físicos del lado de los tubos.		
22	Fluido circulando.	Agua Geotérmica
23	Área de flujo por cada tubo.	1.94x10 ⁻⁴ m ²
24	Área de flujo por paso.	58.07x10 ⁻³ m ²
25	Velocidad del fluido.	1.49 m/s
26	Velocidad másica.	1,421kg/m ² s
27	Número de Reynolds.	93,856
29	Coefficiente de transferencia de calor.	8,859 w/m ² K
Parámetros físicos del lado de la carcasa.		
30	Fluido circulando.	Solución BrLi
35	Componente macroconvectivo del coeficiente de transferencia de calor.	300 w/m ² K
36	Componente microconvectivo del coeficiente de transferencia de calor.	4,302 w/m ² K
38	Coefficiente de transferencia de calor.	4,602 w/m ² K

Tabla 8.14 Resumen de datos del condensador de la unidad 1.

Ítem.	Parámetro.	Cantidad.
Construcción.		
1	Tipo de Intercambiador de calor. (T.E.M.A.)	AEL
2	Área de transferencia de calor	483.71 (m ²)
3	Número total de tubos	1,664
4	Longitud de los tubos	4.87 m (16 ft.)
5	Diámetro Nominal de los tubos	0.0190 m (3/4 in)
6	Calibre de tubos	BWG 16
7	Configuración de flujos	1-2
8	Configuración de tubos	Triangular
9	Paso entre tubos	0.0261 m (15/16 in)
10	Diámetro interno de la carcasa	1.0668 m (42 in)
11	Espesor de la carcasa	0.0111 m (7/16 in)
12	Número de deflectores transversales	18
13	Distancia entre deflectores transversales.	0.2543 m (10.01 in)
14	Espesor de los deflectores transversales.	0.0127 m (1/2 in)
15	Diámetro de los agujeros de los deflectores transversales	0.0194 m (49/64 in)
16	Espesor de la placa tubular	0.0222 m (7/8 in)
17	Diámetro de los agujeros de la placa tubular	0.0194 m (49/64 in)
18	Unión placa tubos	Mandrilado y Abocardado
19	Material de los tubos, placa tubular y cabezales.	Acero 316L
20	Material de la carcasa y deflectores.	AISI 1020
Parámetros físicos del lado de los tubos.		
21	Fluido circulando	Agua T.E
22	Área de flujo por cada tubo	1.94x10 ⁻⁴ m ²
23	Área de flujo por paso.	161.06x10 ⁻³ m ²
24	Velocidad del fluido	1.87 m/s
25	Velocidad másica	1,875 kg/m ² s
26	Número de Reynolds	36,889
27	Coeficiente de transferencia de calor	6,453 w/m ² K
Parámetros físicos del lado de la carcasa.		
28	Fluido circulando	Vapor de Agua
29	Área de flujo en la carcasa	53.8x10 ⁻³ m ²
30	Diámetro equivalente	13.6x10 ⁻³ m ²
31	Velocidad másica	48.14 kg/m ² s
32	Número de Reynolds	62,591
33	Coeficiente de transferencia de calor (zona de calor sensible)	230 w/m ² K
34	Coeficiente de transferencia de calor (zona de calor latente)	9,003 w/m ² K

Tabla 8.15 Resumen de datos del condensador de la unidad 2.

Ítem.	Parámetro.	Cantidad.
Construcción.		
1	Tipo de Intercambiador de calor. (T.E.M.A.)	AEL
2	Área de transferencia de calor	483.71 (m ²)
3	Número total de tubos	1,664
4	Longitud de los tubos	4.87 m (16 ft.)
5	Diámetro Nominal de los tubos	0.0190 m (3/4 in)
6	Calibre de tubos	BWG 16
7	Configuración de flujos	1-2
8	Configuración de tubos	Triangular
9	Paso entre tubos	0.0261 m (15/16 in)
10	Diámetro interno de la carcasa	1.0668 m (42 in)
11	Espesor de la carcasa	0.0111 m (7/16 in)
12	Número de deflectores transversales	18
13	Distancia entre deflectores transversales.	0.2543 m (10.01 in)
14	Espesor de los deflectores transversales.	0.0127 m (1/2 in)
15	Diámetro de los agujeros de los deflectores transversales	0.0194 m (49/64 in)
16	Espesor de la placa tubular	0.0222 m (7/8 in)
17	Diámetro de los agujeros de la placa tubular	0.0194 m (49/64 in)
18	Unión placa tubos	Mandrilado y Abocardado
19	Material de los tubos, placa tubular y cabezales.	Acero 316L
20	Material de la carcasa y deflectores.	AISI 1020
Parámetros físicos del lado de los tubos.		
21	Fluido circulando	Agua T.E.
22	Área de flujo por cada tubo	1.94x10 ⁻⁴ m ²
23	Área de flujo por paso.	161.06x10 ⁻³ m ²
24	Velocidad del fluido	1.87 m/s
25	Velocidad másica	1,875 kg/m ² s
26	Número de Reynolds	36,889
27	Coefficiente de transferencia de calor	6,453 w/m ² K
Parámetros físicos del lado de la carcasa.		
28	Fluido circulando	Vapor de Agua
29	Área de flujo en la carcasa	53.8x10 ⁻³ m ²
30	Diámetro equivalente	13.6x10 ⁻³ m ²
31	Velocidad másica	48.14 kg/m ² s
32	Número de Reynolds	62,591
33	Coefficiente de transferencia de calor (zona de calor sensible)	230 w/m ² K
34	Coefficiente de transferencia de calor (zona de calor latente)	9,003 w/m ² K

Tabla 8.16 Resumen de datos del condensador de la unidad 3.

Ítem.	Parámetro.	Cantidad.
Construcción.		
1	Tipo de Intercambiador de calor. (T.E.M.A.)	AEL
2	Área de transferencia de calor	557.54 (m ²)
3	Número total de tubos	1,918
4	Longitud de los tubos	4.87 m (16 ft.)
5	Diámetro Nominal de los tubos	0.0190 m (3/4 in)
6	Calibre de tubos	BWG 16
7	Configuración de flujos	1-2
8	Configuración de tubos	Triangular
9	Paso entre tubos	0.0261 m (15/16 in)
10	Diámetro interno de la carcasa	1.1430 m (45 in)
11	Espesor de la carcasa	0.0111 m (7/16 in)
12	Número de deflectores transversales	18
13	Distancia entre deflectores transversales.	0.2543 m (10.01 in)
14	Espesor de los deflectores transversales.	0.0127 m (1/2 in)
15	Diámetro de los agujeros de los deflectores transversales	0.0194 m (49/64 in)
17	Espesor de la placa tubular	0.0222 m (7/8 in)
18	Diámetro de los agujeros de la placa tubular	0.0194 m (49/64 in)
19	Unión placa tubos	Mandrilado y Abocardado
20	Material de los tubos, placa tubular y cabezales.	Acero 316L
21	Material de la carcasa y deflectores.	AISI 1020
Parámetros físicos del lado de los tubos.		
22	Fluido circulando	Agua T.E.
23	Área de flujo por cada tubo	1.94x10 ⁻⁴ m ²
24	Área de flujo por paso.	185.65x10 ⁻³ m ²
25	Velocidad del fluido	1.88 m/s
26	Velocidad másica	1,884 kg/m ² s
27	Número de Reynolds	37,066
29	Coefficiente de transferencia de calor	6,462 w/m ² K
Parámetros físicos del lado de la carcasa.		
30	Fluido circulando	Vapor de Agua
31	Área de flujo en la carcasa	57.6x10 ⁻³ m ²
32	Diámetro equivalente	13.6x10 ⁻³ m ²
33	Velocidad másica	52.08 kg/m ² s
34	Número de Reynolds	67,713
38	Coefficiente de transferencia de calor (zona de calor sensible)	240 w/m ² K
	Coefficiente de transferencia de calor (zona de calor latente)	8,843 w/m ² K

8.14. Sistema de aspersores para los absorbedores de los sistemas de refrigeración por absorción.

8.14.1. Aspersores para los absorbedores de la unidad 1 y 2.

Se tiene un flujo másico de $\dot{m} = 25.896 \text{ Kg/s}$ que deben de cubrir un área total de 10.22 m^2 divididos en 2 partes iguales de 5.11 m^2 .

De acuerdo a algunos catálogos consultados, los aspersores comerciales manejan un estimado de cobertura de 100 ft^2 (9.29 m^2) por lo que para tener una cobertura completa sobre el haz de tubos se necesitarían un total de $n = 10.22 \text{ m}^2 / 9.29 \text{ m}^2 = 1.10$ *aspersores*. Las normas indican que en ninguna situación un aspersor debe de cubrir el solo un área mayor a 13.4 m^2 , además indican que la distancia máxima de los aspersores a paredes o particiones debe ser de 1.8 m , por lo que si se ubican 2 aspersores, cada uno a 1.8 m de los topes de la carcasa del intercambiador queda una distancia entre ellos de 2.5 m lo cual cumple con las normas ya que la distancia mínima entre rociadores debe ser de 2.4 m y la máxima de 3.7 m .

Ahora es necesario calcular las pérdidas del sistema para poder seleccionar una bomba adecuada. Las normas indican que la velocidad en las tuberías no debe ser menor que 3 m/s para reducir las pérdidas por lo que con el caudal se encontrará el diámetro de las tuberías a utilizar.

Calculando área de flujo por la tubería:

$$V_{el} = \dot{V}/A$$

$$A = \dot{V}/V_{el}$$

$$A = \frac{0.01614 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{3 \text{ m/s}}$$

$$A = 0.0054 \text{ m}^2 = 8.34 \text{ in}^2$$

Calculando el diámetro de la tubería:

$$D_i = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$$

$$D_i = \sqrt{\frac{4(8.34)}{\pi}}$$

$$D_i = 3.26 \text{ in}$$

Por cuestiones de disponibilidad comercial se utilizara tubería de 3 in de diámetro interior.

Ahora se calcularán las pérdidas por fricción.

$$\Delta P_f = \frac{4.52 \dot{V}_{GPM}^{1.85}}{C^{1.85} D_i^{4.87}}$$

Donde:

\dot{V}_{GPM} : Caudal en galones por minuto.

C : Coeficiente de fricción. (120 para acero.)

D_i : Diámetro interior de la tubería en pulgadas.

$$\Delta P_f = \frac{4.52(255.88 \text{ GPM})^{1.85}}{(120)^{1.85}(3.0)^{4.87}}$$

$$\Delta P_f = 0.0871 \text{ psi/ft}$$

Ahora se calcularán las pérdidas por la velocidad del flujo.

$$\Delta P_{vel} = 0.001123 \frac{\dot{V}_{GPM}^2}{D_i^4}$$

$$\Delta P_{vel} = 0.001123 \frac{(255.88)^2}{(3.0)^4}$$

$$\Delta P_{vel} = 0.9078 \text{ psi/ft}$$

Las pérdidas por altura se consideran despreciables en este caso por lo que las pérdidas totales del sistema son:

$$P_T = 0.995 \text{ psi/ft}$$

El valor anterior se debe multiplicar por la longitud del último aspersor del sistema, es decir el que se encuentra más alejado de la bomba ya que ese será el que tenga menor presión.

$$P_T = 0.995 \frac{\text{psi}}{\text{ft}} (35 \text{ ft})$$

$$P_T = 34.83 \text{ psi}$$

De acuerdo a la tabla 8.17 cualquier bomba Armstrong serie 4600f cumpliría con las condiciones de operación del sistema

8.14.2. Aspersores para el absorbedor de la unidad 3

En este caso se tiene un flujo másico de $\dot{m} = 30 \text{ Kg/s}$ que deben de cubrir un área total de 12.07 m^2 divididos en 2 partes iguales de 6.035 m^2 .

Al igual que en el caso de los aspersores para la unidad 1 y para la unidad 2 vasta con ubicar dos aspersores en esta unidad, cada uno a 1.8 m de los topes de la carcasa del intercambiador quedando una distancia entre ellos de 2.5 m lo cual cumple con las normas ya que la distancia mínima entre rociadores debe ser de 2.4 m y la máxima de 3.7 m .

Nuevamente es necesario calcular las pérdidas de presión del sistema para poder seleccionar una bomba adecuada, basándonos en las mismas consideraciones que se tomaron en cuenta en el cálculo de los aspersores para la unidad 1 y para la unidad 2 se tiene:

Calculando área de flujo por la tubería:

$$A = \frac{0.01870 \frac{m^3}{s}}{3 \text{ m/s}}$$

$$A = 0.006234m^2 = 9.66 \text{ in}^2$$

Calculando el diámetro de la tubería:

$$d = \sqrt{\frac{4(9.66)}{\pi}}$$

$$d = 3.5 \text{ in}$$

Ahora se calcularán las pérdidas por fricción:

$$\Delta P_f = \frac{4.52(296.4 \text{ GPM})^{1.85}}{(120)^{1.85}(3.5)^{4.87}}$$

$$\Delta P_f = 0.054 \text{ psi/ft}$$

Perdidas por velocidad de flujo:

$$\Delta P_{vel} = 0.001123 \frac{(296.4)^2}{(3.5)^4}$$

$$\Delta P_{vel} = 0.657 \text{ psi/ft}$$

Las pérdidas por altura se consideran despreciables en este caso por lo que las pérdidas totales del sistema son:

$$Pt = 0.711 \text{ psi/ft}$$

El valor anterior se debe multiplicar por la longitud del último aspersor del sistema, es decir el que se encuentra más alejado de la bomba ya que ese será el que tenga menor presión.

$$Pt = 0.711 \frac{\text{psi}}{\text{ft}} (35 \text{ ft})$$

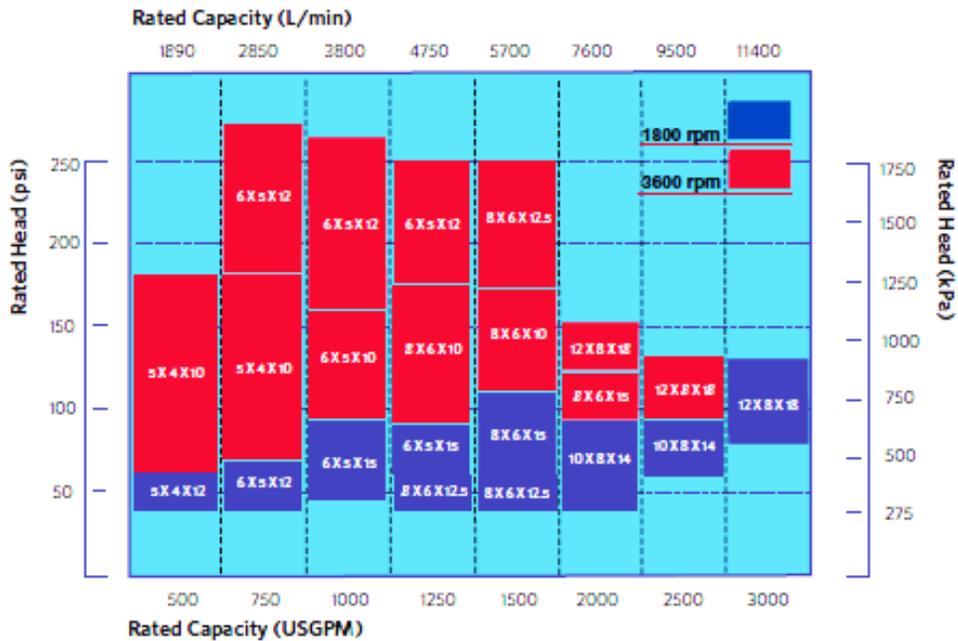
$$Pt = 24.9 \text{ psi}$$

Al igual que en el casos de los sistemas de aspersión para las unidades anteriores cualquier bomba Armstrong serie 4600f cumpliría con las condiciones de operación del sistema.

Tabla 8.17 Bombas Armstrong serie 4600f destinadas a sistemas contra incendio.

Fire Pump Coverage Chart

Electrical 60 Hz



8.15. Sistema de control del sistema de refrigeración por absorción.

Las condiciones que requieren ser controladas son:

1. Temperatura del agua del condensador.
2. Temperatura del agua enfriada.
3. Fuente de energía.

8.15.1. Control de temperatura del agua del condensador.

Normalmente, en la selección de una máquina 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, ésta debe ser mantenida dentro del límite definido.

Para mantener la temperatura de entrada puede ser necesario un control del tipo de bypass según sea la velocidad y magnitud del cambio de temperatura del agua desde la torre de enfriamiento u otra fuente del agua del condensador. La velocidad y magnitud del cambio de temperatura del agua de pozo son generalmente despreciables, por lo que puede no ser necesario un control de bypass. En cambio, generalmente son importantes cuando se trata de una torre de enfriamiento, por lo que será necesario dicho control.

El bypass debe ser capaz de limitar la variación de la temperatura del agua del condensador a 5.5°C y hacer que la temperatura recupere rápidamente su nivel de funcionamiento.

Para satisfacer esta última condición, el bypass debe estar siempre proyectado y dimensionado de modo que desvíe el caudal total de agua del condensador.

El diseño del sistema de control y la elección de la válvula están determinados por lo siguiente:

1. Fuente de agua del condensador.
2. Posiciones relativas de la máquina y de la torre de enfriamiento.
3. Número de máquinas de absorción y otros equipos abastecidos por la torre de enfriamiento.

La válvula de bypass suele ser o bien de tres pasos o de estrangulación de dos pasos del tipo de cuerpo esférico con característica lineal de flujo.

En lo que concierne al emplazamiento y colocación del bypass y a la elección de la bomba de agua del condensador se debe proceder de modo que, cuando sea desviada el agua, el

flujo a través de la máquina no aumente más del 10 %; esto evita la excesiva concentración en el generador y reduce al mínimo el aumento de la potencia útil de la bomba.

