



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**

FACULTAD DE INGENIERÍA

**PROPUESTA DE DISEÑO DE UN
INTERCAMBIADOR DE CALOR TUBULAR
PARA EL APROVECHAMIENTO DE RECURSOS
GEOTÉRMICOS DE BAJA ENTALPÍA**

TESIS

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

PRESENTA:

RODRIGO ALARCÓN FLORES



DIRECTOR DE TESIS:
Dr. Martín Salinas Vázquez

Ciudad Universitaria, México D.F. Marzo de 2012



AGRADECIMIENTOS

Quiero expresar mis agradecimientos a:

A mis padres, Rosa María y José Luis, lo seres humanos más asombrosos que he conocido, por haberme inculcado una formación muy completa sustentada en amor, respeto, confianza y un apoyo incondicional. Quiero destacar que han sido un gran ejemplo, una motivación, y me han demostrado que con dedicación se puede lograr lo que sea. Me siento muy orgulloso de formar parte de esta familia y pese a mis ausencias, mi estrés y malos momentos, nunca dejaron de apoyarme. Deseo hacerles saber lo mucho que los amo; el que siempre hayan visto en primer lugar por sus hijos antes que ustedes mismos, es una ínfima muestra del gran amor que un padre tiene a su hijo, y de que son unos padres excelentes pero sobre todo, unos grandes amigos.

A mis hermanos Oscar y Mauricio, mis dos mosqueteros, que me han brindado toda su confianza y todo su apoyo, con los que he gozado increíbles momentos y enfrentado vicisitudes. Me han mostrado que el amor de hermano es capaz de vencer cualquier obstáculo que se presente en tu camino. Gracias por esas largas charlas nocturnas, por haberme escuchado con paciencia y aconsejarme en los momentos enrevesados.

A Marisol, mi compañera en este camino de la vida, gracias por permitirme entrar en tu vida, por haber confiado en mí y permitirme demostrarte este gran amor que te tengo. Has sido un pilar en mi vida, has estado ahí en las buenas y en las malas, juntos hemos enfrentado innumerables situaciones agradables y desagradables, me has escuchado, aconsejado, hemos reído y gozado y nunca has soltado mi mano. Eres una gran mujer y me siento muy orgulloso de tenerte en mi vida.

A mi pequeña familia, Abuelos, Tíos, Primos, Sobrinos; Mamá Teté, Papá Ci, Lucia, Pedro, Caro, Lulú, Mayte, Arturo, Alfonso, Alfredo, Erick, Marce, Gris, Jorge, Emi, Isra, Lore, Sca, Aarón, Xime. Gracias por aguantarme y por brindarme increíbles momentos, por enseñarme el valor de una familia unida, que pese a los problemas que hemos enfrentado, seguimos muy unidos, como muéganos.

A las personas que han estado presentes a lo largo de mi existencia, mis amigos, con los que me la he pasado excelente, he aprendido y disfrutado el valor de la amistad.

Así también, quiero agradecer al comité supervisor, muy especialmente al Mtro. Héctor Aviña, por dirigir este trabajo, por su apoyo, asesoría y paciencia, principalmente por haber confiado en nosotros y habernos dado la oportunidad de demostrar que todo es posible si nos lo proponemos.

Al equipo de trabajo IMPULSA del Instituto de Ingeniería de la UNAM: Juan, Inti, Jonathan, Gabriel, Luis, Omar, Jericó, Belem, Isaac, por su valiosa colaboración en el presente trabajo, por sus consejos y sugerencias.



OBJETIVOS GENERALES	1
OBJETIVOS PARTICULARES.....	1
MOTIVACIONES.....	1
RESUMEN.....	2
CAPITULO 1. ANTECEDENTES	4
1.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR	4
1.2 TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR	4
1.3 CLASIFICACIÓN DE ACUERDO AL PROCESO DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	5
1.3.1 Intercambiadores de calor de contacto indirecto.....	5
1.3.2 Intercambiadores de calor de contacto directo.....	6
1.4 CLASIFICACIÓN DE ACUERDO A LA DISPOSICIÓN DEL FLUJO	6
1.4.1 Intercambiadores de calor de paso único.....	7
1.4.2 Intercambiadores de calor de pasos múltiples	7
1.5 CLASIFICACIÓN DE ACUERDO A LOS MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	7
1.6 CLASIFICACIÓN DE ACUERDO A SU CONSTRUCCIÓN:	8
1.7 INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBULARES:	9
1.8 INTERCAMBIADOR DE TUBO Y CORAZA	9
1.8.1 Configuraciones de los intercambiadores de tubo y coraza	11
1.8.2 Componentes principales de los intercambiadores de calor de tubo y coraza	13
1.9 APLICACIONES DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CORAZA...	20
Industria Alimenticia	20
Industria Química	21
Industria Metalmeccánica	21
Industria Energética	21
CONCLUSIÓN del CAPÍTULO 1	22
CAPITULO 2. GEOTERMIA.....	23
2.1 ENERGÍA GEOTÉRMICA.....	23
2.2 SISTEMAS o yacimientos GEOTÉRMICOS.....	26
2.3 clasificaciÓN DE los sistemas geotérmicos.....	28
2.4 RECURSOS GEOTÉRMICOS.....	30
2.4.1 CLASIFICACIÓN DE LOS RECURSOS GEOTÉRMICOS	31
Recursos geotérmicos de alta entalpía	32
Recursos geotérmicos de media entalpía	32
Recursos geotérmicos de baja entalpía	32
2.5 USOS DE LA ENERGÍA GEOTÉRMICA	33
2.5.1 Aplicaciones directas de los recursos geotérmicos.....	33
2.5.2 Generación de energía eléctrica.....	35
Ciclo a contrapresión	35



Ciclo a condensación.....	36
Ciclo de evaporación instantánea	36
Ciclo de múltiple evaporación instantánea	37
Ciclo binario	38
2.6 ESCENARIO DE LA GENERACIÓN GEOTERMOELÉCTRICA MUNDIAL	39
2.7 LA GEOTERMIA EN MÉXICO	41
Cerro Prieto	43
Los Azufres	43
Los Humeros	44
Las Tres Vírgenes	44
2.7.1 Usos directos de la Geotermia en México	45
2.7.2 Futuro de la Energía Geotérmica en México	45
CONCLUSIÓN DEL CAPÍTULO 2	48
CAPITULO 3. APLICACIONES DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR PARA EL APROVECHAMIENTO DE RECURSOS GEOTÉRMICOS DE BAJA ENTALPÍA	
3.1 GENERACIÓN ELÉCTRICA EMPLEANDO RECURSOS GEOTÉRMICOS DE BAJA ENTALPÍA.....	49
3.1.1Ciclo Binario Convencional	49
3.1.2Ciclo Kalina	52
3.1.3Ciclo de la PWG.....	54
3.2 EL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	57
3.3 USOS DIRECTOS DE LOS RECURSOS GEOTÉRMICOS DE BAJA ENTALPÍA: DESALACIÓN.....	60
3.4 DISTRIBUCIÓN DE LOS RECURSOS HÍDRICOS EN EL PLANETA.....	60
3.5 RECURSOS HÍDRICOS EN MÉXICO	62
3.6 DESALACIÓN	63
¿Qué es una planta desaladora?	63
3.7 TECNOLOGÍAS DE DESALACIÓN	63
3.7.1Compresión de vapor (VC)	65
3.7.2Destilación de multi-etapas flash (MSF)	66
3.7.3Destilación múltiple efecto (MED).....	67
3.8 LA DESALACIÓN EN MÉXICO	68
3.9 TECNOLOGÍA DE DESALACIÓN MED	70
3.10 SISTEMA DE ALIMENTACIÓN EN LOS MODELOS TRADICIONALES MED	72
3.10.1 Alimentación en Paralelo	72
3.10.2 Alimentación en Serie	72
3.11 Tecnología MED-LE.....	73
Propuesta 1	73
Propuesta 2	73
Propuesta 3: MED - LE.....	74
3.12 El Intercambiador de calor	75
CONCLUSIÓN DEL CAPÍTULO 3.....	77



CAPITULO 4. IMPLEMENTACIÓN METODOLÓGICA PARA EL DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y CORAZA QUE EMPLEA RECURSOS GEOTÉRMICOS DE BAJA ENTALPÍA EN UN SISTEMA DE DESALACIÓN MED.	78
4.1 PRINCIPIO DE LA EVAPORACIÓN DE PELÍCULA EN TUBOS HORIZONTALES.....	78
4.2 PROYECTO DE LA PLANTA PILOTO MED-LE EN EL II DE LA UNAM.....	79
4.3 MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR	80
4.3.1 Conducción	80
4.3.2 Convección	81
4.3.3 Radiación	84
4.4 FACTORES QUE INFLUYEN EN EL DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR ...	85
4.5 PROCEDIMIENTO DE DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CORAZA	85
4.5.1 Seleccionar la configuración del intercambiador de calor que mejor se ajuste a las condiciones del proceso (estándares TEMA).....	86
4.5.2 Analizar los flujos, interno y externo.	88
4.5.3 Dibujar los diagramas térmicos.	89
4.5.4 Comprobar el balance de energía.	89
4.5.5 Análisis de la diferencia de temperaturas entre los fluidos	94
4.5.6 Calcular los coeficientes de película y los coeficientes globales de transmisión de calor.....	95
4.5.7 Calcular la superficie de transferencia de calor.....	104
4.5.8 Calcular las dimensiones del intercambiador	105
CONCLUSIÓN DEL CAPÍTULO 4.....	106
 CAPITULO 5. ELABORACIÓN DE UN PROGRAMA DE CÓMPUTO, SOPORTADO EN UNA HOJA DE CÁLCULO, PARA EL DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y CORAZA QUE EMPLEA RECURSOS GEOTÉRMICOS DE BAJA ENTALPÍA EN UN SISTEMA DE DESALACIÓN MED.	107
5.1 CONSIDERACIONES QUE SE TOMARON EN CUENTA PARA EL DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	108
5.2 BALANCE DE MASA	110
5.3 COEFICIENTES CONVECTIVOS	110
5.4 BALANCE DE ENERGÍA	113
5.5 DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA.....	113
5.6 FLUJO DE CALOR TRANSFERIDO	115
5.7 CONFIGURACIONES DEL ARREGLO DE TUBOS	116
5.8 DIMENSIONES DEL ARREGLO DE TUBOS Y DE LA CARCASA	117
5.9 CAÍDA DE PRESIÓN	118
5.10 PROGRAMA DE CÓMPUTO.....	119
5.11 DIMENSIONES DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	124
CONCLUSIÓN DEL CPÍTULO 5.....	128
 CONCLUSIONES	129
 NOMENCLATURA.....	131



BIBLIOGRAFÍA	133
ANEXOS	i
A.1 DIBUJO EN CAD DEL MODELO DIDÁCTICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE LA MED-LE	ii
A.2 PLANOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	iv
A.3 DIÁMETROS NOMINALES DE TUBOS PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR	xiv
A.4 MATERIALES COMÚNMENTE USADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR	xv
A.5 DIAGRAMA DE MOODY PARA DETERMINAR EL FACTOR DE FRICCIÓN	xvi



LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1. 1 Clasificación de los intercambiadores de calor de acuerdo al proceso de transferencia de calor	5
FIGURA 1. 2 Clasificación de los intercambiadores de calor de acuerdo a la disposición del flujo	6
FIGURA 1. 3 Clasificación de los intercambiadores de calor de acuerdo a los mecanismos de transferencia de calor	8
FIGURA 1. 4 Clasificación de los intercambiadores de calor de acuerdo a su construcción	8
FIGURA 1. 5 Intercambiador de calor de tubo y coraza con deflector longitudinal de dos pasos tubulares y cinco pasos de carcasa, fabricado en acrílico. (Cortesía de Design Assistance Corporation, DAC).....	9
FIGURA 1. 6 Componentes principales en un intercambiador de calor de tubo y coraza. (De “Chemical Process Equipment, Selection and Design”, Wallas 1990)	10
FIGURA 1. 7 Tipos de carcasas y cabezales. (Obtenido de TEMA Standards, heat exchanger 8th Edition, 1999)	12
FIGURA 1. 8 Diversas configuraciones de Tubos aletados internamente. (Cortesía de Forged-Fin Division, Noranda Metal Industries, Inc., Newtown, CT., Obtenido de “Classification of Heat Exchangers”, SHAH R.K. 1981).....	13
FIGURA 1. 9 Tubos aletados externamente.	13
FIGURA 1. 10 Placa de tubos o espejos	14
FIGURA 1. 11 Tipos de deflectores transversales. (Obtenido de “Classification of Heat Exchangers”, SHAH R.K. 1981).....	15
FIGURA 1. 12 Diferentes cabezales de distribución en los Intercambiadores de calor de tubo y coraza. (Obtenido de Thermoequipos C.A.)	18
FIGURA 1. 13 Clasificación de los intercambiadores de calor de acuerdo a la función del proceso	20
FIGURA 2. 1 Estructura de la Tierra	24
FIGURA 2. 2 Placas Tectónicas (obtenido de www.kalipedia.com)	25
FIGURA 2. 3 Diagrama de un yacimiento geotérmico. (Del Autor)	28
FIGURA 2. 4 Diagrama McKelvey para energía geotérmica que ilustra las definiciones de recurso y reserva. El eje vertical representa el grado de factibilidad económica; el horizontal el grado de seguridad geológica. (Obtenido de Muffler and Cataldi, 1978, fig.3)	31
FIGURA 2. 5 Requerimientos aproximados de temperatura de los fluidos geotérmicos	34
FIGURA 2. 6 Esquema de un ciclo a contrapresión de una planta geotermoeléctrica.....	35
FIGURA 2. 7 Esquema de un ciclo a condensación de una planta geotermoeléctrica	36
FIGURA 2. 8 Esquema de un ciclo de evaporación instantánea	37
FIGURA 2. 9 Esquema de un ciclo de múltiple evaporación instantánea	37



FIGURA 2. 10	Esquema de un ciclo binario	38
FIGURA 2. 11	Distribución de la producción total de energía eléctrica por medio de recursos geotérmicos entre los principales países con un nivel de desarrollo geotérmico elevado.	39
FIGURA 2. 12	Capacidad efectiva instalada por tipo de generación.....	41
FIGURA 2. 13	Localización de campos geotérmicos de México actualmente en explotación. Se muestran también dos campos geotérmicos con potencial evaluado y el Cinturón Volcánico Mexicano, región con el mayor potencial geoenergético del país por la presencia de un número importante de volcanes recientes o aún activos.	42
FIGURA 2. 14	Central geotermoeléctrica Cerro Prieto	43
FIGURA 2. 15	Central geotermoeléctrica Los Azufres	43
FIGURA 2. 16	Central geotermoeléctrica Los Humeros	44
FIGURA 2. 17	Central geotermoeléctrica Las Tres Vírgenes.....	44
FIGURA 3. 1	Unidad modular de un ciclo binario de 280 kW.....	50
FIGURA 3. 2	Esquema de un ciclo binario (Autor)	51
FIGURA 3. 3	Esquema de un ciclo binario con precalentador y evaporador (Autor)	51
FIGURA 3. 4	Diagrama del ciclo Kalina simple (Autor).....	53
FIGURA 3.5	Esquema de un ciclo PWG (Autor).....	54
FIGURA 3. 6	Intercambiadores de calor [Alfa Laval, 2007]	55
FIGURA 3. 7	Esquema de un ciclo PWG con dos efectos de evaporación (Del Autor)	56
FIGURA 3. 8.	Ataques químicos en algunas secciones del intercambiador de calor. A) Carcasa, B) arreglo de tubos y C) espejo. [Obtenido de Industrial Water Management, Inc.] ...	57
FIGURA 3.9.	Mantenimiento a los intercambiadores de calor de la planta geotérmica Los Azufres	58
FIGURA 3. 10	Intercambiadores de calor de la planta geotérmica Los Azufres. A la izquierda se observan torres de enfriamiento húmedas de la planta de condensación y a la derecha se muestran las torres de enfriamiento secas junto con los Intercambiadores de calor tubulares. (IMPULSA IV, Instituto de Ingeniería UNAM, 2008)	59
FIGURA 3.11	Intercambiadores de calor de la planta geotérmica Tres Vírgenes. De izquierda a derecha: A) Ventilador de la torre de enfriamiento seca, B) Torre de enfriamiento seca y C) Intercambiadores de calor tubulares. (IMPULSA IV, Instituto de Ingeniería UNAM, 2008).....	59
FIGURA 3.12	Intercambiadores de calor de la planta geotérmica Los Humeros, Puebla.....	59
FIGURA 3.13	Distribución global del agua en el mundo [Revista Aqua Vitae año 6, 2010 número 12. Disponible en: www.aquavitae.com]	61
FIGURA 3.14	Diagrama del proceso de destilación por compresión de vapor. [Del Autor]	65
FIGURA 3. 15	Diagrama del proceso de destilación MSF [EL Autor].....	66
FIGURA 3.16	Diagrama del proceso de destilación MED [EL Autor]	67



FIGURA 3.17 Desaladoras MED. (Izquierda) Diseño Cilíndrico (Derecha) Diseño rectangular. [AquaTech - Doosan Heavy Industries & Construction].....	70
FIGURA 3.18 Desaladora Múltiple Efecto de Tuxpan, Veracruz [IMPULSA, 2008]	70
FIGURA 3. 19 Sistema de condensación de la desaladora MED [IMPULSA, 2008].....	71
FIGURA 3. 20 Sistema de vacío de la desaladora MED [IMPULSA, 2008]	71
FIGURA 3. 21 Sistema de calentamiento de la desaladora MED [IMPULSA, 2008]	71
FIGURA 3. 22 Sistema de evaporación de la desaladora MED	71
FIGURA 3. 23 Sistema MED con alimentación en paralelo [IMPULSA 2008].....	72
FIGURA 3. 24 Sistema MED con alimentación en serie [IMPULSA 2008].....	72
FIGURA 3. 25 Diagrama de la propuesta 1 [IMPULSA 2008]	73
FIGURA 3. 26 Diagrama de la propuesta 2 [IMPULSA 2008]	73
FIGURA 3. 27 Diagrama del sistema MED Low Energy [IMPULSA 2008].....	74
FIGURA 3. 28 Evaporador de la cámara desaladora MED [IMPULSA, 2008]	76
FIGURA 3. 29 Condensador de la cámara desaladora MED [IMPULSA, 2008]	76
FIGURA 3. 30 Vista interna de una cámara de desalación de una planta MED [IMPULSA, 2008].....	76
FIGURA 4. 1 Principio de evaporación en tubos horizontales.....	79
FIGURA 4. 2 Diagrama de la planta desaladora MED-LE propuesta en el proyecto IMPULSA IV	80
FIGURA 4. 3 Flujo laminar en tubos	83
FIGURA 4. 4 Flujo turbulento en tubos	83
FIGURA 4. 5 Perfil de velocidades en un tubo en régimen laminar y turbulento	84
FIGURA 4. 6 Bosquejo de la planta desaladora MED (El Autor).....	86
FIGURA 4. 7 Configuraciones de las plantas desaladoras MED. Izquierda: Planta desaladora MED Hub, en Karachi, Pakistán. (Rectangular) Derecha: Planta desaladora MED, en Fujairah, Emiratos Árabes Unidos. (Cilíndrica)	86
FIGURA 4. 8 Configuraciones de intercambiadores de calor de tubo y coraza, TEMA	87
FIGURA 4. 9 Intercambiador de calor de tubo y coraza con cabezal flotante (TEMA AJT)	87
FIGURA 4. 10 Esquema del intercambiador de flujo cruzado que se usará en la MED-LE, así como su diagrama térmico (El autor)	89
FIGURA 4. 11 Esquema del intercambiador de la MED-LE con los puntos más importantes para su análisis (El Autor)	89
FIGURA 4. 12 Vista de un software desarrollado por ChemSOF para determinar el factor de corrección de la LMTD, en un flujo cruzado. (Obtenido de www.ChemSOF.com).....	95



FIGURA 4. 13 Esquema de la distribución del agua de alimentación en un solo tubo	100
FIGURA 4. 14 Formación del goteo en la caída de agua sobre un arreglo de tubos horizontales	100
FIGURA 4. 15 Esquema de la variación del espesor de la película de agua con respecto a la posición angular	101
FIGURA 4. 16 Parámetros básicos de los arreglos tubulares más comunes.....	105
FIGURA 5. 1 Esquema de la cámara evaporadora del proyecto MED-LE (El Autor).....	108
FIGURA 5. 2 Esquema de colectores cilíndricos para distribuir uniformemente la película de agua sobre la superficie de los tubos.....	111
FIGURA 5. 3 Diagrama esquemático de un alimentador de agua por goteo en un arreglo de tubos.....	111
FIGURA 5. 4 Esquema de diferentes patrones de goteo y de película de agua sobre los tubos	112
FIGURA 5. 5 Gráficas para determinar el factor de corrección para flujos cruzados que no se mezclan (KUPPAN, 2000).....	114
FIGURA 5. 6 Vista de un software desarrollado por ChemSOF para determinar el factor de corrección de la LMTD, en un flujo cruzado. (Obtenido de www.ChemSOF.com).....	115
FIGURA 5. 7 Esquema de las configuraciones del arreglo de tubos para 60 y 45 grados (Del autor, basado en KUPPAN, 2000)	116
FIGURA 5. 8 Plataforma central del programa para el diseño de un intercambiador de calor de tubo y coraza	119
FIGURA 5. 9 Esquema de la forma para ingresar los datos del fluido de lado de los tubos al programa para diseñar el intercambiador de tubo y coraza.	121
FIGURA 5. 10 Esquema de la forma para ingresar los datos del fluido del lado de la carcasa al programa para diseñar el intercambiador de tubo y coraza.	122
FIGURA 5. 11 Presentación de resultados del programa.....	122
FIGURA 5. 12 Presentación de resultados gráficos en el programa.....	123
FIGURA 5. 13 Variación de la longitud de los tubos con respecto al diámetro de los mismos	124
FIGURA 5. 14 Variación del coeficiente global de transferencia de calor con respecto al diámetro de los mismos	125
FIGURA 5. 15 Variación del Coeficiente Global de Transferencia de Calor en relación al tipo de material empleado en los tubos del intercambiador.....	125
FIGURA 5. 16 Variación de la caída de presión con respecto al diámetro de los mismos	126
FIGURA 5. 17 Variación de la cantidad de vapor generado.....	127
FIGURA 5. 18 Porcentaje de evaporación de agua de mar	127
FIGURA 5. 19 Comportamiento del factor de concentración al variar el flujo de agua de mar	127