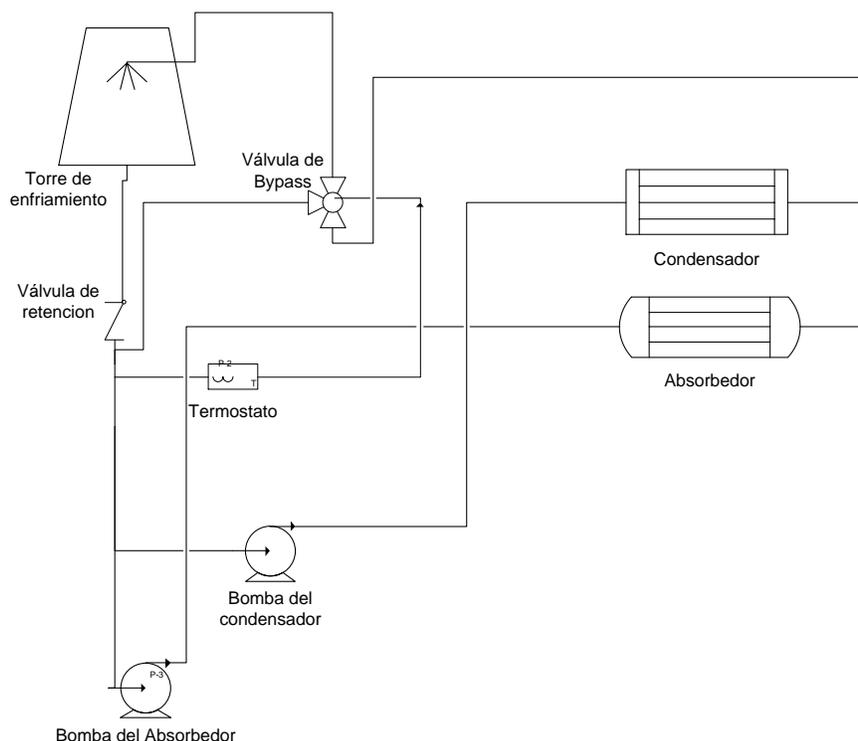


Figura 8.16 Control de estrangulación para sistemas de agua de condensador de paso continuo.

Es importante seguir las siguientes indicaciones:

1. Dimensionar la válvula de bypass de tres pasos y el tubo para el 100 % de caudal de agua del condensador. La pérdida de presión en la válvula puede ser tan grande como se desee.
2. Colocar la tubería de bypass y la válvula cerca de la conexión de entrada de la torre de enfriamiento para reducir al mínimo las variaciones en la presión de la bomba cuando la válvula cambia de posición.
3. Para evitar el drenaje del sistema cuando está parado, cerrar la válvula de bypass cuando no funcione la bomba de condensador. La lumbrera de la válvula de bypass que comunica con la entrada da la torre de enfriamiento debe estar normalmente

cerrada. La válvula de retención debe estar instalada en el drenaje de la torre de enfriamiento para evitar el contraflujo de agua en la torre a través del drenaje.

4. Instalar el termostato contiguo a la válvula de bypass, y el bulbo térmico de agua mezclada contiguo a la tubería de bypass, y no cerca de la máquina.

8.15.2. Control de temperatura del agua enfriada

Para que una máquina 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. En algunas máquinas que funcionan con agua caliente, la reducción de capacidad se puede obtener estrangulando el flujo de agua caliente.

Se emplean estos diversos procedimientos como medio de controlar la aptitud de la máquina para reconcentrar la solución que es retornada al absorbedor. Cuanto más diluida sea la concentración en el absorbedor, menor capacidad tiene la máquina para enfriar el agua.

El gráfico compara las características de estos cuatro tipos de control de capacidad de la máquina de absorción. Se ve en él que el control de la solución da el mejor gasto de vapor con cargas parciales, es posible esta reducción del gasto de vapor a causa de que sólo debe ser reconcentrar la solución suficiente para adaptar la carga. La producción de incrustaciones se reduce debido a que la temperatura de condensación se mantiene en el mínimo.

8.15.3. Control de la fuente de energía

Cuando se utiliza el vapor como fuente de energía, la presión debe ser mantenida dentro de 0,453 kg de la presión de proyecto, ya sea por los controles del pozo o por la válvula de reducción de presión si se emplea vapor a alta presión.

La válvula reguladora de contrapresión para limitar la demanda de vapor en la puesta en marcha se emplea pocas veces. Puede ser necesaria si la máquina de absorción representa la mayor parte de la carga, y si la disminución temporal de la presión del pozo afecta al servicio normal del otro equipo cuyo funcionamiento depende de ésta. Cuando la fuente de energía es agua caliente a alta temperatura, ordinariamente, se necesita una válvula para controlar el caudal de agua caliente en la máquina. Se controla una válvula de estrangulación de dos o tres pasos ya sea por un termostato colocado en la salida de agua

caliente de la máquina o por un termostato de agua enfriada incorporado en el de límite superior, situado en la salida de agua caliente.

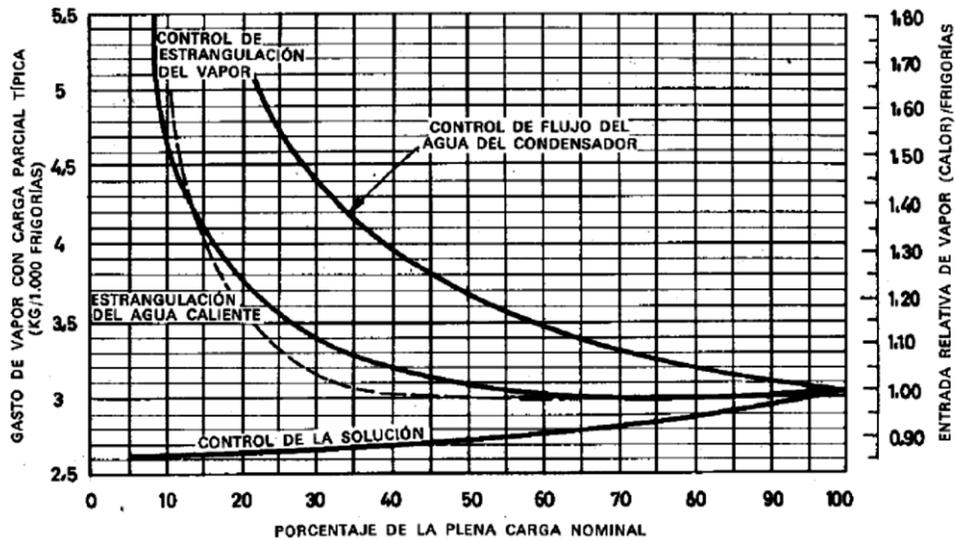


Figura 8.17 Gasto de vapor con diversos métodos de control.

La válvula de dos pasos sólo se emplea si no afecta adversamente a la circulación de agua caliente en la caldera o en la bomba de circulación. La válvula de tres pasos proporciona un caudal constante y es la que más se emplea.

8.15.4. Control de seguridad

La máquina de absorción debe estar provista de controles de seguridad para evitar su deterioro.

Estos controles se describen como sigue:

1. Control de baja temperatura que para la Máquina para evitar la formación de hielo y el deterioro del tubo cuando la temperatura de agua enfriada disminuye por debajo de la mínima temperatura admisible.
2. Contactos auxiliares en la bomba de solución y en la del evaporador para parar la máquina cuando estas bombas son inoperantes.
3. Interruptores de flujo de agua enfriada o de agua del condensador o contactos auxiliares de sus bombas para parar la máquina cuando se interrumpe el flujo de agua enfriada en uno de los circuitos

8.15.5. Unidad de purga

Se necesita una unidad de purga para eliminar todos los vapores no condensables y mantener una baja presión en la máquina de absorción. La unidad de purga debe poder mantener una presión inferior a la existente en el absorbedor.

8.16. Consideraciones para la selección de la torre de enfriamiento

En el capítulo IV se describen con mayor profundidad todo lo relacionado con torres de enfriamiento, por lo cual, aquí solo se mencionarán de una manera general lo mas relevante sobre la selección de esta. Recomendamos que si se desea saber más al respecto se consulte dicho capítulo.

La torre de enfriamiento debe ser elegida para la temperatura de termómetro húmedo de proyecto local. Si las condiciones de proyecto deben ser mantenidas permanentemente, como ocurre en algunas aplicaciones de procesos industriales, se debe utilizar la máxima temperatura de termómetro húmedo para que la capacidad del equipo sea adecuada.

a) Aspecto económico:

La elección de la torre de enfriamiento está afectada principalmente por la temperatura de condensación elegida y su efecto sobre el margen de temperatura de la torre y la temperatura de acercamiento. Aumentos relativamente pequeños de la temperatura de condensación pueden producir grandes economías en las dimensiones y costos de la torre, peso, espacio necesario y costos de emparrillado o fundación.

b) Correcciones atmosféricas:

Las reducciones en peso del caudal de aire debida a la disminución de densidad de éste resulta compensada por la mayor capacidad de absorción de calor latente que tiene el aire a elevadas altitudes. Por consiguiente no es necesario hacer correcciones en las características de la torre de enfriamiento por los efectos de altitud. La elección de motor de ventilador hecha a base del nivel del mar es satisfactoria.

c) Ubicación:

La elección de ubicación de una torre y la orientación se deberán determinar por las condiciones siguientes:

- ✓ Situar la torre de modo que el aire circule y se difunda libre y rápidamente sin recirculación. Ordinariamente los fabricantes publican instrucciones a este respecto.
- ✓ Situar la torre lejos de fuentes de calor o de aire contaminado tales como chimeneas de humo.
- ✓ Situar la torre lejos de áreas en que sea recusable la humedad o el hielo con tiro normal. El tiro se debe prolongar hasta varios centenares de metros desde la torre con la dirección del viento, si éste es fuerte.
- ✓ Situar la torre distante o a nivel más alto de los espacios ocupados de sus alrededores cuando en éstos existan bajos niveles ambientales de sonido.
- ✓ Se puede simplificar la tubería de agua del condensador y su costo, situando la torre inmediatamente adyacente a la sala de refrigeración.
- ✓ La ubicación de una torre a nivel inferior al del equipo de refrigeración puede dar lugar a dificultades de sifonaje o sobreflujo en los períodos de inactividad. Si el agua es sifonada desde el condensador, éste puede ser deteriorado por el impacto del agua cuando se pone en funcionamiento la bomba. Si se prevé esta ubicación, habrá que estudiar la manera de poder hacer de modo seguro la verificación de contracorriente en las paradas y suprimir cualquier sifón que se pueda formar.
- ✓ Cuando la torre está montada en una azotea, habrá que comprobar que ésta pueda soportar el peso, y entonces la colocación de la torre debe ser tal que su peso se distribuya uniformemente en los miembros estructurales.

d) Instalación:

Una torre de enfriamiento de acero o madera montada sobre una azotea debe estar soportada por un entramado de acero. Una torre situada sobre el terreno se puede montar sobre un depósito o estanque de hormigón. Los emparrillados y los depósitos de hormigón se deben proyectar de acuerdo con las instrucciones del fabricante. El proyecto de un depósito de hormigón debe incluir rejillas de aspiración. Los depósitos de madera y acero tienen ordinariamente incorporadas rejillas de sumidero.

Otras recomendaciones específicas son las siguientes:

- ✓ Los rebosaderos de la torre deben estar conectados por tubería a un drenaje y no deben tener válvulas.
- ✓ Se debe proveer el drenaje de la torre y el equipo.
- ✓ Se debe proveer una llave de manguera del agua de ciudad en al torre para facilitar la limpieza.

- ✓ La torre debe estar provista de tuberías de llenado con agua de ciudad además de la tubería de reposición. Una torre situada a nivel superior al del equipo de refrigeración proporciona la ubicación ideal para rellenar todo el sistema de agua del condensador.
- ✓ Si el arrancador del motor del ventilador está distante de la torre, se debe proveer un interruptor de desconexión en la torre por razones de seguridad en las operaciones de servicio.

8.17. Aislamiento térmico del sistema.

La máquina de absorción requiere aislamiento principalmente para evitar la humedad y la consiguiente acción corrosiva sobre las superficies frías. También se puede emplear para reducir las temperaturas existentes en la sala de máquinas y cubrir las tuberías calientes expuestas cerca de las zonas de tráfico. Algunos de los componentes que requieren aislamiento son:

1. Tuberías de refrigerante enfriado y bomba.
2. Carcasa del generador.
3. Tuberías del generador.
4. Intercambiador de calor de la solución.
5. Tubería de solución caliente.

El cálculo del aislamiento para los elementos mencionados se hará en base al reglamento español para las instalaciones térmicas (RITE) y la norma ASTM C585 mencionada en la Referencia 5

Según el RITE toda tubería por la que circulen fluidos arriba de los $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ debe ser aislada, así como aquellas tuberías en las que circulen fluidos con temperatura menor a la del ambiente, de acuerdo a lo anterior será necesario aislar no solo los elementos que se han mencionado antes sino aquellos que según el RITE lo requieran.

En la figura 8.17 las líneas más gruesas en color azul y rojo muestran aquellas tuberías que requieren ser aisladas, la que va desde el punto 10 a la salida de la válvula de expansión hasta el punto 1 en la entrada del absorbedor tiene una temperatura menor a la del ambiente ($14\text{ }^{\circ}\text{C}$) mientras que todas las demás tiene temperaturas arriba de los 40°C .

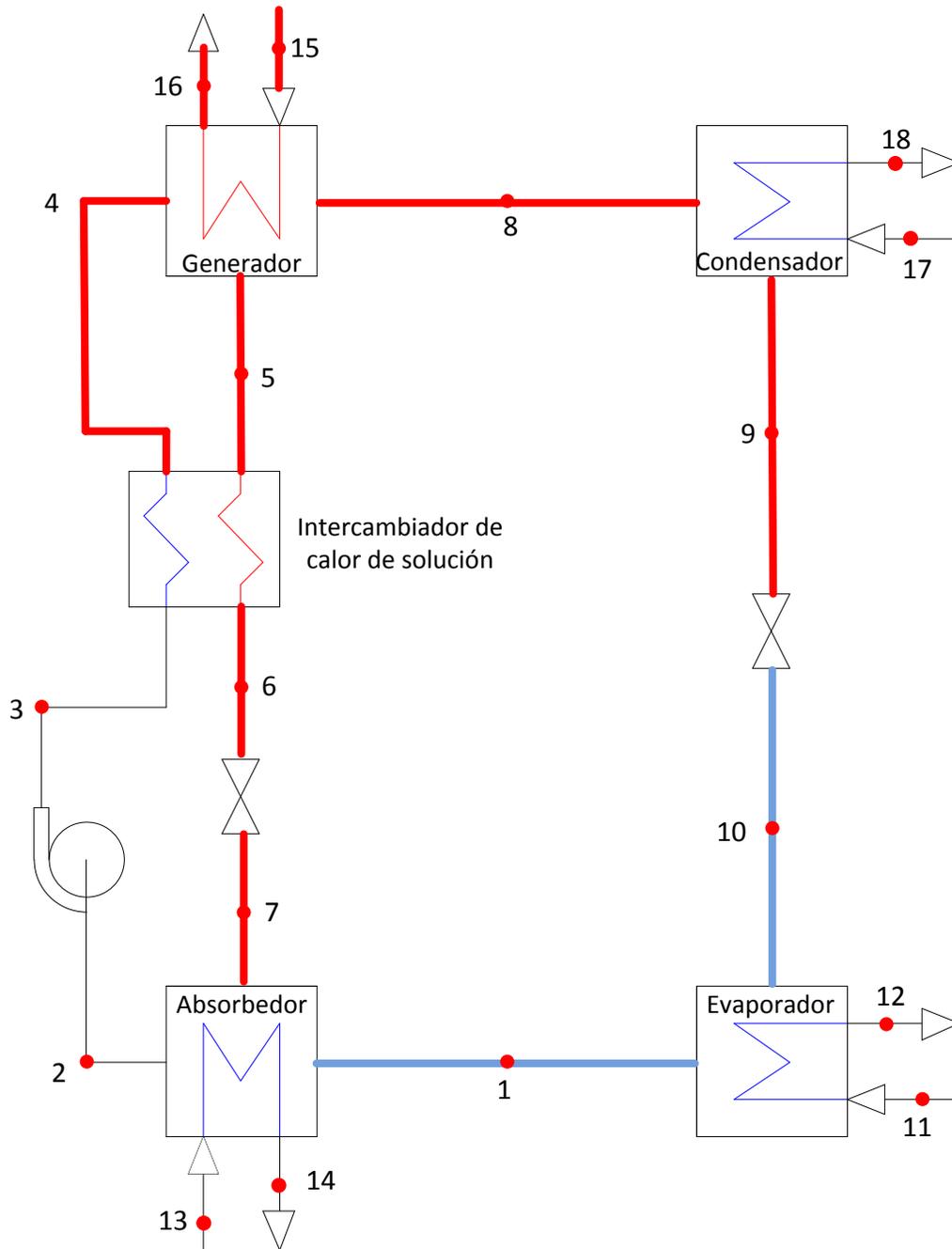


Figura 8.18 Tuberías que requieren aislamiento.

El cálculo del espesor se hará de acuerdo a las siguientes tablas las cuales son extraídas de RITE:

Tabla 8.18 Espesor mínimo de aislamiento para tuberías que transportan fluidos calientes.

Diámetro exterior (mm)				Temperatura máxima del fluido (°C)			
				40...60	> 60...100	> 100...180	
	D	≤	35	25	25	30	
35	<	D	≤	60	30	30	40
60	<	D	≤	90	30	30	40
90	<	D	≤	140	30	40	50
140	<	D			35	40	50

Tabla 8.19 Espesor mínimo de aislamiento para tuberías que transportan fluidos fríos.

Diámetro exterior (mm)				Temperatura mínima del fluido (°C)			
				> -10...0	> 0...10	>10	
	D	≤	35	30	20	20	
35	<	D	≤	60	40	30	20
60	<	D	≤	90	40	30	30
90	<	D	≤	140	50	40	30
140	<	D			50	40	30

Según la norma ASTM C585 el espesor real de los aislantes de acuerdo al diámetro de la tubería se muestra en la tabla 8.19

Tabla 8.20 Grosor aproximado del aislante.

in mm	Insulation, nominal thickness															
	Outer diameter		1 25		1½ 38		2 51		2½ 64		3 76		3½ 89		4 102	
Nominal iron- pipe size, in	Approximate wall thickness															
	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
½	0.84	21	1.01	26	1.57	40	2.07	53	2.88	73	3.38	86	3.88	99	4.38	111
¾	1.05	27	0.90	23	1.46	37	1.96	50	2.78	71	3.28	83	3.78	96	4.28	109
1	1.32	33	1.08	27	1.58	40	2.12	54	2.64	67	3.14	80	3.64	92	4.14	105
1¼	1.66	42	0.91	23	1.66	42	1.94	49	2.47	63	2.97	75	3.47	88	3.97	101
1½	1.90	48	1.04	26	1.54	39	2.35	60	2.85	72	3.35	85	3.85	98	4.42	112
2	2.38	60	1.04	26	1.58	40	2.10	53	2.60	66	3.10	79	3.60	91	4.17	106
2½	2.88	73	1.04	26	1.86	47	2.36	60	2.86	73	3.36	85	3.92	100	4.42	112
3	3.50	89	1.02	26	1.54	39	2.04	52	2.54	65	3.04	77	3.61	92	4.11	104
3½	4.00	102	1.30	33	1.80	46	2.30	58	2.80	71	3.36	85	3.86	98	4.36	111
4	4.50	114	1.04	26	1.54	39	2.04	52	2.54	65	3.11	79	3.61	92	4.11	104
4½	5.00	127	1.30	33	1.80	46	2.30	58	2.86	73	3.36	85	3.86	98	4.48	114
5	5.56	141	0.99	25	1.49	38	1.99	51	2.56	65	3.06	78	3.56	90	4.18	106
6	6.62	168	0.96	24	1.46	37	2.02	51	2.52	64	3.02	77	3.65	93	4.15	105
7	7.62	194			1.52	39	2.02	51	2.52	64	3.15	80	3.65	93	4.15	105
8	8.62	219			1.52	39	2.02	51	2.65	67	3.15	80	3.65	93	4.15	105
9	9.62	244			1.52	39	2.15	55	2.65	67	3.15	80	3.65	93	4.15	105
10	10.75	273			1.58	40	2.08	53	2.58	66	3.08	78	3.58	91	4.08	104
11	11.75	298			1.58	40	2.08	53	2.58	66	3.08	78	3.58	91	4.08	104
12	12.75	324			1.58	40	2.08	53	2.58	66	3.08	78	3.58	91	4.08	104
14	14.00	356			1.46	37	1.96	50	2.46	62	2.96	75	3.46	88	3.96	101
Over 14, up to and including 36					1.46	37	1.96	50	2.46	62	2.96	75	3.46	88	3.96	101

A continuación se muestra el resumen de los elementos que necesitan aislamiento con el respectivo grosor de este de acuerdo a su temperatura.

Tabla 8.21 Espesor del aislamiento térmico en el sistema de absorción.

Tramo de tubería	Temperatura Aprox.	Diámetro de Tubería	Grosor de aislamiento
Punto 10 a punto 1	140C	3 in	1 in
Punto 7 a punto 6	590C	3 in	1 ½ in
Punto 5 a generador	950C	3 in	1 ½ in
Punto 4 a Intercambiador de solución	600C	3 in	1 ½ in
Generador a condensador	700C	3 in	1 ½ in
Condensador a punto 9	450C	3 in	1 in
Alimentación de vapor a generador	1300C	3 in	2 in

El generador y el evaporador requieren aislamiento en el exterior de sus carcasas, se supondrá que estas se encuentran a la temperatura crítica de los fluidos que circulan al interior de estos por lo que el aislamiento para el generador debe tener un espesor de 2 in y en el evaporador debe ser de 1 in de espesor.

El aislante recomendado es el elastómero Rubatex con una conductividad térmica de 0.038 w/m K .

8.18. Ubicación del sistema de absorción.

La ubicación de la máquina de absorción afecta directamente al aspecto económico del sistema. Todo lo que se requiere para el emplazamiento de una máquina de absorción es un suelo adecuadamente resistente y razonablemente nivelado, pero los ingenieros pueden considerar ventajosamente otros aspectos de la ubicación de la máquina.

1. Debe estar situada de modo que los costes de instalación de la tubería entre la unidad y el equipo y de las conexiones eléctricas y de las tuberías de los servicios hasta la unidad sean mínimos.
2. Debe haber suficiente espacio cerca de la máquina para el equipo auxiliar tal como el de bombas de agua enfriada y de condensador y tubería.
3. Debe haber suficiente espacio libre alrededor de la máquina para el acceso, reparaciones y retirar o limpiar los tubos.

Muchas veces las máquinas de absorción se instalan con sus calderas y equipo auxiliar sobre pisos superiores o terrados de edificios a causa de que esta ubicación tiene muchas ventajas.

1. Permite que sean aprovechables para otros usos las áreas de basamento normalmente empleadas para el equipo.
2. Evita que atraviesen los tabiques del edificio muchos tubos y ejes. Los únicos elementos que tienen que atravesar los tabiques o suelos son una pequeña tubería hasta la caldera, un alimentador eléctrico y las tuberías normales de drenaje.
3. Se simplifica la ventilación de la sala del equipo.
4. Se puede colocar todo el equipo mecánico agrupado, lo que facilita las operaciones de mantenimiento y supervisión.
5. Se evita el excesivo volumen de la caldera y largas tuberías de alivio de vapor.
6. Las bombas y las cajas de agua no tienen que estar proyectadas para presiones altas, que de otra manera serían necesarias en edificios de mucha altura.

8.19 Diseño integrado del sistema de refrigeración.

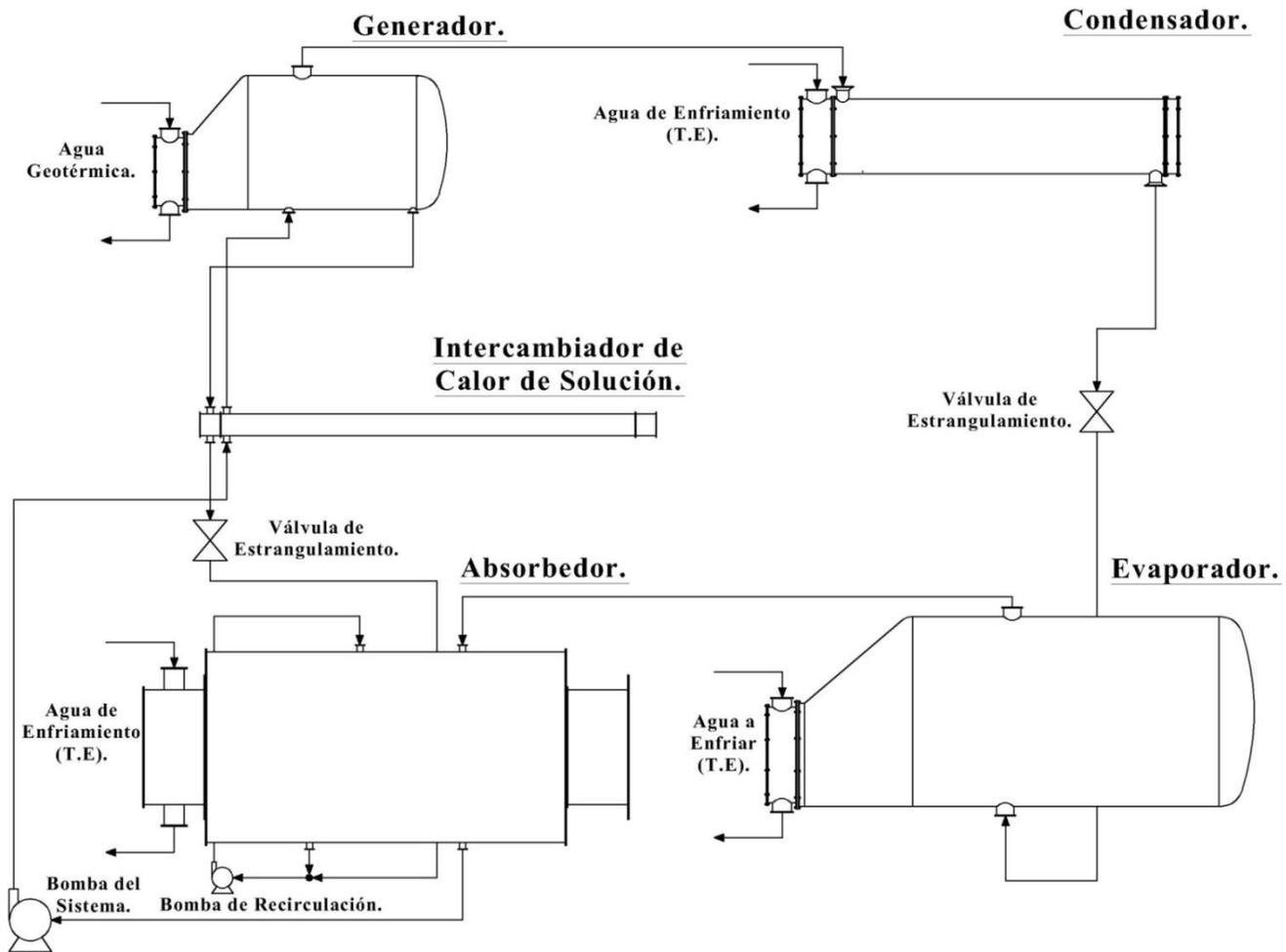


Figura 8.19 Esquema del sistema de refrigeración por absorción integrado.

Así como lo indica la Figura 9.1 el costo calculado hasta ahorita es para intercambiadores de acero al carbono, sin embargo se ha explicado con anterioridad que por la naturaleza del proyecto en todos los intercambiadores del sistema a excepción de los intercambiadores de solución se debe utilizar para los tubos acero inoxidable 316L debido a las propiedades altamente corrosivas del agua geotérmica.

Lo anterior aumenta los costos de construcción de los intercambiadores, dicho aumento se aplica dependiendo del área de transferencia tal como se indica en la Tabla 9.1 el valor que se obtiene de la tabla se multiplica por el área de transferencia en pies cuadrados y se obtiene el valor en dólares que se debe sumar al costo básico de construcción.

Tabla 9.1 Costos extras para intercambiadores de calor con diferentes aleaciones.

	¾-in OD tubes			1-in OD tubes		
	16 BWG	14 BWG	12 BWG	16 BWG	14 BWG	12 BWG
Carbon steel	0	0.02	0.06	0	0.01	0.07
Admiralty	0.78	1.20	1.81	0.94	1.39	2.03
(T-11) 1¼ Cr, ½ Mo	1.01	1.04	1.11	0.79	0.82	0.95
(T-5) 4-6 Cr	1.61	1.65	1.74	1.28	1.32	1.48
Stainless 410 welded	2.62	3.16	4.12	2.40	2.89	3.96
Stainless 410 seamless	3.10	3.58	4.63	2.84	3.31	4.47
Stainless 304 welded	2.50	3.05	3.99	2.32	2.83	3.88
Stainless 304 seamless	3.86	4.43	5.69	3.53	4.08	5.46
Stainless 316 welded	3.40	4.17	5.41	3.25	3.99	5.36
Stainless 316 seamless	7.02	7.95	10.01	6.37	7.27	9.53
90-10 cupronickel	1.33	1.89	2.67	1.50	2.09	2.90
Monel	4.25	5.22	6.68	4.01	4.97	6.47
Low fin						
Carbon steel	0.22	0.23		0.18	0.19	
Admiralty	0.58	0.75		0.70	0.87	
90-10 cupronickel	0.72	0.96		0.86	1.06	

Se puede observar que para el acero inoxidable 316 hay dos valores en la tabla, uno corresponde para tubos soldados y el otro para tubos sin cordón. Se utilizara el valor para tubos soldados ya que es considerablemente más barato y la ventaja que brindan los tubos sin soldadura de soportar más presión nos resulta poco útil por las condiciones de operación de los equipos ya descrita en capítulos anteriores.

Una vez se obtiene el costo total de los intercambiadores tomando en cuenta su configuración y los costos extras por utilizar aleaciones se procede a ajustar el valor

utilizando el índice de Marshall&Swift ya que los costos mostrados en las figuras anteriores correspondían al año 1958. Lo que se hace con este índice es ajustar ese precio multiplicando el valor que se obtiene por el índice correspondiente al año de ejecución del proyecto, es decir 2011, y dividiéndolo entre el índice del año original (1958). Los valores del índice de Marshall&Swift se muestran a continuación:

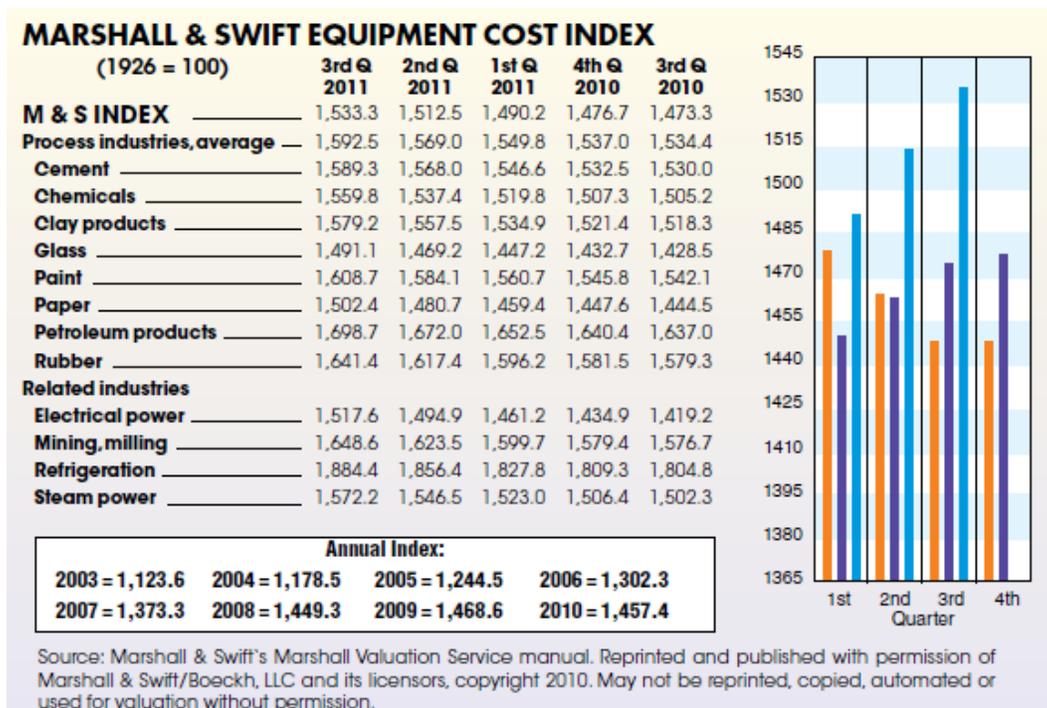


Figura 9.2 Valores del índice de Marshall&Swift para costos de equipos industriales.

Como se puede observar, Marshall&Swift da valores de índices para diferentes rubros de industrias, para nuestro proyecto vamos a utilizar el último valor que se ha dado para equipos de refrigeración que es 1884.4.

9.2. Costo de las unidades 1 y 2.

Como ya es sabido que las unidades 1 y 2 son exactamente iguales se hará un solo análisis para ambas. Como ya se mencionó se empieza por determinar el costo básico de construcción dependiendo de la configuración del intercambiador, que para el caso de todos los intercambiadores utilizados en las unidades 1 y 2 son tubos de $\frac{3}{4}$ de pul. Por 20

ft de largo con configuración triangular de paso 15/16, por lo que el costo básico para todos se fija en \$5000.00 USD.

Ahora se debe calcular el costo de cada intercambiador dependiendo de su área así como el costo extra por construcción con acero inoxidable 316L, los datos se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 9.2 Resumen de costos para la unidad 1

Equipo	Área de transferencia (ft ²)	Costo básico de mano de obra	Costo Básico por el área de transferencia(\$)	Costo extra por materiales(\$)	Total(\$)
Evaporador	10,400.00	5,000.00	85,623.66	35,360.00	125,983.66
Generador	2,075.81	5,000.00	5,947.05	7,057.75	18,004.8
Condensador	5,206.60	5,000.00	25,389.95	17,702.44	48,092.39
Absorbedor	13,287.93	5,000.00	133,429.24	45,178.96	183,608.2
Int. solución	368.45	5,000.00	933.98	-	5,933.98
TOTAL					\$381,623.03 USD

Como ya sabe la unidad 2 es exactamente igual a la unidad 1, por lo que el costo de construcción de la unidad 2 será también de \$381,623.03.

9.3. Costo de la unidad 3.

Al igual que para las unidades 1 y 2 el costo de básico de cada equipo se fija en \$5,000.00 USD ya que la configuración es la misma y lo único que cambia en esta unidad es el tamaño de los intercambiadores. El resumen de los costos se muestra en la tabla 9.3:

9.4. Costo total del sistema.

El costo total del sistema seria:

$$381,623.03 + 381,623.03 + 563,429.36 = \$1,326,675.42 \text{ USD}$$

Ahora claro este costo total se ajustará al presente con el índice de Marshall&Swift para obtener el costo verdadero del sistema de la siguiente manera:

$$1,326,675.42 \left(\frac{1884.4}{100} \right) = \$24,999,871.61 \text{ USD}$$

Tabla 9.3 Resumen de costos para la unidad 3

Equipo	Área de transferencia (ft ²)	Costo básico de mano de obra	Costo Básico por el área de transferencia(\$)	Costo extra por materiales(\$)	Total(\$)
Evaporador	11.739.54	5,000.00	106,566.39	39,914.44	151,480.83
Generador	2,349.97	5,000.00	7,124.49	7,989.89	20,114.38
Condensador	6,001.30	5,000.00	32,390.84	20,404.42	57,794.42
Absorbedor	19,078.90	5,000.00	258,023.00	64,868.26	327,891.26
Int. solución	485.23	5,000.00	1,148.47	-	6,148.47
TOTAL					\$563,429.36 USD

9.5. Análisis financiero.

En este apartado se realiza una evaluación Económica del proyecto, en la cual se busca identificar los méritos propios del mismo (rentabilidad), independientemente de la manera como se obtengan y se paguen los recursos financieros que necesiten y del modo como se distribuyan los excedentes o utilidades que genera. Entre los aspectos a evaluar se encuentra: La Tasa Mínima Atractiva de Rendimiento (TMAR), el Valor Actual Neto (VAN), Tasa Interna de Retorno (TIR), Tiempo de Recuperación de la Inversión (TRI) y la Relación Beneficio-Costo (B/C).