FIGURA A. 1 Etapas de diseño del intercambiador de calor	ii
FIGURA A. 2 Piezas empleadas en el intercambiador de calor	iii
FIGURA A. 3 Esquema del ensamble del intercambiador de calor	iii
FIGURA A. 4 Cabezal frontal	iv
FIGURA A. 5 Brida de acoplamiento.....	iv
FIGURA A. 6 Cabezal Flotante	v
FIGURA A. 7 Cabezal Posterior.....	v
FIGURA A. 8 Carcasa	vi
FIGURA A. 9 Demister	vi
FIGURA A. 10 Espejo Frontal	vii
FIGURA A. 11 Espejo Posterior	vii
FIGURA A. 12 Junta circular	viii
FIGURA A. 13 Junta Cuadrada para el cabezal flotante	viii
FIGURA A. 14 Placa divisora del cabezal frontal.....	ix
FIGURA A. 15 Tapa del cabezal frontal	ix
FIGURA A. 16 Tubo de alimentación del agua de mar	x
FIGURA A. 17 Tubo de cobre	x
FIGURA A. 18 Soportes del intercambiador de calor	xi
FIGURA A. 19 Diagrama de ensamble con señalización de piezas.....	xi
FIGURA A. 20 Vista lateral e inferior del intercambiador.....	xii
FIGURA A. 21 Vista frontal, lateral y superior del intercambiador	xiii
FIGURA A. 22 Diagrama de Moody	xvi



LISTA DE TABLAS

TABLA 1. 1 Consideraciones para seleccionar el tipo de carcasa	16
TABLA 1. 2 Consideraciones para seleccionar el cabezal estacionario del extremo frontal....	17
TABLA 1. 3 Consideraciones para seleccionar el cabezal del extremo posterior (Obtenido de TEMA, 1999)	19
TABLA 2. 1 Clasificación de los recursos geotérmicos (Obtenido de M. Dickson y M. Fanelli, 2004 Tabla 3)	32
TABLA 2. 2 Capacidades de generación geotermal instaladas en el mundo.....	40
TABLA 2. 3 . Utilización directa del calor geotérmico en México, 2005.....	46
TABLA 3. 1 Comparación de la potencia generada entre el ciclo binario convencional y el ciclo PWG	56
TABLA 3. 2 Número de Acuíferos Sobreexplotados y con Problemas de Intrusión Salina en México (2003).....	62
TABLA 3. 3 Métodos de desalación existentes en el mercado.....	64
TABLA 3. 4 Valoración de las diferentes alternativas comerciales de desalación (FUENTES DÍAZ, 2002)	64
TABLA 3. 5 Inventario de plantas desaladoras por estado, capacidad instalada y estado de operación (FUENTES DÍAZ, 2002)	68
TABLA 3. 6 Plantas desaladoras por proceso y por estado (FUENTES DÍAZ, 2002).....	69
TABLA 3. 7 Comparación de los resultados de los diferentes modelos [IMPULSA 2008]	74
TABLA 4. 1 Propiedades de los fluidos de trabajo en varias secciones del intercambiador de calor	91
TABLA 4. 2 Resumen de las propiedades de los fluidos de trabajo del intercambiador de calor de la MED-LE	92
TABLA 4. 3 Resumen del balance de masa al interior de la cámara evaporadora	94
TABLA 4. 4 Propiedades del recurso geotérmico necesarias para calcular Re y Pr.....	98
TABLA 4. 5 Resultados del coeficiente convectivo interno.....	99
TABLA 4. 6 Características del tipo de tubería que se empleo en este análisis	101
TABLA 4. 7 Variación del espesor de la película respecto a la posición angular.....	102
TABLA 4. 8 Resultados del coeficiente convectivo externo.....	104
TABLA 5. 1 Parámetros empleados inicialmente para el diseño del equipo	109
TABLA 5. 2 Resumen del balance de masa al interior de la cámara evaporadora	109
TABLA 5. 3 Resumen del balance de masa de lado de la carcasa del intercambiador de calor	110
TABLA 5. 4 Resultados del coeficiente global de transferencia de calor.	113



TABLA 5. 5 Resultado de la diferencia de temperaturas media logarítmica	114
TABLA 5. 6 Dimensiones para los arreglos de 60 y 45 grados	116
TABLA 5. 7 Constantes K1 y n para determinar el diámetro equivalente del arreglo de tubos	117
TABLA 5. 8 Constantes CTP y CL para el dimensionamiento de la carcasa del evaporador ..	117
TABLA 5. 9 Resultado de la caída de presión en los tubos.....	118
TABLA A. 1 Diámetros nominales de tubos para intercambiadores de calor	xiv
TABLA A. 2 Materiales propuestos para la construcción del intercambiador de calor	xv



OBJETIVOS GENERALES

Obtener un diseño de un intercambiador de calor de tubo y coraza enfocado a la desalación térmica de agua de mar, empleando una tecnología desarrollada en el Instituto de Ingeniería de la UNAM, denominada MED-LE, la cual aprovecha recursos geotérmicos de baja entalpía como fuente de calor para lograr la evaporación del agua salada.

OBJETIVOS PARTICULARES

Explicar a groso modo los diferentes procesos térmicos que existen para desalar agua de mar, haciendo énfasis en la tecnología MED y MED-LE.

Desarrollar un programa de cómputo en VISUAL BASIC® que permita obtener los principales parámetros de diseño de un intercambiador de calor tubular para el proceso de desalación térmica de agua de mar de manera rápida y precisa, con la finalidad de reducir el tiempo para calcularlos.

Hacer los planos correspondientes a las partes que conforman el intercambiador de calor para obtener el presupuesto de su manufactura.

MOTIVACIONES

El incremento desmesurado de la población mundial en los últimos años ha ocasionado un gran impacto en relación al tema del agua potable. Viéndose sobreexplotados los mantos acuíferos y con un alto grado de contaminación, es importante avanzar en el desarrollo de diversas tecnologías que permitan obtener la cantidad de agua dulce capaz de satisfacer las necesidades de la población. Un ejemplo de ello, es la desalación de agua de mar.

Este hecho me ha incitado para estudiar los procesos de desalación que existen en la actualidad y, a su vez, analizar las propuestas desarrolladas para disminuir la dependencia a los remanentes energéticos que tienen dichos sistemas.

Las energías renovables, como la geotermia o la energía solar, son una contribución que cada día cobra más importancia en este tipo de tecnologías. Dicha área de investigación contribuye positivamente a la reducción de emisiones contaminantes a la atmósfera por lo que, como ingenieros, vale la pena aportar nuestros conocimientos en el desarrollo de estas propuestas que en un futuro, significarán una solución al severo problema del recurso hídrico necesario para el ser humano.



RESUMEN

En México, el agua potable es un recurso que, por derecho, todos los ciudadanos deben tener. Es evidente que el crecimiento exponencial de la población del país complica, enormemente, el suministro de este recurso, a cada miembro de la sociedad. Aunado a este problema, año tras año, el deterioro a los mantos acuíferos del territorio nacional crece desmesuradamente, ya sea por sobreexplotación o contaminación del subsuelo. De acuerdo con cifras de la Comisión Nacional del Agua, en México se tienen distribuidos en todo su territorio 654 acuíferos, de los cuales 97 están en condiciones de sobreexplotación. Estos acuíferos suministran aproximadamente el 50% de la extracción nacional para todos los usos. Además, del total de acuíferos sobreexplotados a nivel nacional, 17 de ellos presentan problemas de intrusión salina.

Es razonable pensar que, a este ritmo, se agotarán por completo los acuíferos del país, en un tiempo considerablemente corto. Por esta razón, será necesario explorar alternativas que brinden soluciones a este problema.

Debido a que el agua constituye el elemento más abundante de la Tierra (70% de la superficie del planeta), la desalación del agua de los océanos surge como una solución lógica ante esta problemática. En épocas recientes, países del Medio Oriente con climas de sequía extrema, como Arabia Saudita o Israel, han sido pioneros en el desarrollo de tecnología para la desalación del agua de mar.

Las tecnologías para desalar el agua de mar, han abarcado diversos campos de estudio, generándose tecnología que funciona con procesos químicos como la ósmosis inversa, electrodialisis, cristalización, intercambio iónico, entre otras, y otras existentes, cuyo proceso de desalación está basado en procesos térmicos, como la desalación por múltiple efecto, por evaporación instantánea, por compresión de vapor, evaporación solar, entre otras.

La tecnología de desalación térmica, lleva ya años desarrollándose, sin embargo, hasta hace poco tiempo, estas plantas eran instaladas en las proximidades de industrias generadoras de energía eléctrica, principalmente, ya que los remanentes energéticos de éstas se aprovechan para el funcionamiento de las desaladoras. En tiempos más recientes, esto ha ido modificándose con miras en la protección del medio ambiente, al tratar de reducir el impacto que tienen los contaminantes de estas industrias a la atmósfera, buscando cada vez, alternativas que puedan sustituir la energía necesaria para el funcionamiento de las plantas de desalación térmica de agua de mar.

Una de las propuestas planteadas, es el empleo de recursos geotérmicos como fuente de calor para las unidades de desalación térmica. Esta implementación es de reciente aparición y satisface la necesidad de este recurso caliente, necesario para que se lleve a cabo dicho proceso.

México cuenta con abundantes recursos geotérmicos originados por las características geológico-estructurales de su territorio. Según cifras de la CFE, se han evaluado más de 2000 manifestaciones geotérmicas en todo el país, sin embargo, el principal uso que se le da a dichos recursos es en la generación de energía eléctrica. En el área de usos directos, son empleados en la agricultura, calefacción de oficinas, secado de alimentos y madera, en balnearios, etc.

El desarrollo de tecnología para desalar agua de mar por medio de recursos geotérmicos de baja entalpía, constituye un reto para los ingenieros mexicanos, ya que de esta forma, se plantearían alternativas nacionales para la problemática del suministro de agua, así como se contribuiría a resolver el severo conflicto ambiental al disminuir la dependencia del calor residual de las grandes industrias.

Este trabajo tiene por objetivo contribuir al desarrollo de esta tecnología por medio del diseño de un intercambiador de calor, el cual es indispensable en las plantas de desalación de múltiple efecto, el cual, se enfocará al uso de recursos geotérmicos de baja entalpía como su fuente de calor.



Para llevarlo a cabo, en el primer capítulo de esta tesis, se estudiarán los diferentes tipos de intercambiadores de calor que existen, analizando sus características geométricas y de funcionamiento, propiedades que los favorecen o desfavorecen bajo ciertas condiciones de operación. Como el objetivo de este trabajo es realizar una propuesta de diseño de un intercambiador de tubo y coraza, se enfatizará en los intercambiadores tubulares explicando sus componentes y las características más importantes de éstos.

En el segundo capítulo, se mostrará un panorama general de la geotermia como una alternativa para la generación de energía eléctrica, así como en diversas aplicaciones de usos directos. Debido a que se desea emplear recursos geotérmicos en un intercambiador de calor, se precisará la clasificación de dichos recursos, así como sus características, al igual que la forma en cómo se explota la energía geotérmica en México, explicando para ello, las cuatro plantas geotérmicas del país y el potencial de generación de cada una de ellas.