Para la realización de este análisis financiero se han hecho varias consideraciones y aproximaciones de las variables involucradas, como por ejemplo se consideró como valor promedio del MWH \$150.00 USD ya que ese es el valor promedio que se consiguió en algunas licitaciones realizadas por el gobierno de El Salvador para los próximos 2 y 3 años. La otra consideración importante es que se ha establecido que el ritmo de generación de la planta es del 90%, es decir que las máquinas solo se paran para mantenimiento ya sea programado o no el 10% del tiempo total disponible. También se ha considerado que el costo de mantenimiento de este sistema puede ser incluido completamente en el presupuesto general de mantenimiento de la empresa ya que es bastante bajo por lo que no se le cargará específicamente al sistema y no se incluirá en el análisis.

Es importante resaltar que queda a discreción y responsabilidad de quien utilice este documento para la ejecución o no de este proyecto el recalcularse o no los indicadores que se presentarán a continuación, debido a que si las condiciones antes mencionadas cambian, este análisis será de poca utilidad para decidir si el proyecto es viable o no.

9.5.1. Ingresos generados por el sistema.

Se sabe que por cada grado centígrado que el sistema logre reducir a la corriente del condensado la producción de energía aumentará en 1 MW. Con el sistema propuesto se logrará bajar un grado centígrado por cada unidad, es decir que se podrán generar 3 MW extra de energía.

Considerando como ya se dijo que las turbinas operan las 24 horas del día los 365 días del año con excepción del 10% del tiempo que se utiliza en mantenimiento se podría generar un total extra de 23,652 MWH/año, si esto lo multiplicamos por el precio promedio del MWH de \$150.00 USD obtendremos las ganancias anuales que se podrían obtener del proyecto las cuales ascienden a \$3, 547,800.00 USD.

9.5.2. Tiempo de retorno de la inversión.

Por medio de este indicador se determina el plazo o tiempo necesario para recuperar la inversión que se realizó, en el proyecto con una tasa de interés de cero.

El tiempo de retorno de inversión (TRI) se calcula de la siguiente manera:

$$TRI = \frac{\text{Inversión inicial}}{\text{Ganancia anual}}$$

$$TRI = \frac{\$24,999,871.61}{\$3,547,800.00}$$

$$TRI = 7.05 \text{ años}$$

El dato anterior es importante porque también nos da un parámetro para los siguientes indicadores. Aunque el tiempo de recuperación de la inversión sea un poco más de 7 años, los demás análisis se harán para un tiempo de 10 años, ya que la inversión inicial es bastante alta.

9.5.3. Tasa mínima atractiva de retorno (TMAR).

La Tasa mínima atractiva de rendimiento, cumple la función de brindar una referencia en función del análisis por realizar de los que el inversionista esperaría de las oportunidades de inversión.

Para poder invertir en la adopción del proyecto que se propone, se hace necesario establecer parámetros de aceptación ante las posibilidades de éxito o fracaso de invertir en el proyecto, lo cual se plasma a través de la aplicación de la Tasa Mínima Aceptable del proyecto (TMAR).

Por su parte, la TMAR para inversionistas está dada por la suma de un porcentaje de inflación considerado una tasa de inflación promedio de los 5 años anteriores más otro porcentaje como premio al riesgo.

La TMAR para el financista está compuesta por los mismos elementos antes mencionados, su diferencia radica en la determinación del premio al riesgo. Para calcular la TMAR se hace uso de la siguiente fórmula:

$$TMAR = I + R + (IxR)$$

Donde:

I: Tasa de inflación.

R: Premio al riesgo.

Para la evaluación del proyecto se han datos de inflación obtenidos la página web del Banco Central de Reserva, para determinar la tasa mínima atractiva de rendimiento se proyectó la inflación para los 5 años de operación del proyecto y se ha considerado una tasa de inflación promedio de los 5 años proyectados dando un promedio de 3.78%

El porcentaje de Premio al riesgo (R) para el inversionista se ha considerado tomando la tasa pasiva actual más conveniente que pagan los Bancos si se decidiera colocar el dinero para el proyecto a plazo fijo la cual es 3.5%. Por lo tanto se procede a realizar el cálculo de la TMAR para el inversionista.

$$TMAR = I + R + (I \times R)$$

$$TMAR = 3.78\% + 3.50\% + (0.0378 \times 0.0350)$$

$$TMAR = 7.28\%$$

La tasa mínima aceptable de rendimiento es 7.28%, y se tomará de referencia para efectos de comparación de la conveniencia o no del proyecto económicamente hablando, con esta tasa se espera cubrir o ganar un rendimiento por lo menos igual al índice inflacionario, sin embargo como inversionistas no solo se espera mantener el poder adquisitivo de la inversión al cubrir la inflación sino que se espera tener un rendimiento que haga crecer el monto invertido además de haber compensado la inflación.

9.5.4. Tasa interna de retorno (TIR).

Es un instrumento de evaluación del rendimiento de la inversión, determinada en base a sus flujos netos de efectivo. Es la tasa de descuento que hace al VAN igual a cero en la cual quedan reinvertidos los fondos generados en el proyecto igualando la suma de sus flujos descontados a la inversión inicial, es decir que las entradas de fondos actuales sean iguales al valor actual de las salidas. Para el cálculo de la tasa interna de retorno, se utilizará la siguiente ecuación:

$$0 = -P + \frac{FNE_1}{(I + 1)^1} + \frac{FNE_2}{(I + 1)^2} + \frac{FNE_3}{(I + 1)^3} + \frac{FNE_4}{(I + 1)^4} + \dots + \frac{FNE_{10}}{(I + 1)^{10}}$$

Dónde:

P: Inversión inicial.

FNE: Flujo neto de efectivo. (Ganancia anual)

El criterio de aceptación o rechazo de un proyecto, mediante el método de la Tasa de retorno, se describe a continuación:

- ✓ Si $TIR \geq TMAR$, entonces el proyecto se acepta
- ✓ Si $TIR \leq TMAR$, entonces el proyecto se rechaza

Sustituyendo los valores y resolviendo la ecuación se obtiene que la $TIR = 7\%$. En este caso la $TIR \leq TMAR$ pero recordemos que la $TMAR$ es hasta cierto punto un valor subjetivo que se obtiene del retorno que el inversionista desea para su inversión, por lo que ese valor puede cambiar dependiendo de las expectativas de cada inversionista; En este caso la diferencia entre la TIR y la $TMAR$ es bastante pequeña y considerando lo anterior no se tomará este resultado como la única referencia para aceptar o no el proyecto, sin embargo, de acuerdo a el análisis de este indicador este proyecto se puede calificar como un proyecto de alto riesgo para el inversionista, ya que aunque este genere utilidades estas no alcanzaran a cubrir las expectativas que se han fijado para el inversionista ($TMAR$).

9.5.5. Valor actual neto (VAN).

El valor actual neto VAN es la diferencia positiva o negativa entre los ingresos actualizados y los gastos actualizados, en otras palabras, el VAN compara en el tiempo cero las ganancias esperadas contra los egresos necesarios para producirlos, si este es cero, se recupera la inversión con sólo obtener la $TMAR$; si es mayor, entonces se obtienen ganancias extras por encima del valor de la $TMAR$; y si el resultado es negativo, la inversión produce pérdidas.

Utilizando una cierta tasa i de actualización el análisis del VAN o Valor Presente, da como criterio de decisión una comparación entre todos los ingresos y gastos que se han tenido a través del período de análisis, los traslada el año de inicio del proyecto (año cero) y los compara con la inversión inicial del proyecto. Para la determinación del VAN se utilizara la siguiente fórmula:

$$VAN = -P + \frac{FNE_1}{(I + 1)^1} + \frac{FNE_2}{(I + 1)^2} + \frac{FNE_3}{(I + 1)^3} + \frac{FNE_4}{(I + 1)^4} + \dots + \frac{FNE_{10}}{(I + 1)^{10}}$$

Dónde

I : Tasa de interés. (3.5%)

Nota: Las demás variables ya son conocidas.

En la aplicación de la fórmula anterior se pueden presentar tres situaciones:

- ✓ Si el VAN es positivo, la utilidad de la inversión está sobre la tasa de inversión actualizada o de rechazo ($VAN > 0$) por lo que el proyecto se acepta.
- ✓ Si el VAN es cero, la rentabilidad será igual a la tasa de rechazo. Por lo tanto un proyecto con un VAN positivo o igual a cero, puede considerarse aceptable, $VAN = 0$.
- ✓ Si el VAN es negativo, la rentabilidad está por debajo de la tasa de rechazo y el proyecto debe de rechazarse. $VAN < 0$.

Sustituyendo los valores y resolviendo obtenemos que el $VAN = \$4,137,454.99$

De acuerdo a los criterios antes descritos, según este indicador el proyecto es rentable y viable económicamente.

9.5.6. Relación Beneficio-costo (B/C).

Esta razón indica la rentabilidad del proyecto en términos de la relación de cobertura existente entre los ingresos y los egresos. Esta razón se obtiene dividiendo los ingresos actualizados entre los egresos actualizados, luego este resultado se evalúa bajo las siguientes consideraciones:

- ✓ Si la Relación $B/C > 1$ Se Acepta
- ✓ Si la Relación $B/C < 1$ Se Rechaza
- ✓ Si la Relación $B/C = 1$ El Proyecto es indiferente de llevarse a cabo

Se calculara de la siguiente manera:

$$\frac{B}{C} = \frac{\sum \text{Ganancias anuales en valor actual}}{\text{Inversion inicial}}$$

$$\frac{B}{C} = \frac{29,137,326.6}{24,999,871.61}$$

$$\frac{B}{C} = 1.16$$

El anterior dato se representa que por cada dólar invertido se obtiene una ganancia de 16 centavos, por lo anterior también se decide que el proyecto es viable económicamente.

CONCLUSIONES

Debido a que en los sistemas de refrigeración Bromuro de Litio – Agua la sustancia refrigerante es el agua y que esta consta de un elevado calor latente de vaporización las necesidades de flujo másico de refrigerante en el evaporador son bajas lo que trae a sus veces como beneficio reducir el tamaño de las instalaciones.

Como el sistema de refrigeración por absorción que se pretende diseñar es para bajar la temperatura del agua de retorno al condensador de la planta; y la temperatura a la que tiene que llegar esta es bastante mayor a 0°C la única ventaja que tiene la disolución Amoniaco – Agua frente a la disolución Bromuro de Litio – Agua no es aplicable ya que esta es que la disolución Amoniaco – Agua puede trabajar a temperaturas bastantes bajas.

Gracias a que el bromuro de litio presenta un punto de ebullición bastante mayor que el del agua para las mismas condiciones de presión, la mezcla puede ser separada fácilmente en el generador reduciendo así la complejidad de la instalación y operación del sistema de refrigeración por absorción pues no son necesarios los elementos analizador y rectificador.

El mayor inconveniente del sistema de refrigeración radica en que para lograr que al operar con la disolución Bromuro de Litio – Agua las presiones en los recipientes deben de ser extremadamente bajas lo que podría ocasionar que se filtre aire fácilmente por cualquier junta deficientemente sellada.

El bromuro de litio absorbe grandes cantidades de vapor de agua dando como beneficio que solo es necesario bombear pequeñas cantidades de solución.

Las direcciones de flujo para el generador y evaporador son irrelevantes; y no modifican la diferencia de temperatura media logarítmica.

Para el generador y absorbedor, es importante diseñar sus respectivos intercambiadores de calor a contraflujo; todo esto con la finalidad de obtener una mayor diferencia de temperatura, contribuyendo esto a una mejor transferencia de calor con un dispositivo más compacto y económico.

A la hora de diseñar intercambiadores de calor con/sin cambio de fase, es necesario realizar una distribución de tubos al mismo tiempo que se realizan los cálculos; esto debido a que la cantidad de tubos que caben en una determinada carcasa según la bibliografía varía en la realidad.

Es importante que cuando se verifique que una geometría cumple con los requerimientos se permita tener también un exceso de área, esto previniendo una deficiente transferencia de calor que pueda ser arrastrada por las inexactitudes de las correlaciones usadas.

El concepto de resistencia controlante se debe tener en cuenta en todo momento, al haber identificado dicha resistencia se podrán tomar medidas para reducirla cuando esto sea posible. Por lo general la resistencia de ensuciamiento es la resistencia controlante, si este es el caso; se debe tener presente este concepto, así se podrá evitar esfuerzos en vano para lograr un equipo más compacto.

Cuando se diseña un intercambiador de calor se debe adoptar una resistencia de ensuciamiento adecuada, si se diera el caso que la resistencia controlante es la resistencia de ensuciamiento, se necesita entonces tomar un valor adecuado de la mencionada resistencia para adecuarla al caso particular del diseño.

Después de realizar el presupuesto y el análisis económico y financiero del proyecto es posible observar que bajo los criterios de análisis de los indicadores financieros calculados el proyecto es viable económicamente.

Después de analizar la tasa interna de retorno (TIR) del proyecto se observa que esta es menor que la tasa mínima atractiva de retorno (TMAR) utilizada en el análisis, lo cual podría considerarse como un factor negativo para la ejecución del proyecto, sin embargo analizando profundamente el significado de estos indicadores se observa que la TMAR es un valor circunstancial que el inversionista puede modificar según sean sus expectativas para el proyecto.

Aunque en este caso la TIR resulta menor que la TMAR se ha declarado el proyecto como viable económicamente, sin embargo lo anterior debe ser tomado muy en cuenta ya que bajo esas condiciones el proyecto es considerado de alto riesgo para el inversionista y se recomienda realizar un profundo análisis de sensibilidad para determinar como ciertos cambios en las condiciones planteadas afectan la viabilidad económica del proyecto.

En el presupuesto no se consideraron costos extras de la instalación del sistema como soportes y armaduras metálicas ya que estos son bastante bajos en comparación con los costos de la construcción de los intercambiadores de calor, sin embargo por la condición financiera de alto riesgo es importante considerar todos los costos extras que puedan surgir al ejecutar el proyecto

BIBLIOGRAFÍA

1. DOSSAT, Roy J. *Principios de Refrigeración*. 2ª edición U.S.A. Editorial Continental, México, México, 1995.
2. American Society of Heating, *Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Handbook of Refrigeration*, Atlanta, ASHRAE, 2006.
3. ARI. *Manual de Refrigeración y Aire Acondicionado*.
4. American Society of Heating, *Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Handbook Fundamentals*, Atlanta, ASHRAE, 2009.
5. Perry Robert H., *Manual del ingeniero químico*, 6º edición, McGraw Hill, 1999.
6. Donald q. Kern, *Procesos de transferencia de calor*, trigésima primera reimpresión México, 1999.
7. J. P. Holman, *Transferencia de Calor*, 9ª edición, Nueva York: McGraw – Hill, 2002.
8. Frank Kreith y Mark S. Bohn, *Principios de Trasterencia de Calor*, 6ª edición, Pacific Grove, CA: Brooks/Cole, 2001.
9. Yunus, Cengel, *Transferencia de Calor*, 2ª edición, McGraw – Hill, 2003.
10. Eduardo Cao, *Transferencia de calor en Ingeniería de procesos*, 1º edición Impreso en Argentina.2004.

11. Manual de aire acondicionado (*Handbook of air conditioning system desing*), Carrier Air Conditioning Company.
12. PITA, Edward g. *Principios y Sistemas de Refrigeración*. 1º Edición USA, Editorial Limusa, Mexico 1991.
13. Pedro Fernández Diez, *Procesos Termosolares en Baja, Media y Alta Temperatura*, <http://libros.redsauce.net/>.
14. Pedro Fernández Diez, *Energía Geotérmica*, <http://libros.redsauce.net/>.
15. Pep Puig – Marta Jofra, *Renovables para Todos: Solar Térmica*, Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid.
16. Jaume Pous – Lluís Jutglar, *Energía Geotérmica*, Ediciones CEAC, 2004.
17. J.M. Smith; H. C. Van Ness y M. M. Abbott, *Introducción a la Termodinámica en Ingeniería Química*, 5ª edición, McGraw – Hill, 1996.
18. Virgil Moring Faires, *termodinámica*, 6ª edición, Editorial Hispano Americana, S.A. de C.V. 1983.
19. TEMA. (*Standars of the Tubular Exchangers Manufacturers Association*).
20. E. Sieder y G. Tate, *Eng. Chem.* 28, (1936) 1429-1435.

21. Drew, T.B, E.C, Koo y W.H, McAdams, Trans AICHE 28, 56 -72 (1932).
22. Bell. K. Bulletin 5. Univ. of Delaware (1963), tambien Petro Chem. Engineer Oct. (1960).
23. Nusselt, W. Zeitschr. Ver: Deutsch Ing, 60, 541 y 546 (1916).
24. Carpenter, Colburn - General discussion on Heat Transfer - London (1951) ASME New York p. 20.
25. Mostinsky (*Abstract Chemical Engineering*) vol 8, (1963).
26. Chen, ASME Paper 63-HT-34 (1963).
27. Palen, J.W y Small, Hydrocarbon Processing, Vol 43 N° 11, (1964).
28. Blumenkrantz A, Taborek, Symp Series vol 68 N° 118 (1971).

SITIOS WEB.