En el tercer capítulo de este trabajo, se explicarán algunas de las aplicaciones más comunes que tienen los intercambiadores de calor en diversas industrias y procesos. Se enfatizará en los usos que han tenido estos equipos para el aprovechamiento de recursos geotérmicos de baja entalpía tanto en el sector energético como en aplicaciones directas, propiamente en la desalación de agua de mar. Para ello se explicará el funcionamiento de los ciclos binarios, el ciclo Kalina y los sistemas PWG (Pressurized Water Generation) y MED-LE (Multi-Effect Distillation – Low Enthalpy).

En el cuarto capítulo, se expondrán los criterios para el diseño de un intercambiador de calor de tubo y coraza así como las teorías termodinámicas necesarias para determinar los parámetros de operación que están sujetos a las condiciones de trabajo y a las características de los fluidos que se emplearán en este equipo, y poder determinar con éstos, el mejor diseño del intercambiador de calor. Se expondrá también consideraciones que deben tomarse en cuenta para completar el diseño de un equipo de este tipo, como la velocidad de cada fluido, el tipo de alimentación (en paralelo, a contraflujo y flujo cruzado), sus viscosidades, la geometría de los tubos (con o sin aletas), el tipo de arreglo tubular (lineal o escalonado), los materiales de la carcasa, tubos, sellos, bridas, elementos de sujeción, etc., el número de pasos de coraza y de tubos que se requieran en el proceso, entre otros. Se presentará también, un esquema de la planta piloto para desalación usando tecnología MED-LE, que se pretende implementar, en el proyecto IMPULSA IV del Instituto de Ingeniería de la UNAM, con fines didácticos, la cual llevará incorporados dichos equipos.

Finalmente, en el quinto capítulo del presente trabajo, se expondrán alternativas con las que puede contar un diseñador de intercambiadores de calor para obtener buenos resultados y garantizar confiabilidad en equipo terminado. Nuevamente se hará mención de algunas de las consideraciones que se han tomado en cuenta para el diseño de este intercambiador de calor, las cuales se han de complementar con el desarrollo de un programa de cómputo, con la intención de mostrar un panorama completo y hacer notar el impacto que ha de tener el equipo al variar las condiciones de trabajo. De esta manera, se podrá tomar una decisión acertada en la elección del equipo que satisfaga las condiciones de nuestro proceso. Al final del capítulo se anexarán los dibujos en CAD del intercambiador de calor, a los que se llegó para fungir como las cámaras presurizadas de la MED-LE.



CAPITULO 1. ANTECEDENTES

En este capítulo se estudiarán los diferentes tipos de intercambiadores de calor que existen, analizando sus características geométricas y de funcionamiento, propiedades que los favorecen o desfavorecen bajo ciertas condiciones de operación.

La finalidad de esta sección recae en mostrar los diversos equipos que el hombre ha desarrollado para transferir el calor de un fluido a otro de manera específica para una determinada aplicación.

Se presentan los tipos de intercambiadores de calor en función de su construcción, su proceso de transferencia de calor, al número de fluidos que emplean, a la disposición del flujo entre otros aspectos.

Como el objetivo de este trabajo es realizar una propuesta de diseño de un intercambiador de tubo y coraza, se ahondará con más énfasis en los intercambiadores tubulares explicando sus componentes y las características más importantes de éstos. Al final se incluyen algunas de las posibles aplicaciones de los intercambiadores de calor.

1.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR

El intercambiador de calor es un equipo de transferencia de calor cuya función es cambiar la entalpía de una corriente al cambiar su temperatura. En otras palabras, los intercambiadores de calor son dispositivos que permiten la transferencia de energía térmica entre dos o más líquidos a diferentes temperaturas y en contacto térmico. Esta tarea se realiza de diferentes maneras dependiendo la configuración del equipo, tomando en cuenta la geometría del sistema, la dirección de los flujos, los fenómenos de cambio de fase que pueden presentar los fluidos durante ésta transferencia, entre otros aspectos los cuales son la base para poder clasificarlos.

Un intercambiador de calor posee elementos de transferencia de energía, tal como un núcleo o matriz, el cual contiene las superficies de transferencia de calor además de elementos de distribución de los fluidos, tales como cabezales de distribución, colectores, tanques, boquillas y tuberías de entrada y salida del flujo así como sus correspondientes sellos.

Los mecanismos de transferencia de calor en estos equipos son de conducción, convección y radiación entre ambos fluidos y es muy importante conocer el régimen en el que se encuentran los mismos, ya sea laminar o turbulento.

1.2 TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

Existen varios tipos de intercambiadores de calor en la industria, que son escogidos dependiendo de las condiciones del proceso a las cuales se requiere que éstos trabajen. La clasificación de los intercambiadores de calor puede hacerse tomando en cuenta diversos aspectos, tales como¹:

- El proceso de transferencia de calor
- El número de fluidos
- El tipo de construcción
- Los mecanismos de transferencia de calor
- La disposición del flujo
- La función del proceso
- El tipo de fluido

¹ SHAH R.K., *“Classification of Heat Exchangers. In Heat Exchangers Thermo-Hydraulic Fundamentals and Design”*, S. Kakac, A.E. Begles and F. Mayinger (Eds.), Wiley, New York.



Se puede hacer otra clasificación, un tanto más arbitraria considerando la relación área/volumen de la superficie de transferencia de calor en intercambiadores compactos y nanocompactos. Esta última clasificación se debe al tipo de equipo, los campos de aplicación y las técnicas de diseño; pero debido a la poca relevancia que tienen estos tipos de intercambiadores con el tema de esta tesis, no se discutirán en este trabajo.

1.3 CLASIFICACIÓN DE ACUERDO AL PROCESO DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Los intercambiadores de calor se clasifican de acuerdo al proceso de transferencia de calor en intercambiadores de contacto directo e indirecto.

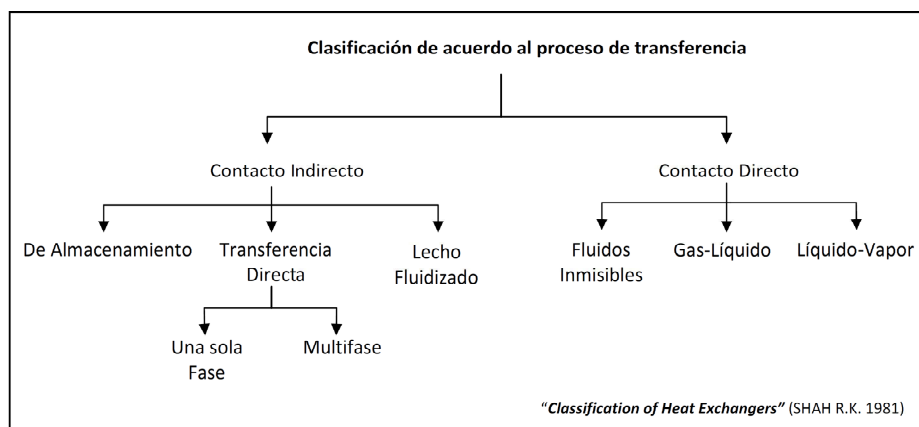


FIGURA 1. 1 Clasificación de los intercambiadores de calor de acuerdo al proceso de transferencia de calor

1.3.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CONTACTO INDIRECTO

En este tipo de intercambiadores no hay una mezcla directa entre los fluidos térmicamente en interacción, debido a que éstos se encuentran separados por una pared sólida impenetrable. Los fluidos pueden permanecer estáticos, logrando una transferencia de calor continua por conducción a través de dicha pared, o tener un movimiento transitorio, de entrada y salida, a través del espacio que los confine logrando la transferencia de calor de forma conductiva y convectiva.

Cuando el flujo de calor es intermitente, es decir, cuando el calor se almacena primero en la superficie del equipo y luego se transmite al fluido frío, se denominan intercambiadores de calor de tipo *transferencia indirecta*, o tipo *almacenador* o sencillamente *regenerador*. La intermitencia en el flujo de calor es posible debido a que el paso de las corrientes tanto caliente como fría es alternado; como ejemplo pueden mencionarse algunos precalentadores de aire para hornos. Aquellos equipos en los que existe un flujo continuo de calor desde la corriente caliente hasta la fría, a través de una delgada pared divisora son llamados intercambiadores tipo *transferencia directa* o simplemente *recuperadores*; éstos son los más usados a nivel industrial.



1.3.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CONTACTO DIRECTO

Este tipo de intercambiador de calor prescinde de la pared divisoria entre el fluido frío y el fluido caliente, de esta manera se logra una mezcla de los fluidos llevándose a cabo la transferencia de calor entre uno y otro de forma directa. Finalmente, después de permanecer en contacto por determinado tiempo, las corrientes de los fluidos pueden o no ser separadas para recircularlas al proceso.

Las aplicaciones comunes de estos equipos involucran transferencia de masa y energía, un ejemplo típico de este proceso es el enfriamiento por evaporación.

La entalpía de cambio de fase en este tipo de intercambiadores representa una porción significativa del total de la energía transferida y generalmente mejora la velocidad de transferencia de calor.

Comparados con los regeneradores y recuperadores de contacto indirecto, los intercambiadores de contacto directo:

Pueden lograr velocidades de transferencia de calor muy altas.

La construcción de los equipos resulta relativamente económica.

El problema del ensuciamiento es prácticamente inexistente debido a que no se tiene una pared de transferencia de calor entre ambos fluidos.

Sin embargo las aplicaciones en los casos en donde es permisible el contacto directo entre dos fluidos son limitadas. Estos equipos se dividen en fluidos inmiscibles, gas-líquido y vapor-líquido. Si desea ahondar más sobre estos equipos refiérase a: "*Classification of Heat Exchangers*" (SHAH R.K. 1981).

1.4 CLASIFICACIÓN DE ACUERDO A LA DISPOSICIÓN DEL FLUJO

Las disposiciones comunes de flujo que pueden presentar los fluidos en un intercambiador de calor se clasifican en el. La elección de un arreglo de flujo en particular depende de la eficiencia del intercambiador que se requiera, la caída de presión disponible, la velocidad mínima y máxima permitida, las trayectorias de flujo, los esfuerzos térmicos permitidos, los niveles de temperatura, las características de las tuberías, entre otros criterios.

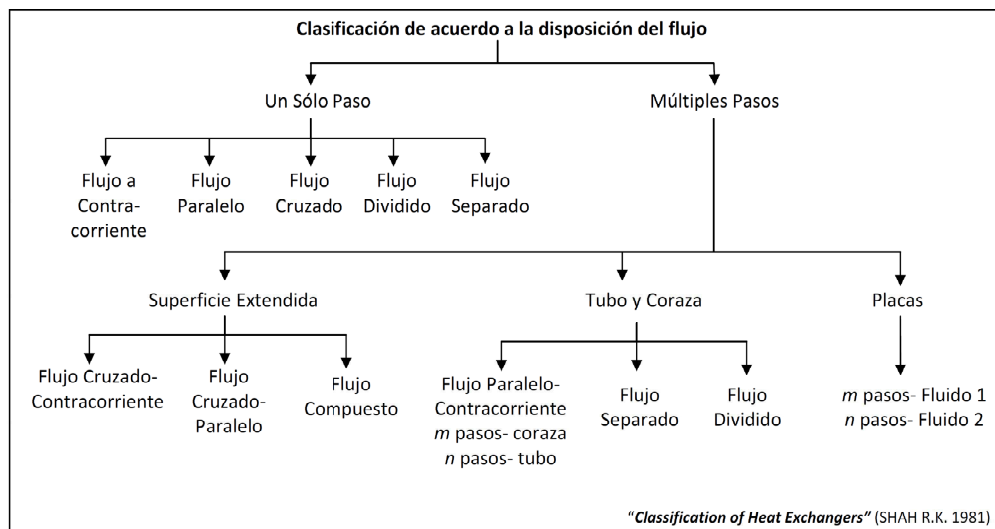


FIGURA 1. 2 Clasificación de los intercambiadores de calor de acuerdo a la disposición del flujo



1.4.1 Intercambiadores de calor de paso único

Un intercambiador de calor se considera una unidad de un solo paso si ambos fluidos transitan en una dirección a través de una sección del equipo mediante toda su longitud, después de fluir durante un tiempo determinado.

Se distinguen tres tipos básicos:

a) Flujo en Paralelo: En este tipo ambos fluidos entran al equipo por el mismo extremo, fluyen en la misma dirección y salen por el otro extremo. Termodinámicamente es una de las disposiciones más pobres, sin embargo, se emplea en los siguientes casos: cuando los materiales son muy sensibles a la temperatura ya que produce una temperatura más uniforme; cuando se desea mantener la misma efectividad del intercambiador sobre un amplio intervalo de flujo y en procesos de ebullición, ya que favorece el inicio de la nucleación².

b) Flujo en Contracorriente o Contraflujo: En este tipo los fluidos fluyen en direcciones opuestas el uno del otro. Esta es la disposición de flujo termodinámicamente superior a cualquier otra.

c) Flujo Cruzado: En este tipo de intercambiador, las direcciones de los flujos son normales una a la otra. Termodinámicamente la efectividad de estos equipos es intermedia a las dos anteriores.

1.4.2 Intercambiadores de calor de pasos múltiples

Si la dirección de la corriente se invierte y el fluido recorre una distancia de igual o diferente tamaño que la primera, se considera que ha hecho un segundo paso. De esta manera se pueden lograr unidades multipaso haciendo que los fluidos cambien de dirección a lo largo de toda su trayectoria tantas veces como se requiera.

Una de las ventajas de los pasos múltiples es que mejoran el rendimiento total del intercambiador, con relación al paso único. Pueden encontrarse diferentes clasificaciones de acuerdo a la construcción del equipo: Paralelo-cruzado, contracorriente-paralelo, contracorriente-cruzado y combinaciones de éstos.

1.5 CLASIFICACIÓN DE ACUERDO A LOS MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Los mecanismos básicos de transferencia de calor entre un fluido y una superficie son:

- Convección en una sola fase, forzada o libre.
- Convección con cambio de fase, forzada o libre: condensación ó ebullición.
- Una combinación de convección y radiación.

Cualquiera de estos mecanismos en forma individual o una combinación de ellos puede estar activo a cada lado de la pared del equipo.

Por ejemplo, convección en una sola fase se encuentra en radiadores de automóviles, enfriadores, refrigeradores, etc. Convección monofásica de un lado y bifásica del otro se puede encontrar en evaporadores, generadores de vapor, condensadores, etc. Por su parte la convección acompañada de radiación térmica juega un papel importante en intercambiadores de metales líquidos, hornos, etc.

² La nucleación es el comienzo de un cambio de estado en una región pequeña pero estable. En el caso de los intercambiadores se refiere a la formación de gas a partir de un líquido cuando a éste se le lleva al punto de ebullición.

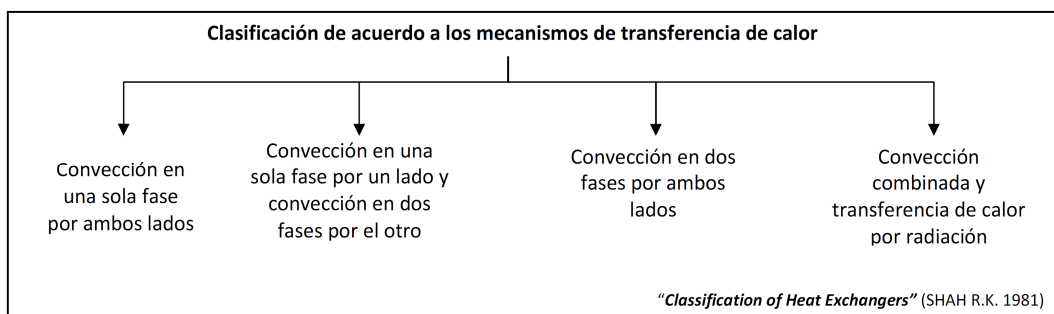


FIGURA 1. 3 Clasificación de los intercambiadores de calor de acuerdo a los mecanismos de transferencia de calor

1.6 CLASIFICACIÓN DE ACUERDO A SU CONSTRUCCIÓN:

Según el tipo de construcción de los intercambiadores de calor se pueden clasificar en tubulares, de placa, de superficie extendida y regenerativos. También están disponibles equipos con otras formas de construcción como los de superficie escariada (raspada), calentador de tanque, enfriadores de cartucho, entre otros, sin embargo, estos equipos pueden incluirse en el rubro de los intercambiadores tubulares, pero debido a que éstos poseen configuraciones peculiares que los diferencian de los tubulares convencionales, se prefiere estudiarlos como un tipo diferente.

Para estudiar más detalladamente sobre cada uno de estos equipos, puede consultar: *"Classification of Heat Exchangers" (SHAH R.K. 1981)*.

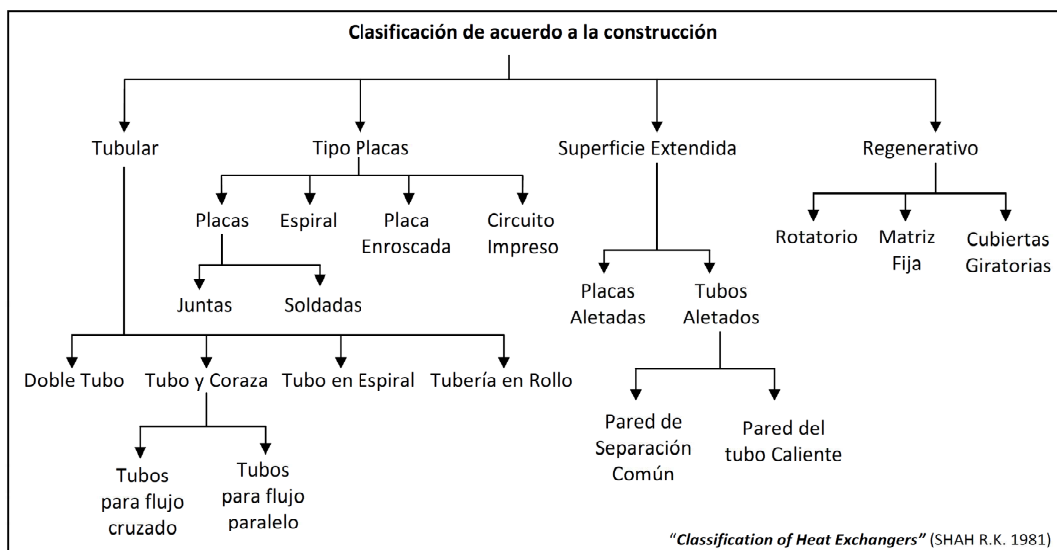


FIGURA 1. 4 Clasificación de los intercambiadores de calor de acuerdo a su construcción



Debido a que la propuesta del intercambiador de calor presentada en este trabajo es de un modelo tubular, específicamente de un equipo de tubo y coraza, se ha decidido dar preferencia a la descripción detallada de los elementos que conforman estos intercambiadores de calor así como algunas de sus aplicaciones más comunes en la industria, con la finalidad de que el lector tenga presente tanto las características geométricas como de operación que se considerarán, en capítulos posteriores, para el diseño de este equipo.

1.7 INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBULARES:

Estos intercambiadores son construidos generalmente con tubos circulares, aunque se han empleado tubos elípticos, rectangulares, tubos aletados y tubos torcidos en aplicaciones especiales.

Cabe mencionar que estos equipos presentan una considerable flexibilidad en el diseño debido a que la geometría del núcleo se puede variar fácilmente cambiando el diámetro, la longitud y la disposición de los tubos, traduciéndose en una importante ventaja de adaptabilidad del equipo para diversas aplicaciones, siempre y cuando la variación de los parámetros operacionales no varíe significativamente.

Los intercambiadores de calor tubulares pueden diseñarse para trabajar con altas presiones en relación con la presión atmosférica así como con diferencias de presión entre los fluidos considerablemente altas. Estos tipos de intercambiadores son empleados en aplicaciones de transferencia de calor principalmente con fluidos líquido-líquido y líquido-con cambio de fase (condensación o evaporación), sin embargo se han empleado con gas-líquido y gas-gas en aplicaciones donde la temperatura de operación y las presiones de trabajo son muy altas o donde el ensuciamiento es un problema severo en al menos de un lado del fluido y ningún otro tipo de intercambiador pueda trabajar bajo esas condiciones. Los intercambiadores tubulares pueden, a su vez, clasificarse en coraza y tubo, en doble tubo y en tubo en espiral, todos ellos se consideran de superficie principal exceptuando aquellos intercambiadores que poseen aletas tanto en el exterior de los tubos como en el interior, denominadas superficies mejoradas.

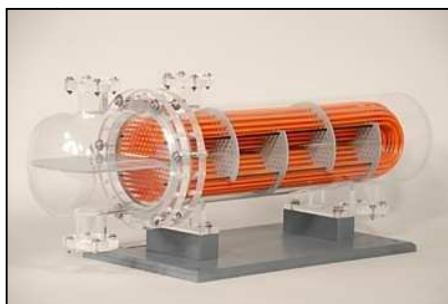


FIGURA 1.5 Intercambiador de calor de tubo y coraza con deflector longitudinal de dos pasos tubulares y cinco pasos de carcasa, fabricado en acrílico. (Cortesía de Design Assistance Corporation, DAC)

1.8 INTERCAMBIADOR DE TUBO Y CORAZA

El intercambiador de tubo y coraza se muestra en la FIGURA 1.6, es construido mediante un conjunto de tubos dispuestos en forma lineal o escalonada, montados en una carcasa de forma cilíndrica con el eje de los tubos en forma paralela al de la coraza. En estos equipos un fluido circula en el interior de los tubos mientras que el otro lo hace por la superficie exterior de éstos, ya sea transversal o longitudinalmente. Los elementos principales de este tipo de intercambiadores son los tubos (o arreglo³ de tubos), la coraza, cabezales de distribución frontal y trasero, los deflectores y las placas tubulares o espejos. Son los intercambiadores más empleados en la industria de procesos y pueden usarse en múltiples funciones.

³ Se conoce como arreglo de tubos al ensamble de tubos, deflectores (transversales y longitudinales), espejos y placas de soporte. El arreglo de éstos determina el diámetro de la coraza, además de influir en el número de pasos tanto por los tubos como por la envoltura.