1. Antecedentes históricos de la refrigeración.

http://biblioteca.upc.es/bib240/serveis/fhct/expo_et/refrig.pdf

2. Producción de frío a partir de campos magnéticos.

<http://redalyc.uaemex.mx/pdf/430/43003007.pdf>

3. Refrigeración y humidificación por evaporación.

<http://www.scribd.com/doc/33375550/Refrigeracion-y-humidificacion>

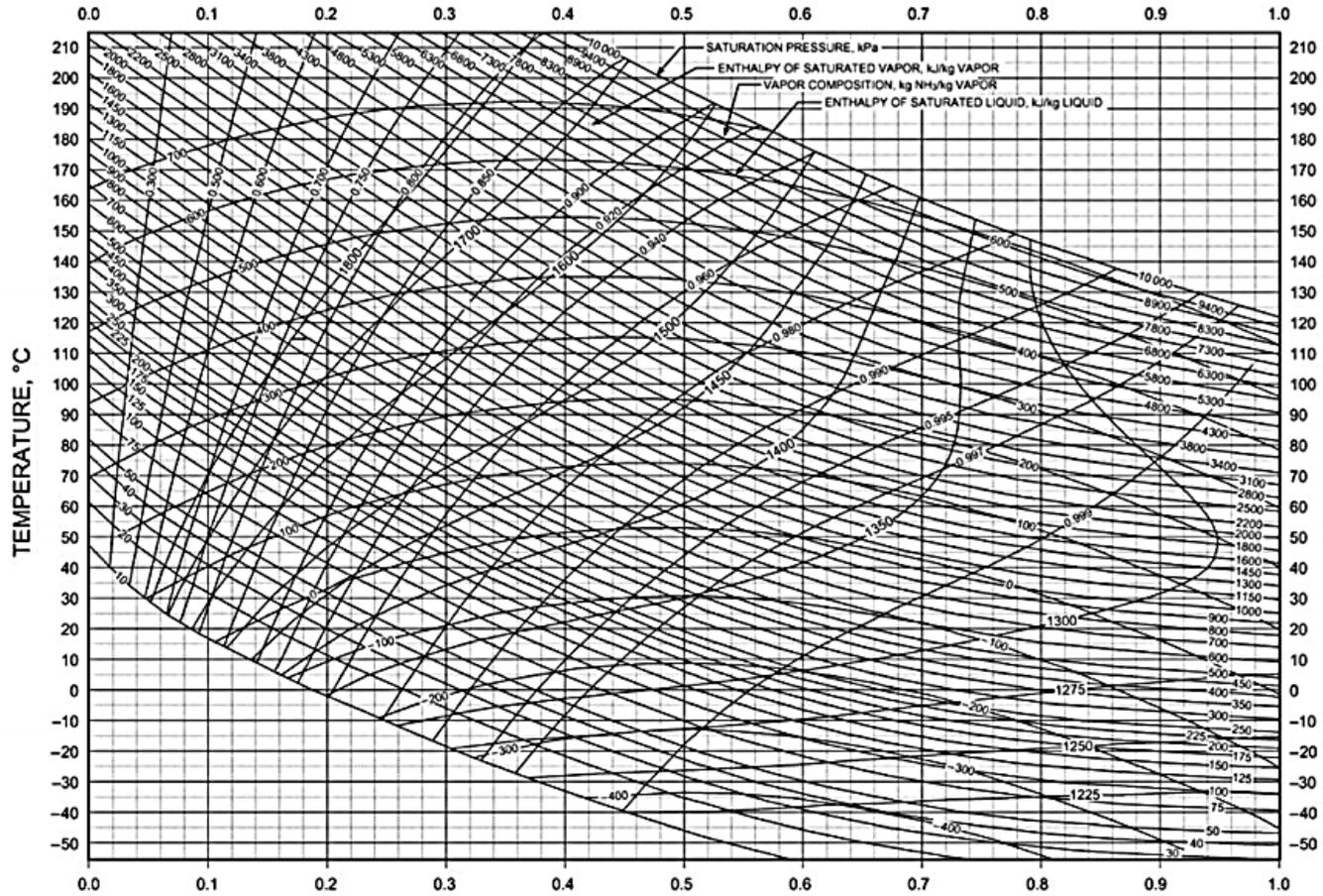
Tabla de Anexos

ANEXO 1 Volumen específico de la solución saturada de Amoniaco-agua m^3/kg	386
ANEXO 2 Diagrama Entalpia – Concentración para la solución Amoniaco/Agua.....	387
ANEXO 3 Temperatura del refrigerante ($t' = °C$) y entalpía ($h = kJ / kg$) de la solución Bromuro de litio-agua.....	388
ANEXO 4 Diagrama Entalpía-Concentración para la solución de Bromuro de Litio-agua.	389
ANEXO 5 Diagrama de equilibrio de la solución Agua – Bromuro de Litio.....	390
ANEXO 6 Densidad específica de la solución acuosa de Bromuro de Litio.	391
ANEXO 7 Calor específico de la solución acuosa Bromuro de Litio	392
ANEXO 8 Viscosidad de la solución acuosa de Bromuro de Litio.....	393
ANEXO 9 Conductividades térmicas, calores específicos, gravedades específicas de metales y aleaciones.....	394
ANEXO 10 Factor de corrección MLTD para intercambiadores 1-2.....	395
ANEXO 11 Factor de corrección MLTD para intercambiadores 2-4.....	396
ANEXO 12 Factor de corrección MLTD para intercambiadores 3-6.....	397
ANEXO 13 Factor de corrección MLTD para intercambiadores 4-8.....	398
ANEXO 14 Curva de transferencia de calor de tubos.	399
ANEXO 15 Factores de fricción para lado de tubos.	400
ANEXO 16 Pérdida de presión por retorno lado de tubos.....	401
ANEXO 17 Curva de transferencia de calor para lado de la carcasa con haz de tubos con deflectores segmentados 25%	402
ANEXO 18 Factores de fricción lado de la carcasa, para haces de tubos con deflectores segmentados 25%.	403
ANEXO 19 Valores aproximados de los coeficientes totales para diseño. Los valores incluyen un factor de obstrucción total de 0.003 y caída de presión permisible de 5 a 10 $lbplg^2$ en la corriente que controle.....	404
ANEXO 20 Factores de obstrucción.	405

ANEXO 1 Volumen específico de la solución saturada de Amoniaco-agua $\left(m^3/kg\right)$.

Temp., °C	Concentration, Ammonia (Mass basis)											Temp., °C
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	
-10	0.00100	0.00103	0.00106	0.00109	0.00114	0.00118	0.00122	0.00128	0.00135	0.00142	0.00151	-10
0	0.00100	0.00103	0.00107	0.00110	0.00114	0.00119	0.00124	0.00130	0.00137	0.00146	0.00156	0
10	0.00100	0.00104	0.00107	0.00111	0.00115	0.00120	0.00125	0.00132	0.00139	0.00149	0.00160	10
20	0.00100	0.00104	0.00108	0.00112	0.00116	0.00121	0.00127	0.00133	0.00142	0.00152	0.00164	20
30	0.00100	0.00105	0.00108	0.00113	0.00117	0.00123	0.00128	0.00135	0.00145	0.00156	0.00168	30
40	0.00101	0.00105	0.00109	0.00114	0.00119	0.00124	0.00130	0.00138	0.00148	0.00159	0.00173	40
50	0.00101	0.00106	0.00110	0.00115	0.00120	0.00125	0.00132	0.00140	0.00151	0.00163	0.00177	50
60	0.00102	0.00106	0.00111	0.00116	0.00121	0.00127	0.00134	0.00143	0.00154	0.00167	0.00183	60
70	0.00102	0.00107	0.00112	0.00117	0.00122	0.00129	0.00136	0.00146	0.00158	0.00172	0.00190	70
80	0.00103	0.00108	0.00113	0.00118	0.00124	0.00130	0.00139	0.00149	0.00162	0.00178	0.00198	80
90	0.00104	0.00109	0.00114	0.00119	0.00125	0.00132	0.00141	0.00153	0.00167	0.00184	0.00208	90
100	0.00104	0.00110	0.00115	0.00121	0.00127	0.00135	0.00145	0.00157	0.00172	0.00191	0.00219	100

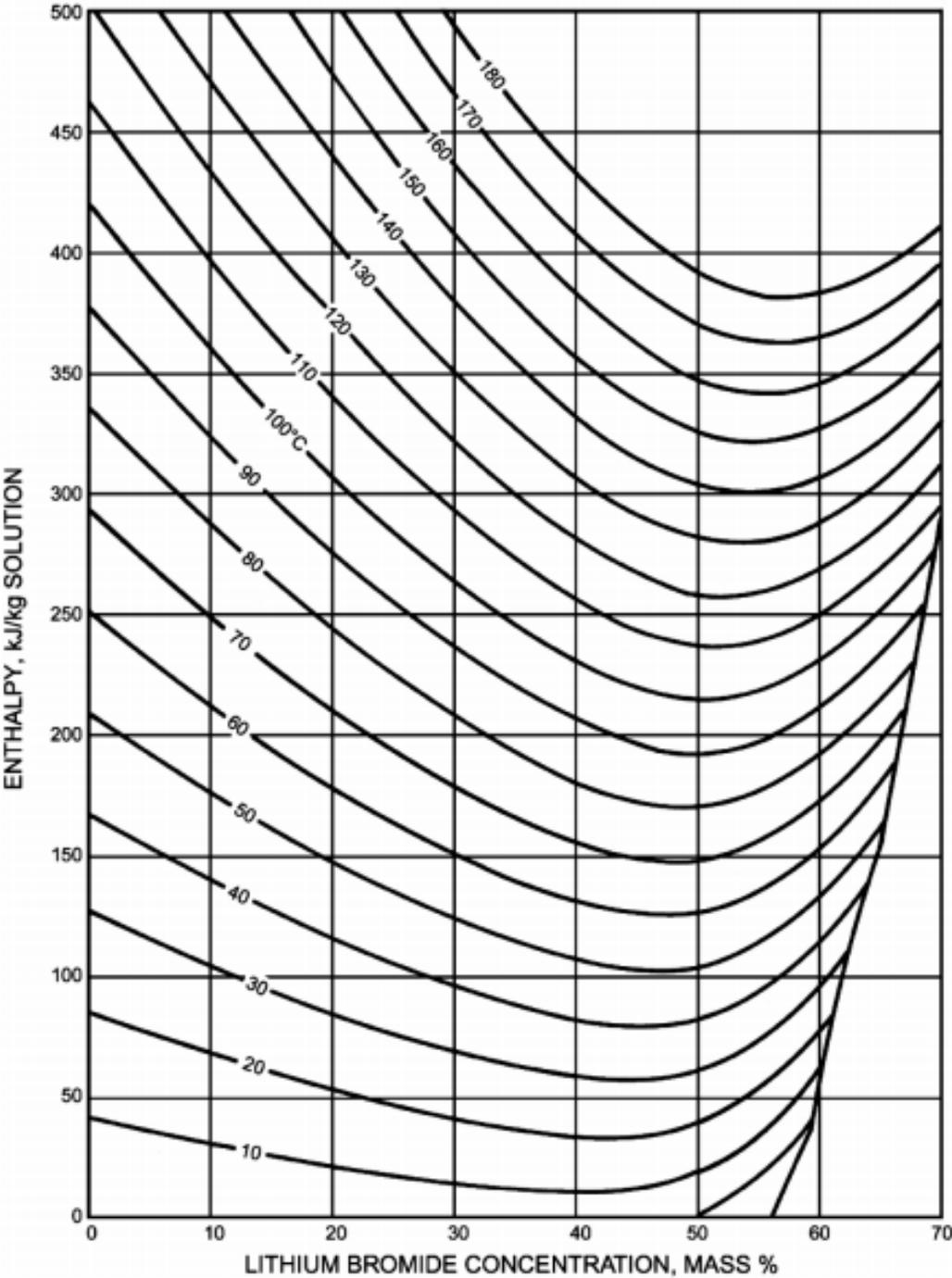
ANEXO 2 Diagrama Entalpia – Concentración para la solución Amoniaco/Agua.



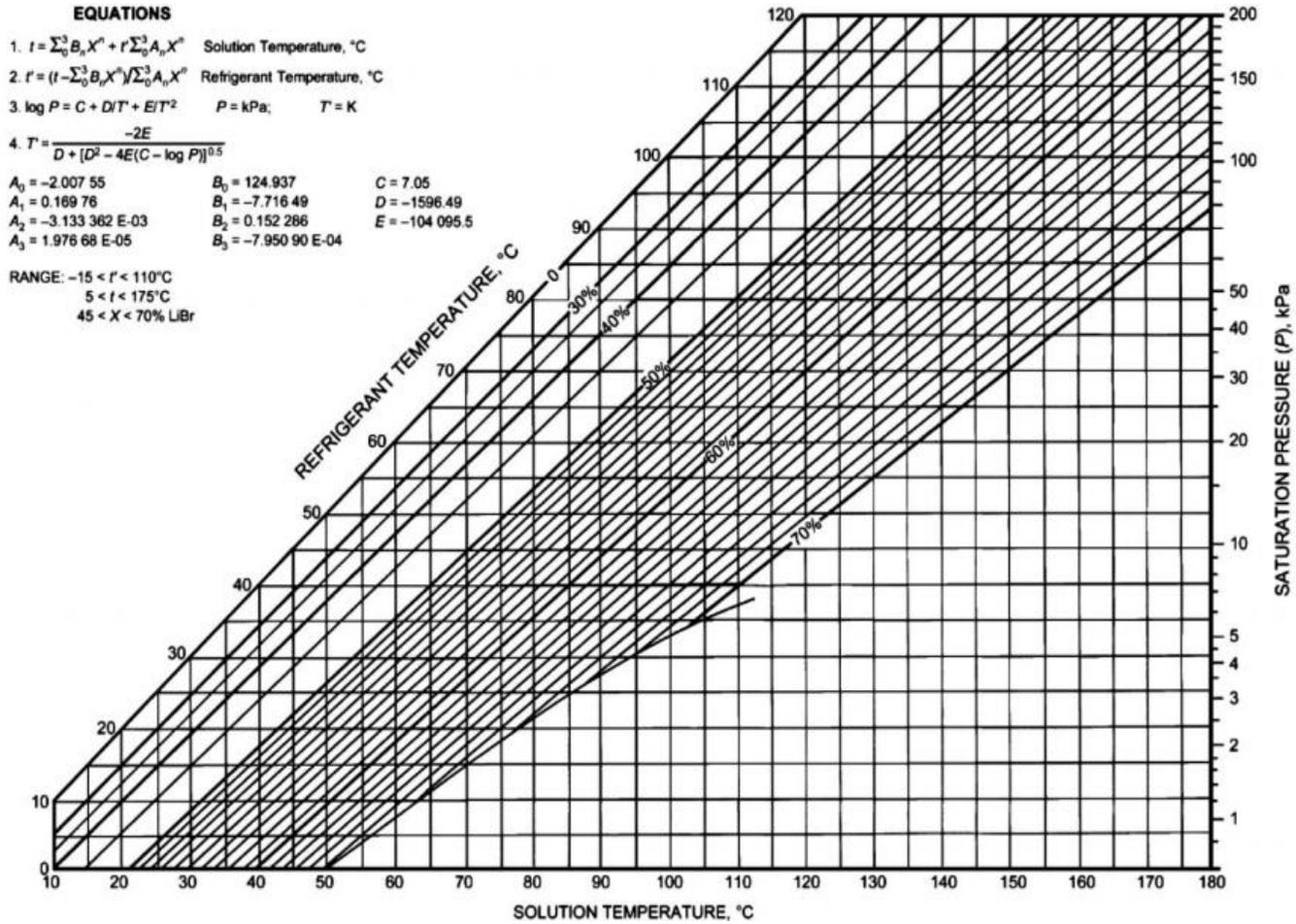
ANEXO 3 Temperatura del refrigerante ($t' = ^\circ\text{C}$) y entalpía ($h = \text{kJ} / \text{kg}$) de la solución Bromuro de litio-agua.