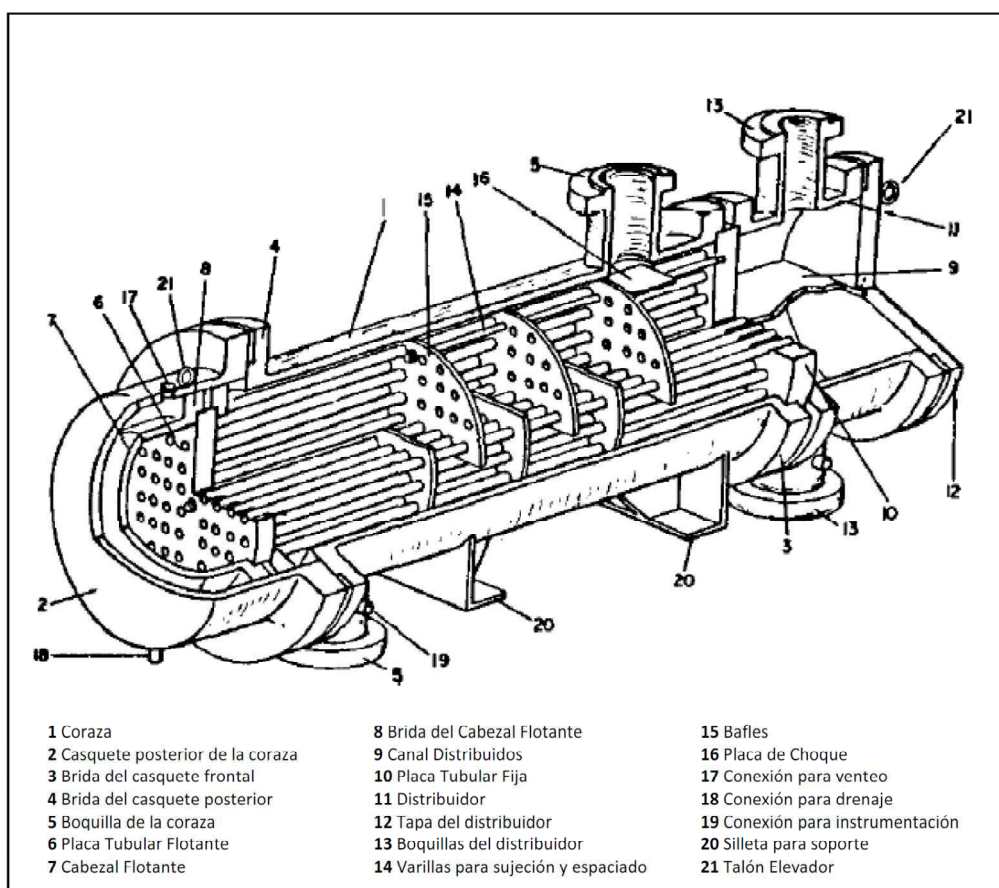


FIGURA 1. 6 Componentes principales en un intercambiador de calor de tubo y coraza. (De “Chemical Process Equipment, Selection and Design”, Wallas 1990)

Los intercambiadores de calor de tubo y coraza han sido clasificados extensamente y construidos de acuerdo a los estándares de la Asociación de Fabricantes de Intercambiadores Tubulares (TEMA⁴ por sus siglas en inglés), al Instituto Alemán de Normalización (DIN por sus siglas en alemán) y bajo otros estándares europeos, también bajo los códigos de calderas y contenedores presurizados de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME).

Para poder especificar el diseño, la fabricación y los materiales a usar en un intercambiador de calor, TEMA establece tres estándares enfocados a la construcción mecánica, a su operación y al mantenimiento que requerirán estos equipos. Éstos son:

- | | |
|---------|---|
| CLASE R | Para aplicaciones en condiciones severas de petróleo y procesos relacionados. |
| CLASE C | Para aplicaciones en procesos comerciales. |
| CLASE B | Para servicio en procesos químicos. |

⁴ TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc.) es una asociación comercial de los principales fabricantes de intercambiadores de calor de tubo y coraza. Han sido pioneros en la investigación y desarrollo de estos equipos por más de sesenta años. Las normas de esta asociación han logrado aceptación en todo el mundo y se han convertido en una autoridad en cuanto al diseño mecánico de los intercambiadores de calor de tubo y coraza.



Estos estándares se toman en cuenta bajo ciertas limitaciones como son:

- Diámetro interno de la carcasa
- Presión
- Relación (diámetro interno carcasa)*(presión)

La intención de cumplir con estos parámetros es limitar el diámetro de los pernos utilizados en el ensamblaje del equipo y el espesor de la carcasa.

1.8.1 Configuraciones de los intercambiadores de tubo y coraza

Estos intercambiadores de calor cuentan con una variedad de construcciones internas diferentes dependiendo la tasa de transferencia de calor deseada, la caída de presión así como de los métodos empleados para reducir los esfuerzos térmicos, para prevenir fugas, proporcionar la facilidad de limpieza, para prevenir la corrosión, entre otros factores a considerar.

Los intercambiadores de calor se construyen cumpliendo con el *Código de Calderas y Contenedores Presurizados, sección VIII, 1998* de la ASME; los estándares de la TEMA complementan dichos códigos y definen normas para las aplicaciones de los intercambiadores de calor.

TEMA ha desarrollado un sistema de notación para designar los principales tipos de intercambiadores de calor de tubo y coraza. En dicho sistema se designa a cada intercambiador mediante una combinación de tres letras que definen completamente al equipo. La primera de éstas representa el tipo de cabezal de distribución frontal o estacionario empleado, la segunda letra es la indicativa del tipo de coraza y la tercera se refiere al tipo de cabezal del extremo posterior.

Para la especificación de las medidas del intercambiador, se tiene un sistema de designación basado en el diámetro interno de la carcasa en milímetros (o pulgadas), seguido por la longitud nominal de los tubos en pulgadas y las letras que designen al cabezal anterior, la coraza y el cabezal posterior respectivamente. Por lo tanto la descripción completa de estos equipos es como sigue:

Diámetro de la carcasa / longitud tubos XXX ; donde XXX son las tres letras que lo definen. Así, por ejemplo, un intercambiador **23/192 CEN**, tiene una coraza con un diámetro interno de 23 pulgadas, tubos nominales de 16 pies (o 192 pulgadas), de espejo fijo con cabezal estacionario C, coraza de un solo paso E y cabezal posterior N como parte integrante de los espejos.

Los intercambiadores de tubo y coraza son usados ampliamente en la industria por las siguientes razones: se diseñan a la medida para prácticamente cualquier capacidad y condiciones de funcionamiento, tanto para presiones de vacío como para grandes presiones (superiores a 100 MPa) y para cualquier diferencia de temperatura y presión entre los fluidos de trabajo, cuya única limitante es la resistencia de los materiales de construcción. Éstos pueden diseñarse para condiciones especiales de operación: vibración, suciedad pesada, fluidos altamente viscosos, erosión, corrosión, toxicidad, radioactividad, mezclas de multicomponentes, etc. Son los intercambiadores de calor más versátiles y pueden fabricarse con materiales metálicos o no metálicos (como grafito, vidrio y teflón) y con un rango de tamaños muy variado, desde pequeños (0.1 m^2 de área superficial) hasta gigantes (por arriba de los 10^5 m^2 de área superficial).



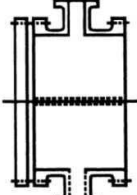
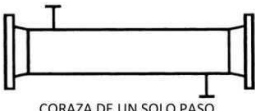
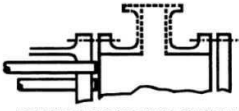
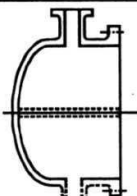
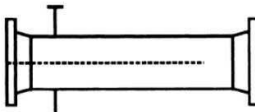
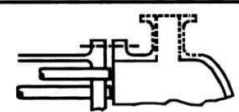
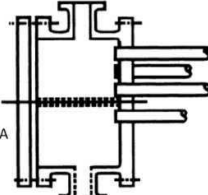
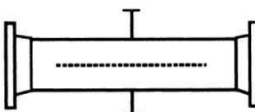
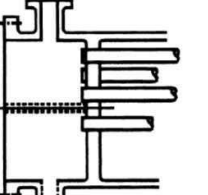
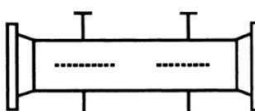
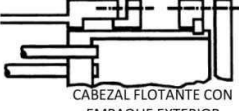
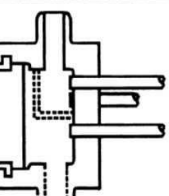
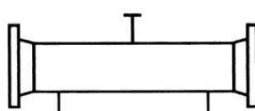
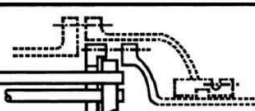
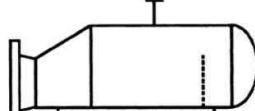
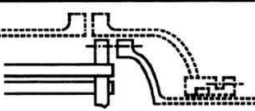
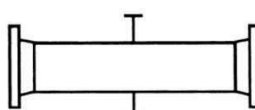
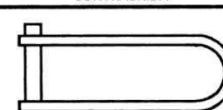
TIPOS DE CABEZAL ESTACIONARIO, EXTREMO FRONTAL		TIPOS DE CORAZAS		TIPOS DE CABEZALES EXTREMO POSTERIOR	
A	 CANAL Y CUBIERTA DESMONTABLE	E	 CORAZA DE UN SOLO PASO	L	 DE ESPEJO FIJO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "A"
B	 CASQUETE CUBIERTA INTEGRADA	F	 CORAZA DE DOS PASOS CON DEFLECTOR LONGITUDINAL	M	 DE ESPEJO FIJO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "B"
C	 SÓLO HAS DE TUBOS DESMONTABLE CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE	G	 CORAZA DE FLUJO PARTIDO	N	 DE ESPEJO FIJO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "N"
N	 CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE	H	 CORAZA DE FLUJO PARTIDO DOBLE	P	 CABEZAL FLOTANTE CON EMPAQUE EXTERIOR
D	 CIERRE ESPECIAL DE ALTA PRESIÓN	J	 CORAZA DE FLUJO DIVIDIDO	S	 CABEZAL FLOTANTE CON DISPOSITIVO DE APOYO
		K	 REHERVIDOR DE CALDERA	T	 CABEZAL FLOTANTE SIN CONTRABRIDA
		X	 FLUJO CRUZADO	U	 HAZ DE TUBO EN "U"
				W	 ESPEJO FLOTANTE SELLADO EXTERNAMENTE

FIGURA 1. 7 Tipos de carcasas y cabezales. (Obtenido de TEMA Standards, heat exchanger 8th Edition, 1999)



1.8.2 Componentes principales de los intercambiadores de calor de tubo y coraza

A continuación se describen brevemente las partes principales de los intercambiadores de calor de tubo y coraza.

▪ **Tubos**

Los tubos son los elementos básicos de los intercambiadores de calor de tubo y coraza. Estos elementos proveen la superficie de transferencia de calor entre los fluidos que van dentro y fuera de ellos.

Se utilizan básicamente tubos circulares en este tipo de intercambiadores, los más comunes son los tubos rectos y en forma de “U”, empleados en equipos de potencia y de procesos industriales. Sin embargo hay equipos con configuraciones peculiares como los tubos en forma de onda sinusoidal, en forma de “J” y “L” usados en intercambiadores de plantas nucleares para dar cabida a la gran expansión térmica de los tubos.

Los tubos metálicos generalmente van sin costura aunque en algunos casos ésta es aceptable. Los materiales de los que están fabricados son acero al carbón, aceros de baja aleación, acero inoxidable, cobre, cuproníquel, inconel, aluminio o titanio y algunos otros materiales para aplicaciones especiales.

Los tubos pueden ser lisos o aletados. Los tubos lisos son los que comúnmente se utilizan en estos equipos, sin embargo, los tubos aletados (también llamados de superficie mejorada), se emplean cuando el fluido del lado de la carcasa tiene un coeficiente de transferencia de calor mucho menor al interno. Las superficies aletadas proveen un aumento en el área de transferencia de calor, aproximadamente el doble o triple que un tubo liso y esto ayuda a compensar el bajo coeficiente de transferencia de calor. Este tipo de geometrías se muestran en la FIGURA 1.8 y en la FIGURA 1.9.

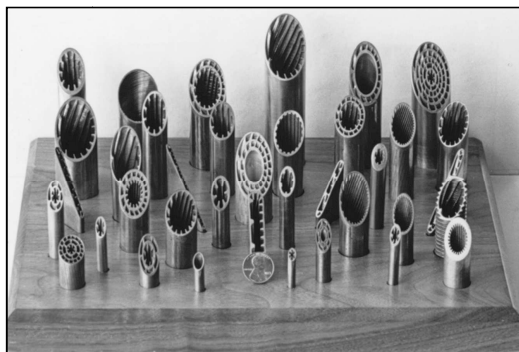


FIGURA 1. 8 Diversas configuraciones de Tubos aletados internamente. (Cortesía de Forged-Fin Division, Noranda Metal Industries, Inc., Newtown, CT., Obtenido de “*Classification of Heat Exchangers*”, SHAH R.K. 1981)



FIGURA 1. 9 Tubos aletados externamente. (Cortesía de Cemal Airco-Fin Group manufactures)



Las dimensiones comunes de tubos para intercambiadores de calor son $\frac{3}{4}$ " y 1" de diámetro exterior. Los de $\frac{5}{8}$ " y $\frac{1}{2}$ " se utilizan en intercambiadores con aplicación a la refrigeración y otros sistemas de diseño especial.

En general, cuando se diseña la distribución de los tubos en un intercambiador lo que se busca es obtener una mayor área de transferencia con los tubos contenidos en un área seccional dada, pero a su vez permitir la limpieza interior y exterior de los tubos. Cuando se requiere un mantenimiento interno, los diámetros no deben ser menores de $\frac{3}{4}$ " debido que se dificulta en gran medida dicha limpieza.

La longitud de los tubos está dada por la disponibilidad comercial y va en dimensiones de 8, 10, 12, 14, 16, 20 y 24 pies normalmente, aunque en diseños especiales se pueden extender hasta 48 pies. Otros factores que afectan la longitud de los tubos son la disponibilidad de espacio en las plantas y restricciones en la caída de presión.

Usualmente conviene seleccionar tubos largos, ya que el diseño resultante es más económico que uno de tubos cortos con área equivalente.

▪ **Placa de tubos (espejos)**

Las placas de tubos o espejos son placas circulares de metal que son barrenadas, ranuradas y acondicionadas para colocar los tubos, los empaques, las barras separadoras y el círculo de tornillos para que se acople con la envolvente. Los tubos son sostenidos en su lugar al ser insertados en los orificios practicados a los espejos y posteriormente son expandidos o soldados a éste. Los orificios de la placa de tubos no pueden taladrarse muy cerca uno del otro ya que se debilitaría estructuralmente el cabezal de tubos o espejos. La placa de tubos además de cumplir con los requerimientos mecánicos, debe soportar el ataque corrosivo por parte de ambos fluidos y debe ser químicamente compatible con el material de los tubos. Por lo general están hechas de acero de bajo carbono con una capa delgada de aleación metalúrgica anticorrosiva.

Las juntas de los tubos constituyen la zona más propensa a presentar goteos de un fluido a otro y, en algunos casos, este goteo puede contaminar el proceso completamente. Una solución a este problema consiste en colocar una placa de tubos doble con la separación entre ellas abierta a la atmósfera, de manera que se detecte un derrame de cualquiera de los fluidos.



FIGURA 1. 10 Placa de tubos o espejos

"Se permiten diseños con espejos triples para permitir que cada fluido fugue a la atmósfera sin mezclarse e incluso diseños más exóticos con cámara de gas inerte y/o sistemas de recirculación de fugas utilizadas en caso de riesgo externo o por el gran valor de los fluidos manejados"⁵.

⁵ ORTIZ GARCÍA, Edgar. *Programación modular aplicada al diseño de intercambiadores de calor*. México, 2005. Presentada en la Universidad Nacional Autónoma de México para la obtención del grado de Ingeniero Químico.

▪ Deflectores (*baffles* o *mamparas*)

Usualmente se instalan deflectores (placas) del lado de la carcasa, bien sea transversal o longitudinalmente.

Los deflectores longitudinales se usan cuando se requieren dos o más pasos por la carcasa, se conocen también como *divisores de paso*. El arreglo de los divisores de paso en un intercambiador de pasos múltiples es aleatorio, aunque se trata de colocar un número aproximadamente igual de tubos por paso para minimizar la diferencia de presión, complejidad de fabricación y costo. El divisor de pasos debe ajustar perfectamente en los surcos de la placa de tubos y en el cabezal para minimizar la posibilidad de derrame de una división a otra, lo que traería como consecuencia un serio deterioro en el funcionamiento del intercambiador. Los deflectores longitudinales pueden ser de diseño removible o soldado. Los primeros se emplean con cabezales flotantes y requieren de bandas de sello flexibles o un dispositivo entre el deflector y la carcasa que evite la fuga de fluido. Los segundos se usan con cabezales fijos y no requieren de juntas de expansión⁶.

Los deflectores transversales se emplean para soportar los tubos evitando así el pandeo y vibración y para incrementar el coeficiente de transferencia de calor del fluido ya que, variando la distancia entre baffles, el diseñador puede modificar (en ciertos intervalos) la velocidad del fluido por la coraza, induciendo turbulencia. Esto también altera la caída de presión. Los deflectores transversales pueden ser segmentados con o sin tubos en la ventana, multisegmentados o de disco y anillo. Los deflectores segmentados son los más comunes pero cuando la caída de presión del lado de la carcasa es elevada, ésta se puede reducir considerablemente al usar deflectores multisegmentados doble o triple. En todos los casos, el espacio abierto en el deflector por donde pasa el fluido de la carcasa de un deflector a otro, se denomina ventana del deflector. La altura de la ventana expresada como un porcentaje del diámetro de la carcasa, se denomina corte del deflector. Para deflectores segmentados el corte está entre 15-40% (el mejor resultado se obtiene con 25% de corte).

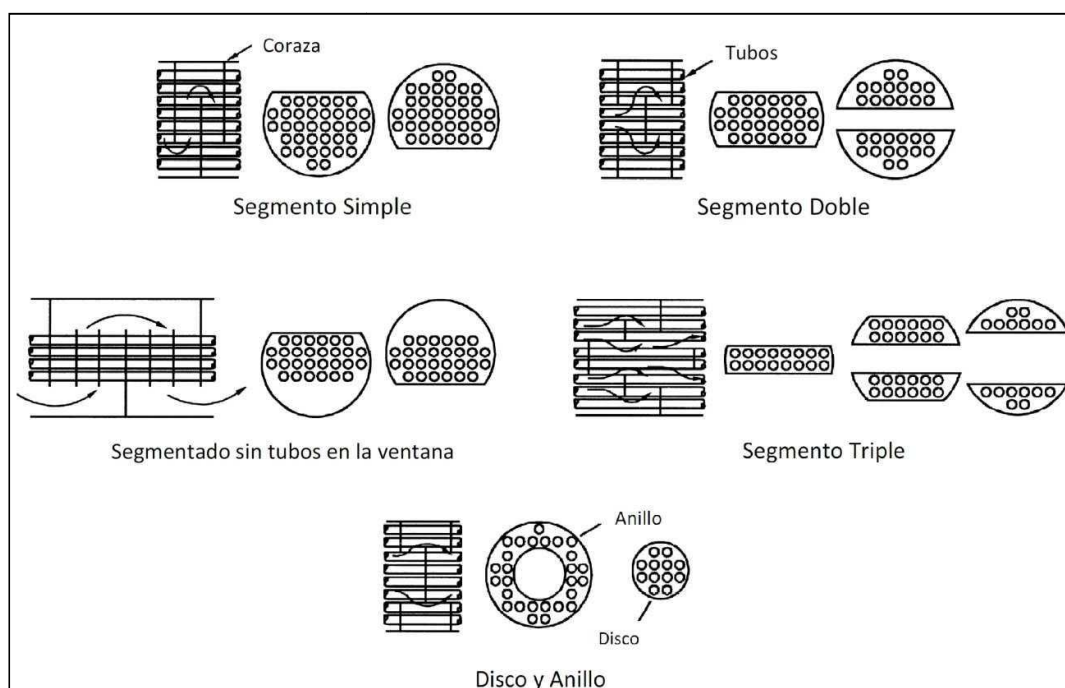


FIGURA 1. 11 Tipos de deflectores transversales. (Obtenido de "Classification of Heat Exchangers", SHAH R.K. 1981)

⁶ Ibid., pp. 1.2-8.



▪ **Carcasa (envolvente o coraza)**

La carcasa es el contenedor del fluido exterior⁷, normalmente es de sección transversal circular, y es fabricada de acero de bajo carbono aunque pueden construirse de otras aleaciones, especialmente, cuando se debe cumplir con requerimientos de altas temperaturas o corrosión.

Si el diámetro de la envolvente es menor que 0.6 metros se pueden ocupar tubos convencionales (cédula específica) para cumplir estas funciones, en caso de necesitarse dimensiones mayores, la envolvente se fabrica a partir de placas metálicas por medio de una técnica llamada rolado y se sueldan longitudinalmente.

La carcasa posee unas boquillas que constituyen las vías de entrada y salida del fluido. La boquilla de entrada por lo general tiene una placa de impacto. Para impedir que el flujo pegue directamente y a altas velocidades en la hilera superior de los tubos, ya que este impacto podría causar erosión, cavitación y/o vibración. Para colocar esta placa y no reducir considerablemente el área de flujo a la entrada de la carcasa, puede que sea necesario omitir algunos tubos o tener una expansión en la boquilla donde se une a la carcasa. De lo contrario, el fluido podría acelerarse provocando una caída de presión excesiva.

Como se mencionó anteriormente existen 6 arreglos estandarizados de carcasas en las normas TEMA clasificados como E, F, G, H, J y X, los que son aplicables a cualquier tipo de intercambiador, en la TABLA 1.1 se da una explicación de cada una de ellas.

TABLA 1.1 Consideraciones para seleccionar el tipo de carcasa⁸

TIPO	DESCRIPCIÓN	CONSIDERACIONES DE SELECCIÓN
E	Un solo paso	La coraza tipo E es la más común debido a su simplicidad, por su economía y por ser, térmicamente, la más eficiente. Las boquillas de entrada y salida están ubicadas en extremos opuestos o adyacentes de la carcasa, dependiendo del tipo y número de deflectores empleados.
F	Dos pasos con deflector longitudinal	El flujo en dos pasos permite una mejor transferencia de calor que en la coraza de un paso debido a que el comportamiento del fluido en la sección de la carcasa se asemeja mucho al flujo en contracorriente. A fin de evitar un deflector longitudinal considerablemente grueso, la caída de presión del líquido en la sección de la coraza no debe superar los 70 KPa. El rango de temperatura en el cual puede trabajar esta coraza está limitado a 175°C con el fin de evitar las fugas de calor a través del deflector, así como reducir los esfuerzos térmicos en la coraza, el espejo y en el deflector.
G	Flujo partido	Estos equipos se emplean comúnmente en operaciones que involucran cambio de fase de los fluidos de trabajo, tanto en condensación como en evaporación con la finalidad de reducir la caída de presión (la mitad del fluido del lado de la carcasa atraviesa la misma área transversal y sólo la mitad de la longitud del intercambiador) y aumentar la tasa de transferencia de calor.
H	Flujo partido doble	
J	Flujo dividido	
X	Flujo Cruzado	
K	Rehervidor de caldera (Tipo Kettle)	Este tipo de coraza se emplea normalmente en servicios que involucran evaporación y ebullición. Los tubos sólo ocupan la sección de coraza de menor diámetro, de manera que queda un espacio (especie de barriga) para la fase de vapor. Esta coraza tiene la ventaja de poseer una gran longitud, lo que favorece la transferencia de calor y la separación de vapor. En el caso de condensación, este espacio puede estar ocupado por los gases incondensables que de otra manera dificultarían el proceso de intercambio de calor con el fluido contenido en los tubos.