Temp., ($t' = ^\circ\text{C}$)		Percent LiBr										
		0	10	20	30	40	45	50	55	60	65	70
20	t'	20.0	19.1	17.7	15.0	9.8	5.8	-0.4	-7.7	-15.8	-23.4#	-29.3#
	h	84.0	67.4	52.6	40.4	33.5	33.5	38.9	53.2	78.0	111.0#	145.0#
30	t'	30.0	29.0	27.5	24.6	19.2	15.0	8.6	1.0	-7.3	-15.2#	-21.6#
	h	125.8	103.3	84.0	68.6	58.3	56.8	60.5	73.5	96.8	128.4#	161.7#
40	t'	40.0	38.9	37.3	34.3	28.5	24.1	17.5	9.8	1.3	-7.0#	-14.0#
	h	167.6	139.5	115.8	96.0	82.5	79.7	82.2	93.5	115.4	146.0#	178.3#
50	t'	50.0	48.8	47.2	44.0	37.9	33.3	26.5	18.5	9.9	1.3	-6.3#
	h	209.3	175.2	147.0	123.4	106.7	102.6	103.8	114.0	134.5	163.5	195.0#
60	t'	60.0	58.8	57.0	53.6	47.3	42.5	35.5	27.3	18.4	9.5	1.4#
	h	251.1	211.7	179.1	151.4	131.7	125.8	125.8	134.7	153.7	181.4	211.9#
70	t'	70.0	68.7	66.8	63.3	56.6	51.6	44.4	36.1	27.0	17.7	9.0#
	h	293.0	247.7	210.5	178.8	155.7	148.9	148.0	155.6	173.2	199.4	228.8#
80	t'	80.0	78.6	76.7	73.0	66.0	60.8	53.4	44.8	35.6	26.0	16.7#
	h	334.9	287.8	243.6	207.3	181.0	172.8	170.0	176.2	192.6	217.2	245.7#
90	t'	90.0	88.6	86.5	82.6	75.4	70.0	62.3	53.6	44.1	34.2	24.3#
	h	376.9	321.1	275.6	235.4	206.1	195.8	192.3	197.1	212.2	235.6	262.9#
100	t'	100.0	98.5	96.3	92.3	84.7	79.1	71.3	62.4	52.7	42.4	32.0
	h	419.0	357.6	307.9	263.8	231.0	219.9	214.6	218.2	231.5	253.5	279.7
110	t'	110.0	108.4	106.2	101.9	94.1	88.3	80.2	71.1	61.3	50.6	39.7
	h	461.3	394.3	340.1	292.4	255.9	243.3	236.8	239.1	251.0	271.4	296.3
120	t'	120.0*	118.3*	116.0*	111.6	103.4	97.5	89.2	79.9	69.8	58.9	47.3
	h	503.7*	431.0*	372.5*	320.9	281.0	267.0	259.0	260.0	270.2	289.5	313.4
130	t'	130.0*	128.3*	125.8*	121.3*	112.8	106.7	92.8	88.7	78.4	67.1	55.0
	h	546.5*	468.4*	404.5*	349.6*	306.2	290.7	281.0	280.4	289.1	306.9	330.2
140	t'	140.0*	138.2*	135.7*	130.9*	122.2*	115.8	107.1	97.4	87.0	75.3	62.7
	h	589.1*	505.6*	437.8*	377.9*	331.3*	314.2	303.2	301.1	308.1	324.7	346.9
150	t'	150.0*	148.1*	145.5*	140.6*	131.5*	125.0*	116.1*	106.2	95.5	83.5	70.3
	h	632.2*	542.7*	470.5*	406.8*	356.6*	337.8*	325.5*	321.6	327.3	342.7	363.6
160	t'	160.0*	158.1*	155.3*	150.3*	140.9*	134.2*	125.0*	115.0	104.1	91.8	78.9
	h	675.6*	580.8*	503.1*	435.4*	381.9*	361.2*	347.7*	342.2	346.1	360.3	380.1
170	t'	170.0*	168.0*	165.2*	159.9*	150.3*	143.3*	134.0*	123.7	112.7	100.0	85.7
	h	719.2*	618.9*	536.1*	464.3*	406.8*	384.9*	369.9*	362.9	365.4	378.3	396.0
180	t'	180.0*	177.9*	175.0*	169.6*	159.6*	152.5*	142.9*	132.5*	121.2*	108.2	93.3
	h	763.2*	657.1*	569.4*	493.4*	432.1*	408.8*	392.1*	383.4*	384.3*	395.8	411.3

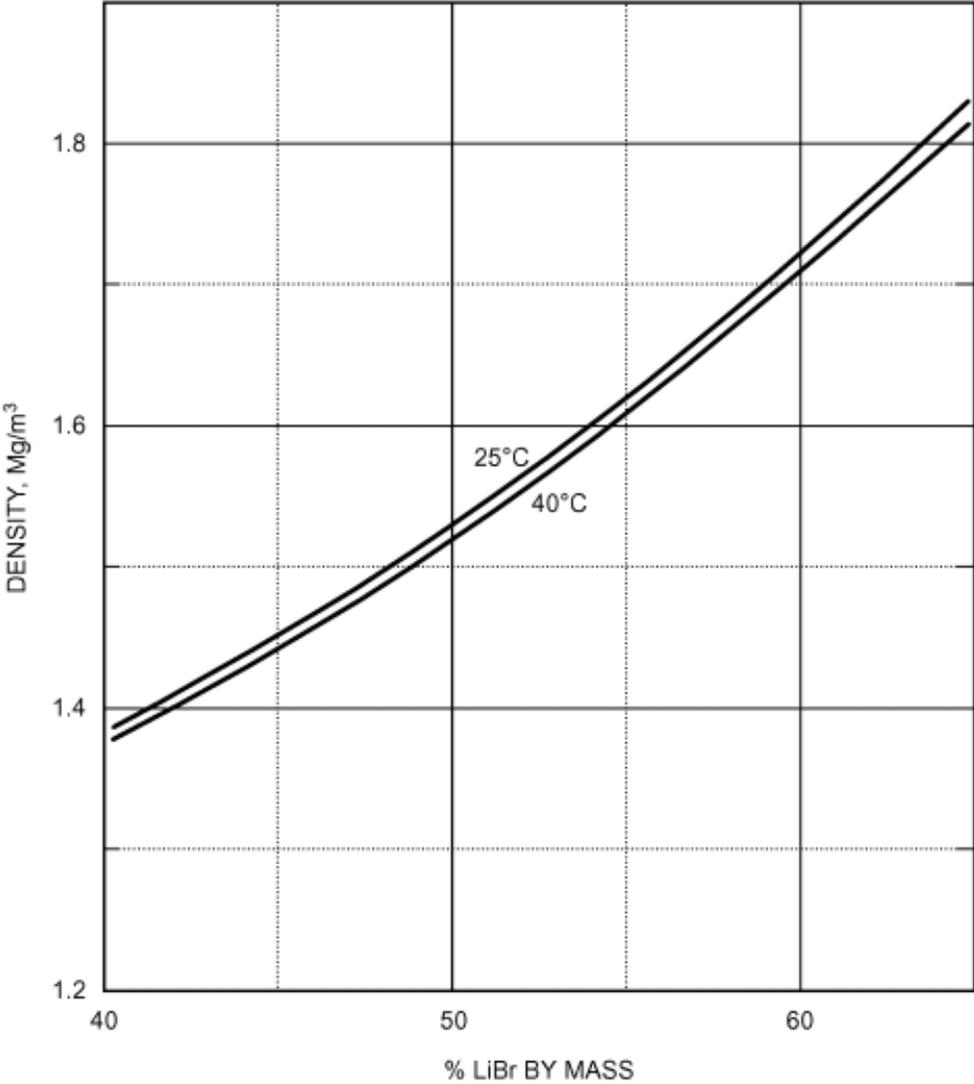
ANEXO 4 Diagrama Entalpía-Concentración para la solución de Bromuro de Litio-agua.



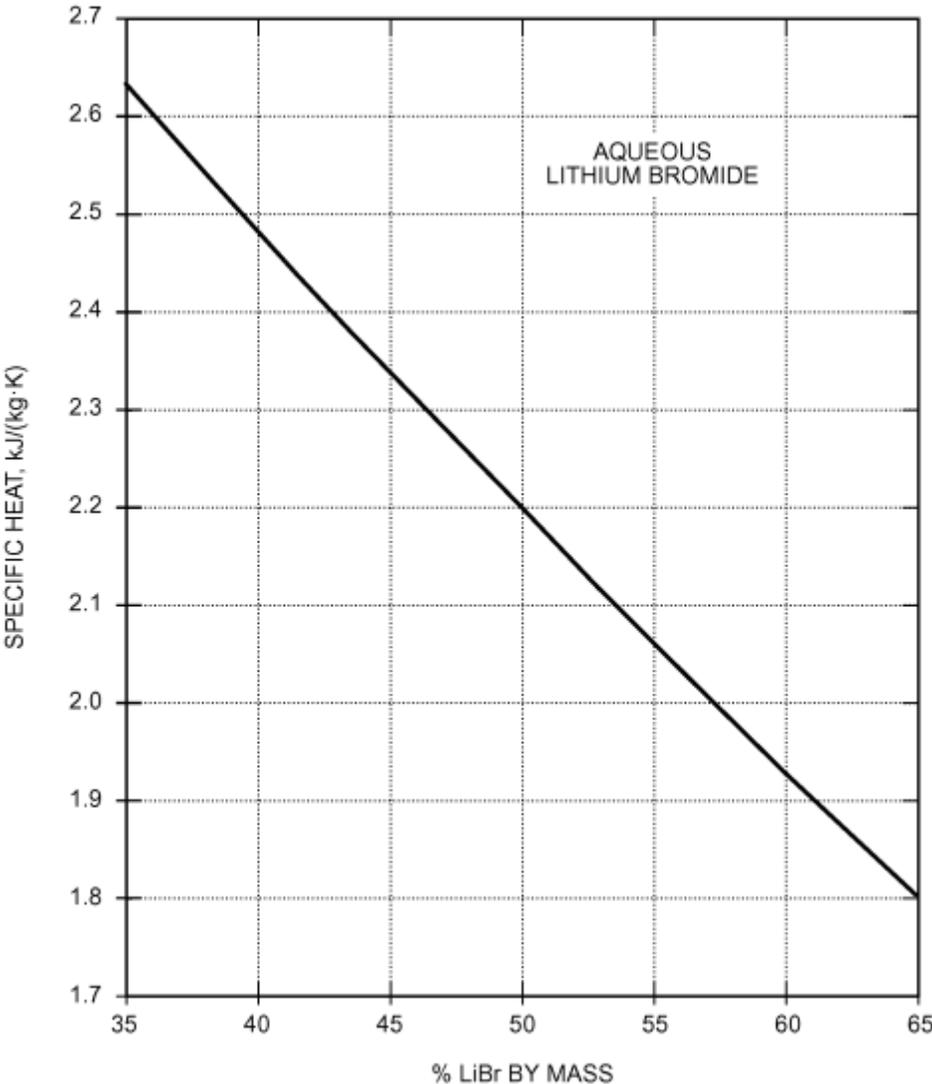
ANEXO 5 Diagrama de equilibrio de la solución Agua – Bromuro de Litio.



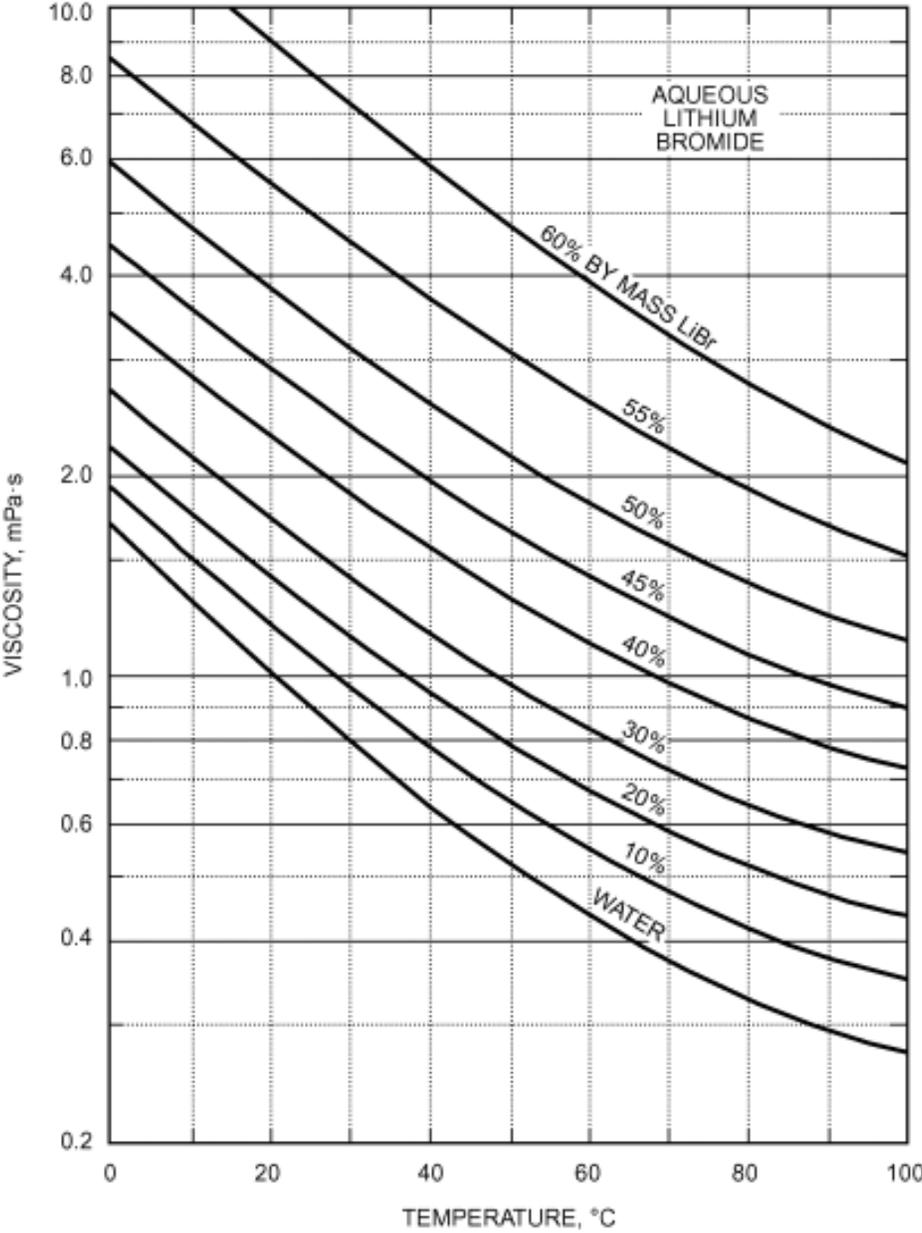
ANEXO 6 Densidad específica de la solución acuosa de Bromuro de Litio.



ANEXO 7 Calor específico de la solución acuosa Bromuro de Litio



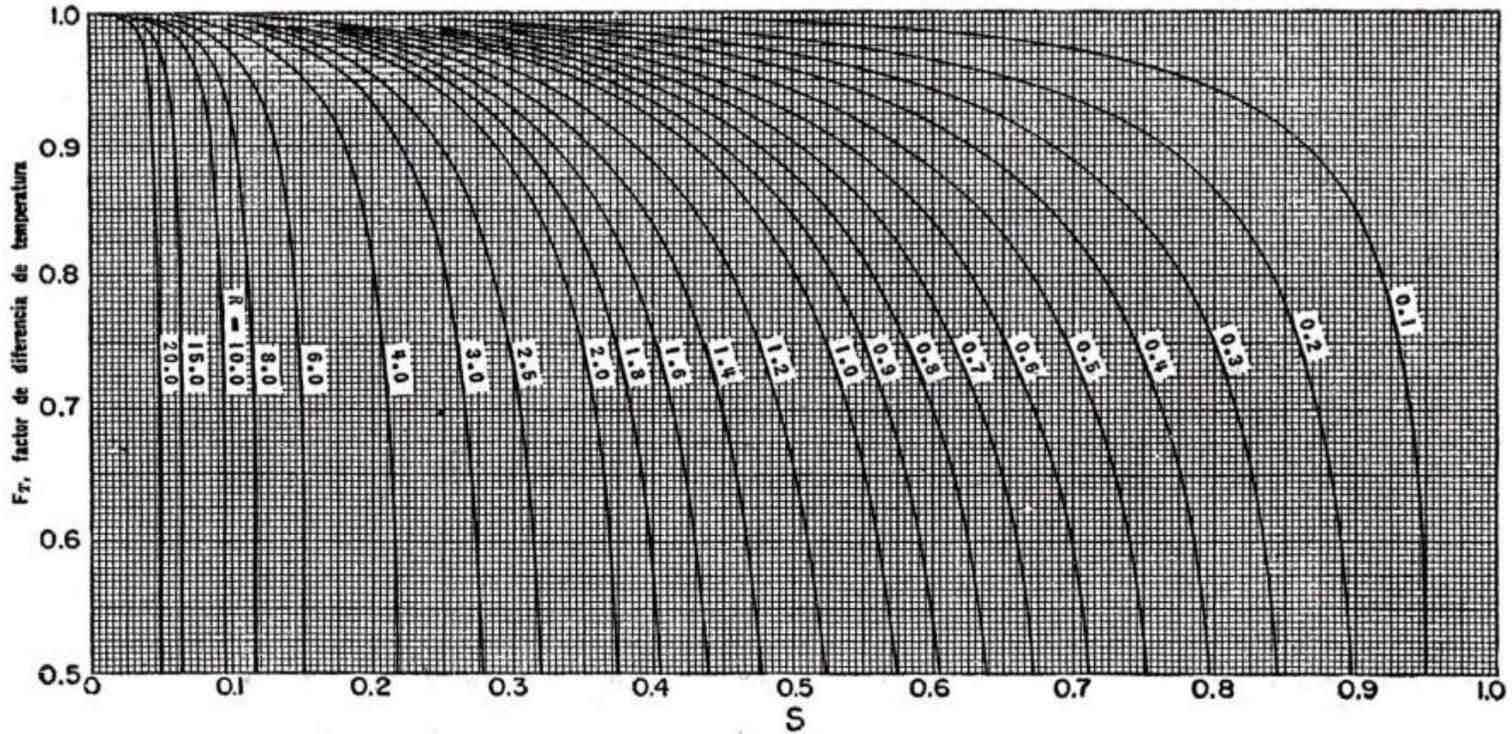
ANEXO 8 Viscosidad de la solución acuosa de Bromuro de Litio.



ANEXO 9 Conductividades térmicas, calores específicos, gravedades específicas de metales y aleaciones.

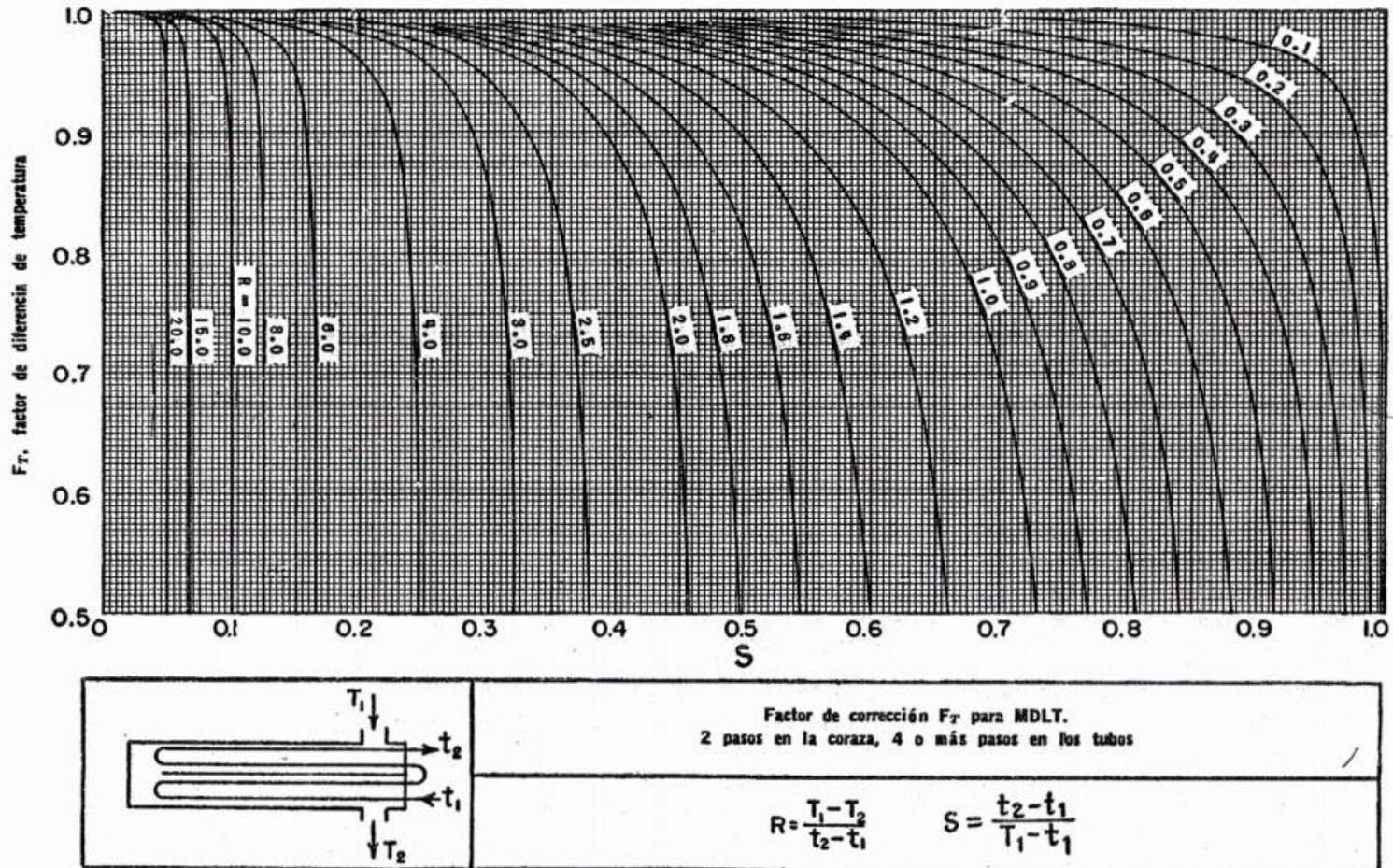
Sustancia	Temp. °F	k*	Calor específico ** / Btu/(lb)(°F)	Gravedad específica
Acero	32	26	Ver Hierro	7.83
Acero	212	26	Ver Hierro	
Acero	1112	21	Ver Hierro	
Aluminio	32	117	0.183	2.55-7.8
Aluminio	212	119	0.1824	
Aluminio	932	155	0.1872	
Antimonio	32	10.6	0.0493	
Antimonio	212	9.7	0.0508	
Bismuto	64	4.7	0.0294	9.8
Bismuto	212	3.9	0.0304	
Cadmio	64	53.7	0.0550	8.65
Cadmio	212	52.2	0.0567	
Cinc	32	65	0.0917	6.9-7.2
Cinc	212	64	0.0958	
Cinc	752	54	0.1082	
Cobre	32	224	0.1487	8.8-8.95
Cobre	212	218	0.1712	
Cobre	932	207	0.2634	
Hierro, vaciado	32	32	0.1064	7.03-7.13
Hierro, vaciado	212	30	0.1178	
Hierro, vaciado	752	25	0.1519	
Hierro, forjado	64	34.6	Ver Hierro	7.6-7.9
Hierro, forjado	212	27.6	Ver Hierro	
Latón (70-30)	32	56	0.1315‡	8.4-8.7
Latón	212	60	0.1488‡	
Latón	752	67	0.2015‡	
Magnesio	32-212	92	0.255	1.74
Mercurio	32	4.8	0.0329	13.6
Níquel	32	36	0.1050	8.9
Níquel	212	34	0.1170	
Níquel	572	32	0.1408	
Oro	64	169.0	0.030	19.25-19.35
Oro	212	170.8	0.031	
Plata	32	242	0.0557	10.4-10.6
Plata	212	238	0.0571	
Plomo	32	20	0.0306	11.34
Plomo	212	19	0.0315	
Plomo	572	18	0.0335	
Tántalo	64	32	0.0342	16.6

ANEXO 10 Factor de corrección MLTD para intercambiadores 1-2.

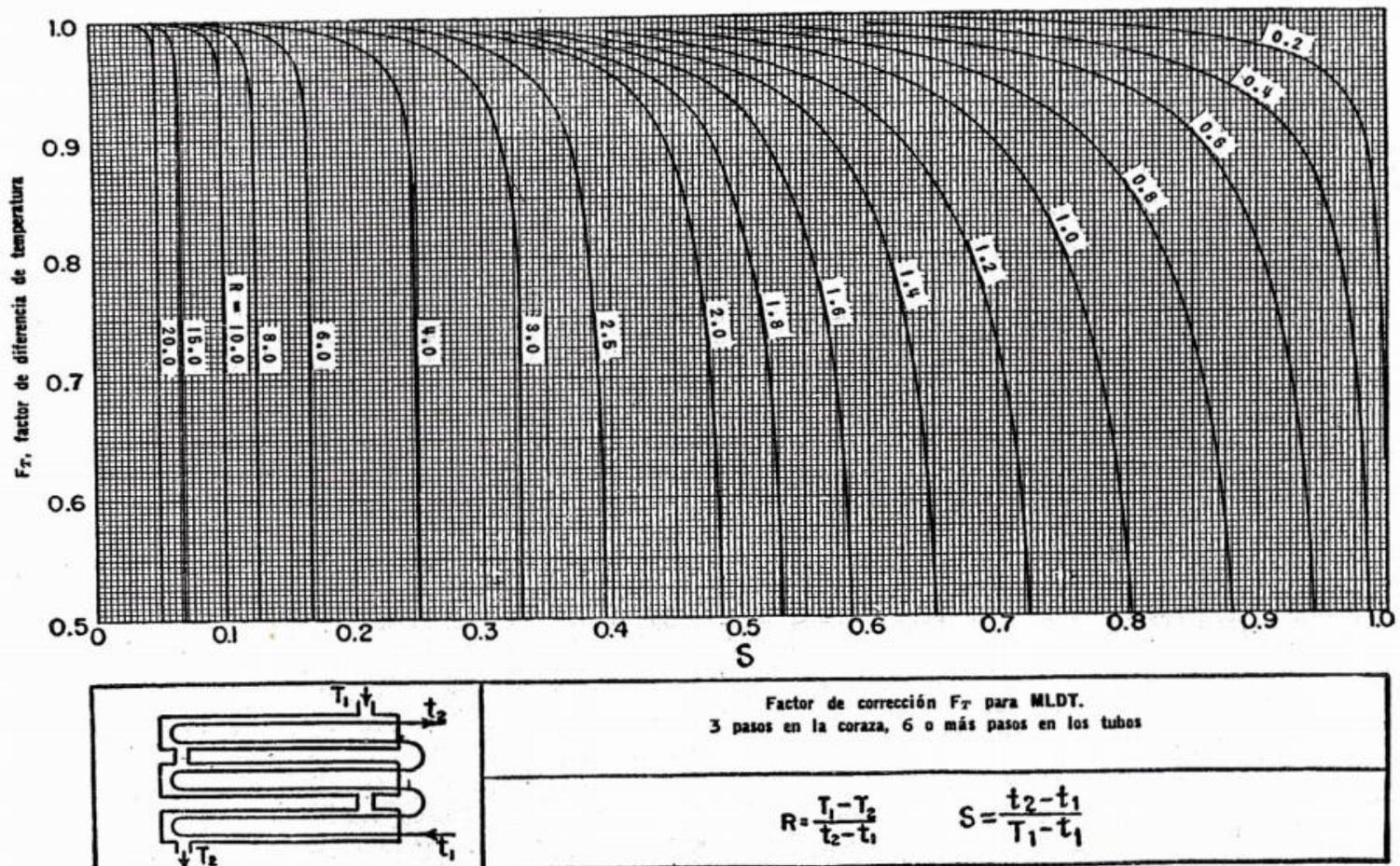


	<p>Factor de corrección F_T para MLDT.</p> <p>1 paso en la coraza, 2 o más pasos en los tubos</p>
	$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$

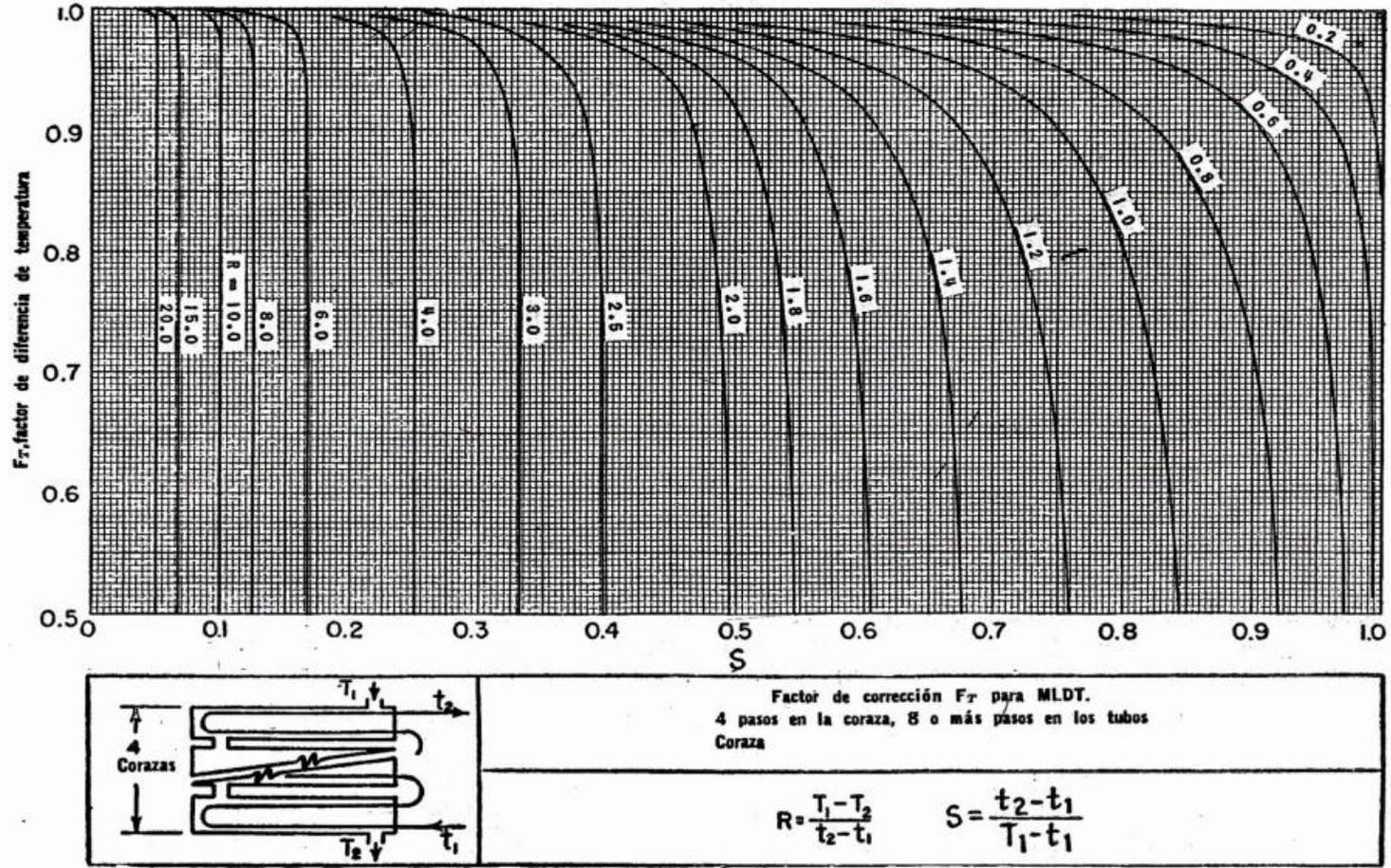
ANEXO 11 Factor de corrección MLTD para intercambiadores 2-4.



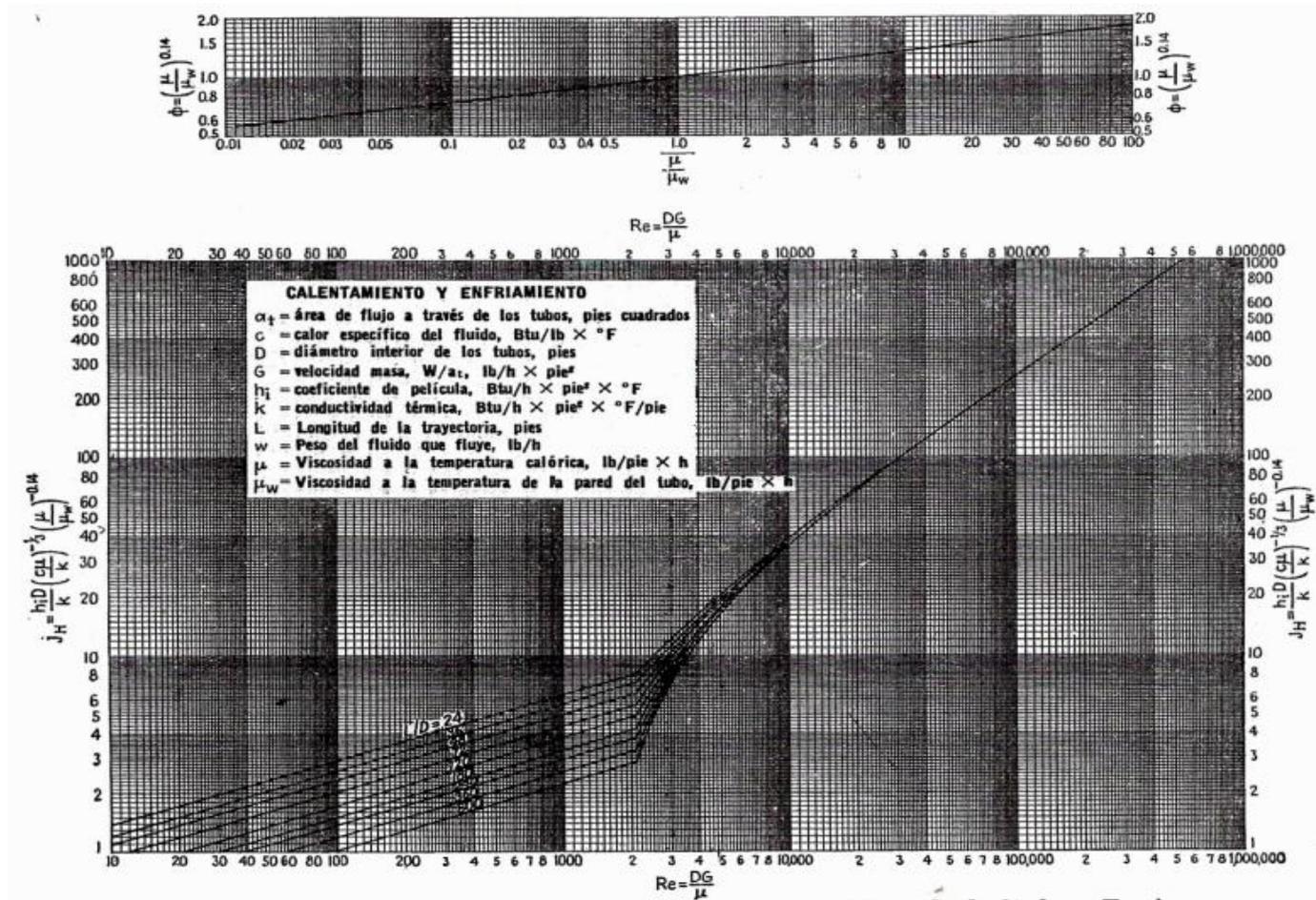
ANEXO 12 Factor de corrección MLTD para intercambiadores 3-6.



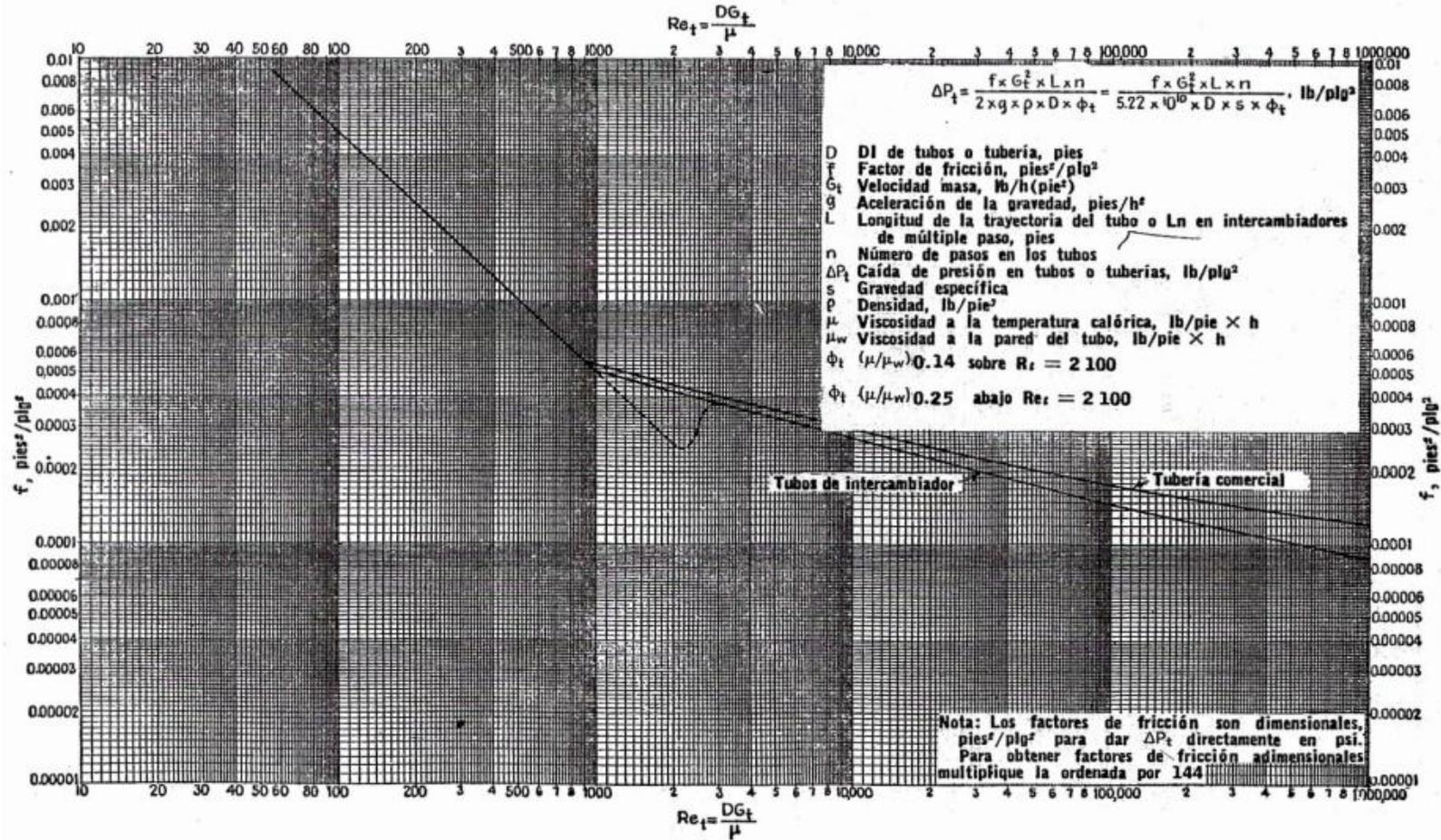
ANEXO 13 Factor de corrección MLTD para intercambiadores 4-8.



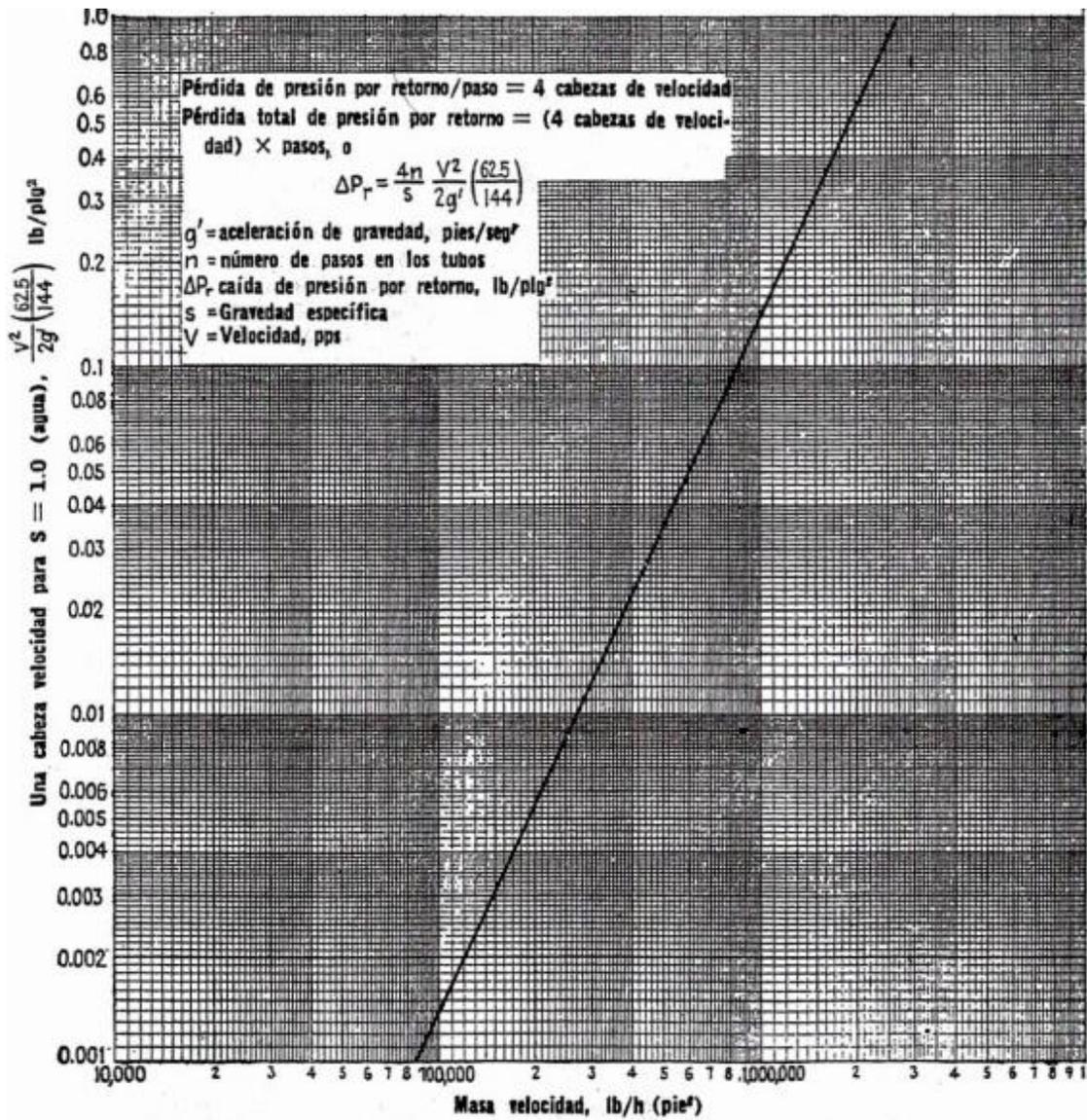
ANEXO 14 Curva de transferencia de calor de tubos.



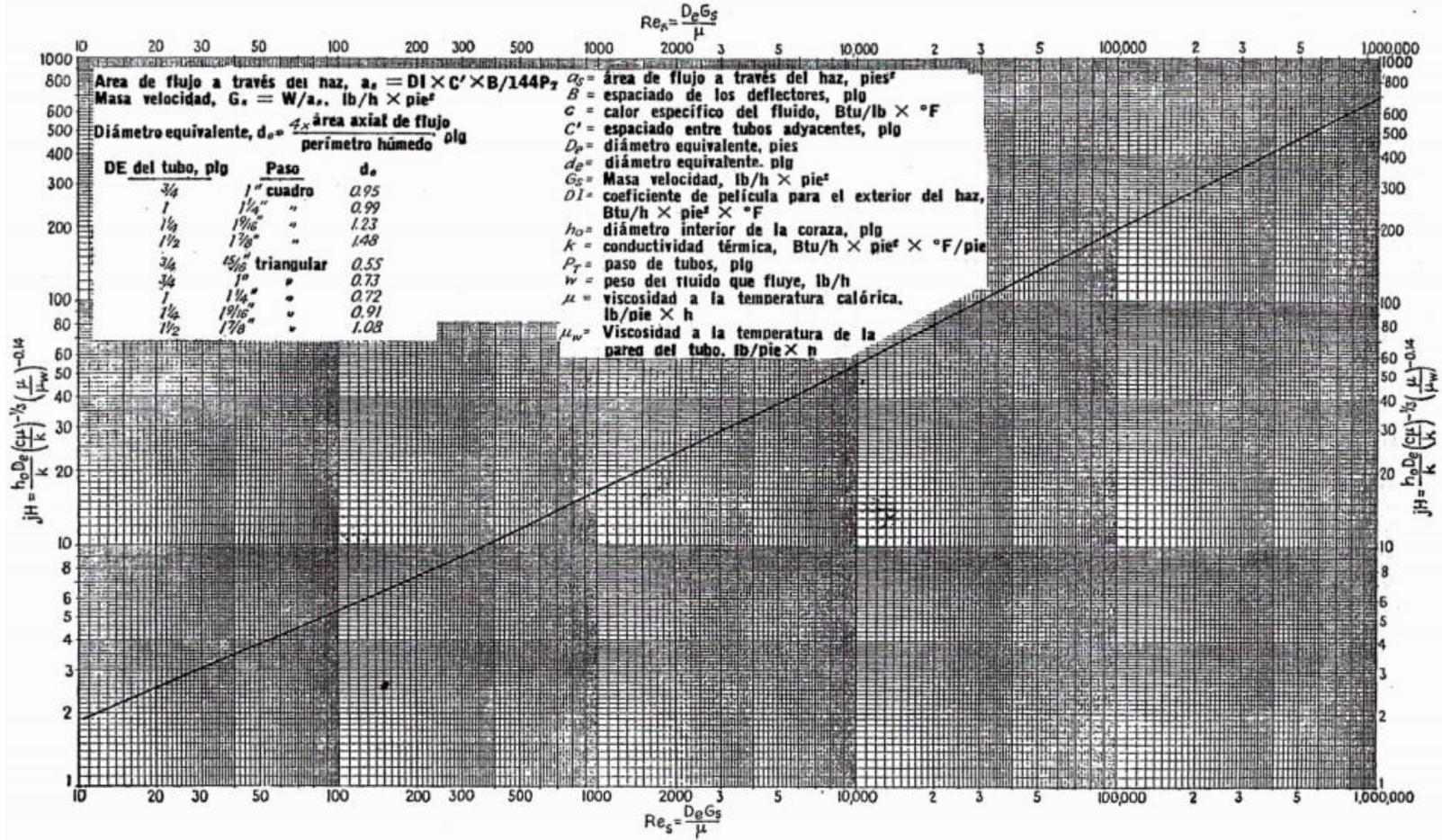
ANEXO 15 Factores de fricción para lado de tubos.



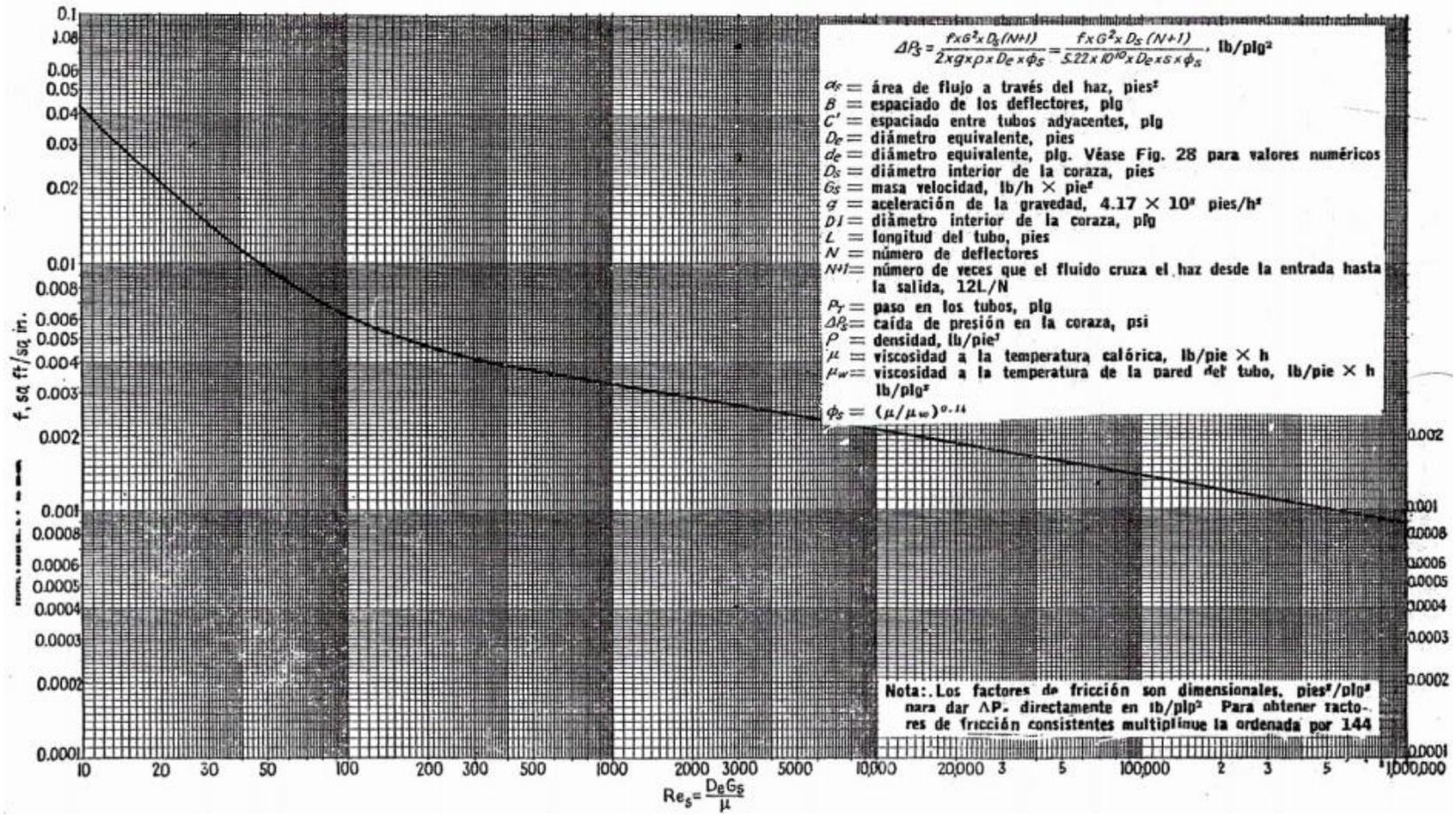
ANEXO 16 Pérdida de presión por retorno lado de tubos.



ANEXO 17 Curva de transferencia de calor para lado de la carcasa con haz de tubos con deflectores segmentados 25%



ANEXO 18 Factores de fricción lado de la carcasa, para haces de tubos con deflectores segmentados 25%.



ANEXO 19 Valores aproximados de los coeficientes totales para diseño. Los valores incluyen un factor de obstrucción total de 0.003 y caída de presión permisible de 5 a 10 (lb/plg^2) en la corriente que controle.

Enfriadores		
Fluido caliente	Fluido frío	U_D total
Agua	Agua	250-500 ⁴
Metanol	Agua	250-500 ⁴
Amoniaco	Agua	250-500 ⁴
Soluciones acuosas	Agua	250-500 ⁴
Sustancias orgánicas ligeras ¹	Agua	75-150
Sustancias orgánicas medias ²	Agua	50-125
Sustancias orgánicas pesadas ³	Agua	5- 75
Gases	Agua	2- 50
Agua	Salmuera	100-200
Sustancias orgánicas ligeras	Salmuera	40-100

Calentadores		
Fluido caliente	Fluido frío	U_D total
Vapor de agua	Agua	200-700 ⁴
Vapor de agua	Metanol	200-700 ⁴
Vapor de agua	Amoniaco	200-700 ⁴
Vapor de agua	Soluciones acuosas:	
Vapor de agua	menos de 2.0 cp	200-700
Vapor de agua	Más de 2.0 cp	100-500 ⁴
Vapor de agua	Sustancias orgánicas ligeras	50-100
Vapor de agua	Sustancias orgánicas medias	100-200
Vapor de agua	Sustancias orgánicas pesadas	6-60
Vapor de agua	Gases	5-50 ⁶

Intercambiadores		
Fluido caliente	Fluido frío	U_D total
Agua	Agua	250-500 ⁴
Soluciones acuosas	Soluciones acuosas	250-500 ⁴
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas ligeras	40-75
Sustancias orgánicas medias	Sustancias orgánicas medias	20-60
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas pesadas	10-40
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas ligeras	30-60
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas pesadas	10-40

ANEXO 20 Factores de obstrucción.

Temperatura del medio calefactor	Hasta 240°F		240-400°F †	
Temperatura del agua	125°F o menos		Más de 125°F	
Agua	Velocidad del agua, pps		Velocidad del agua, pps	
	3 pies o menos	Más de 3 pies	3 pies o menos	Más de 3 pies
Agua de mar	0.0005	0.0005	0.001	0.001
Salmuera natural	0.002	0.001	0.003	0.002
Torre de enfriamiento y tanque con rocío artificial:				
Agua de compensación tratada	0.001	0.001	0.002	0.002
Sin tratar	0.003	0.003	0.005	0.004
Agua de la ciudad o de pozo (como Grandes Lagos)	0.001	0.001	0.002	0.002
Grandes Lagos	0.001	0.001	0.002	0.002
Agua de río:				
Mínimo	0.002	0.001	0.003	0.022
Mississippi	0.003	0.002	0.004	0.003
Delaware, Schylkill	0.003	0.002	0.004	0.003
East River y New York Bay	0.003	0.002	0.004	0.003
Canal sanitario de Chicago	0.008	0.006	0.010	0.008
Lodosa o turbia	0.003	0.002	0.004	0.003
Dura (más de 15 granos/gal)	0.003	0.003	0.005	0.005
Enfriamiento de máquinas	0.001	0.001	0.001	0.001
Destilada	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Alimentación tratada para calderas	0.001	0.0005	0.001	0.001
Purga de calderas	0.002	0.002	0.002	0.002

† Las cifras de las últimas dos columnas se basan en una temperatura del medio calefactor de 240 a 400°F. Si la temperatura de este medio es mayor de 400°F, y si se sabe que el medio enfriador forma depósitos, estas cifras deben modificarse convenientemente.

FRACCIONES DE PETROLEO

Aceites (industriales):		Líquidos (industriales):	
Combustolio	0.005	Orgánicos	0.001
Aceite de recirculación limpio	0.001	Líquidos refrigerantes, calefacción, enfriadores, o evaporantes	0.001
Aceites para maquinarias y transformadores	0.001	Salmueras (enfriamiento)	0.001
Aceite para quenching ...	0.004	Unidades de destilación atmosférica:	
Aceites vegetales	0.003	Fondos residuales, menos de 25° API	0.005
Gases, vapores (industriales):		Fondos residuales, de 25° API o más	0.002
Gas de hornos de coque, gas manufacturado	0.01		