⁷ El fluido que transita por el interior de los tubos se denota como fluido tubular mientras que aquel que se desplaza por la envolvente se denota como fluido de coraza.

⁸ GONZÁLEZ-MENDIZABAL, Dosinda. *Guía de intercambiadores de calor: tipos generales y aplicaciones*. Venezuela, 2002. Presentado en la Universidad Simón Bolívar, pp. 1.2-7.



▪ **Cabezales de distribución**

Corresponden a la parte del intercambiador que permite la distribución del fluido que viaja por los tubos. Existen dos tipos de cabezales: los anteriores (fijos) y los posteriores (fijos o móviles). La facilidad de acceso a los tubos es el factor que gobierna la selección del cabezal fijo, mientras que la necesidad de limpieza, el estrés térmico, los posibles problemas de empacaduras, el goteo y el costo, son factores que influyen en la selección del cabezal posterior.

a) Cabezales anteriores o fijos

Hay dos tipos básicos de cabezales fijos: los tipo canal (nomenclatura A, C, N) y los tipo casquete (B y D).

TABLA 1.2 Consideraciones para seleccionar el cabezal estacionario del extremo frontal⁹

TIPO	DESCRIPCIÓN	CONSIDERACIONES DE SELECCIÓN
A	Canal y cubierta desmontable	Es el tipo de cabezal más común empleado en los intercambiadores de tubo y coraza. Consisten en ductos cilíndricos con bridas a ambos extremos, una de ellas es atornillada a una cubierta plana y la otra a la placa de los tubos o a otra brida en el extremo de la carcasa. Se utiliza con la placa tubular (espejo) fija, con tubos en arreglo rectos o en "U". Este tipo de cabezal se emplea cuando es frecuente la limpieza interna de los tubos, ya que el arreglo de éstos puede ser extraído.
B	Casquete con cubierta integrada	El tipo B consiste en un barril cuyo fondo tiene forma de sombrero y del otro lado tiene una brida que permite el atornillado a la placa de los tubos o a la carcasa. Se emplea en operaciones que requieren poco mantenimiento de los tubos debido al ensuciamiento. Se utiliza con la placa de tubos fija, con tubos en arreglo "U" o rectos, el banco de tubos es removible. Estos equipos son más económicos que los del tipo A.
C	Canal integrado con espejo y cubierta desmontable	Son similares a los atornillados pero sólo un extremo posee bridas, las que son atornilladas a una cubierta plana. El otro extremo está soldado a la placa de los tubos o a la carcasa. Como el canal y la cubierta de tubos forman una unidad, el haz no puede ser extraído, lo que dificulta la limpieza. Los canales soldados son más baratos que los atornillados, ya que sólo poseen una brida en vez de dos, además son seleccionados para servicios con altas presiones y/o fluidos letales, dado que poseen un mínimo de juntas externas. Se pueden emplear en intercambiadores con varios tipos de espejos así como en rehervidores.
N	Canal integrado con espejo y cubierta desmontable	El tipo N es ideal para operaciones que presentan bajo ensuciamiento del lado de la carcasa, el cual puede ser controlado con limpieza química, ya que al igual que el tipo C, el canal y la cubierta de tubos forman una unidad, por lo que el haz no puede ser extraído, lo que dificulta la limpieza mecánica. No se recomienda usar con tubos en "U" o con cabezales flotantes porque se dificulta el mantenimiento.
D	Cierre especial de alta presión	Este es un cabezal especial para manejar altas presiones de trabajo. Se usa cuando la presión de diseño en la sección de los tubos excede los 10,340 KPa.

⁹ Ibid, pp. 1.2-7.

a) Cabezales posteriores

Estos cabezales pueden ser de tres tipos principales: fijos, flotantes¹⁰ o tubos en "U". Los cabezales fijos (L, M y N, de acuerdo a la nomenclatura propuesta por TEMA) constituyen un sistema rígido ya que la placa de los tubos está adherida a la carcasa, razón por la cual a los intercambiadores con este tipo de cabezales se les denomina como tipo caja. Este tipo de cabezales tienen la limitante de que los materiales de los tubos y la carcasa no pueden absorber movimientos diferenciales (como vibraciones y/o expansión o contracción térmica), por esta razón, la diferencia de temperatura entre los tubos y la coraza debe ser inferior a 38 °C. Si se emplea una junta de expansión ó junta de dilatación en la carcasa se puede elevar esta diferencia a 65 °C¹¹. En el caso de que el gradiente de temperaturas entre los fluidos sea mayor a estos rangos, lo ideal utilizar cabezales de distribución móviles o "flotantes", ya que así se eliminan los esfuerzos entre los tubos y la coraza. Otra ventaja de usar cabezales flotantes es que se facilita el mantenimiento de los tubos al poder remover completamente el haz de tubos para realizar la limpieza mecánica correspondiente.

Los intercambiadores con tubos en "U" están formados por tubos que se doblan en forma de U y se rolan después en la tapa (espejo o cabezal de tubos). Los tubos pueden dilatarse libremente, eliminando la necesidad del cabezal de tubos flotante, la tapa del cabezal, la brida de la coraza y la tapa removible de esta última. El diámetro más pequeño al cual se puede doblar un tubo sin deformar su diámetro exterior en un doblez en U es de tres a cuatro veces el diámetro exterior del tubo. Esto significa que es necesario omitir algunos tubos en el centro del haz, dependiendo de la distribución.

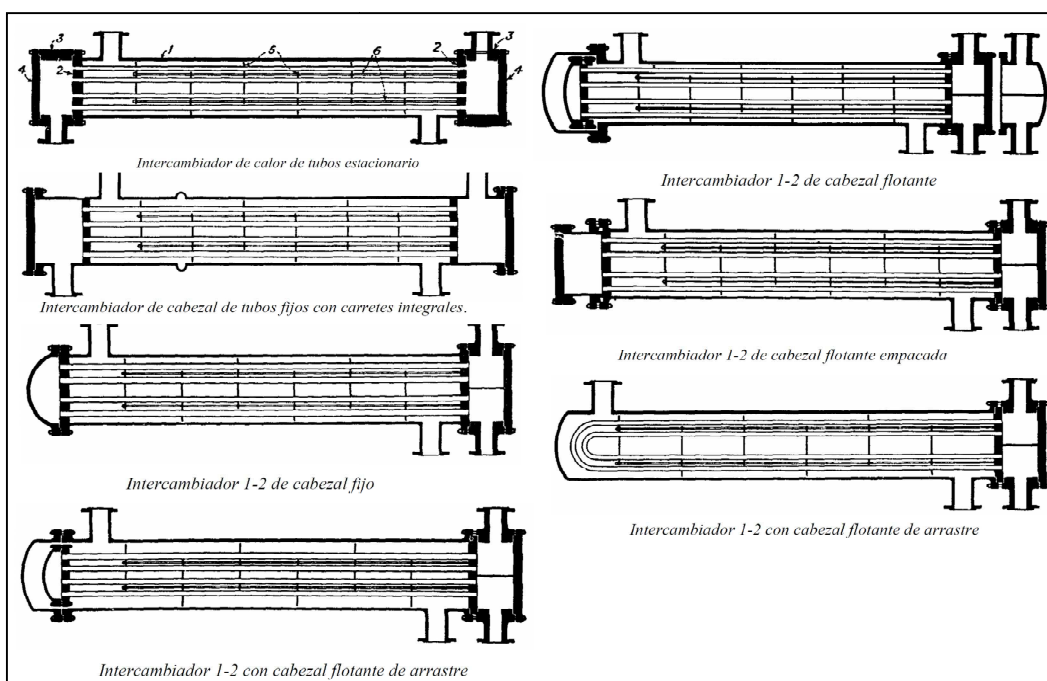


FIGURA 1. 12 Diferentes cabezales de distribución en los Intercambiadores de calor de tubo y coraza. (Obtenido de Thermoequipos C.A.)

¹⁰ Los cabezales flotantes son denominados así ya que mientras el fijo se encuentra adherido a la carcasa, éstos se encuentran virtualmente flotando dentro de la misma, permitiendo de esta forma la extracción completa del haz de tubos y la ocurrencia de movimientos diferenciales entre los tubos y la carcasa.

¹¹ Ibid, pp. I.2-11.



TABLA 1.3 Consideraciones para seleccionar el cabezal del extremo posterior¹²
(Obtenido de TEMA, 1999)

TIPO	DESCRIPCIÓN	CONSIDERACIONES DE SELECCIÓN
L	Espejo fijo, como el cabezal estaciona-rio "A"	Se utiliza con los intercambiadores de placa tubular fija cuando el mantenimiento de los tubos exige una limpieza mecánica.
M, N	Espejo fijo, como el cabezal estaciona-rio "B" Y "N"	Se emplea, si es necesario, con los intercambiadores de placa tubular fija cuando el mantenimiento de los tubos exige una limpieza química. Si se usa una placa de tubos fija el gradiente térmico debe ser bajo a fin de prevenir la expansión o contracción térmica.
P	Cabezal flotante con empaque exterior	Este equipo está limitado a usar bajas presiones y fluidos no letales debido a que en las uniones pueden presentarse fugas, especialmente cuando se trabaja con hidrocarburos y fluidos tóxicos.
S, T	Cabezal flotante con dispositivo de apoyo y sin contrabrida	Son diseños de paquete desmontable. La cabeza flotante en un tipo "S" tiene un anillo de respaldo dividido que reduce los requisitos de diámetro del depósito y mantiene una alta eficiencia térmica. Cuando se esperan condiciones térmicas severas de intercambio, la placa tubular flotante (cabezal S) es la más utilizada, pues permite su movimiento con la expansión térmica. Como existe una junta interna, este cabezal es propenso a sufrir fugas, por lo tanto su presión interior de diseño se ve limitada a 50 bares, aprox. En cuestión de mantenimiento, el tipo "T" es preferible debido a que reduce el tiempo necesario para las labores de mantenimiento del equipo ya que el acceso a los tubos es muy sencillo pues resulta más fácil de desmontar.
U	Haz de tubo en "U"	El banco de tubos en "U" permite una expansión térmica a bajo costo, sin embargo este equipo se emplea cuando los tubos no necesitan un mantenimiento mecánico, ya que esto resulta muy complicado.
W	Espejo flotante sellado externamente	El tipo W utiliza un paquete de juntas para separar los fluidos de los tubos y de la carcasa. Debido a que en las uniones pueden presentarse fugas, su uso se encuentra limitado a uno o dos pasos de tubos, bajas presiones y fluidos no peligrosos.

¹² Ibid, pp. I.2-7.



1.9 APLICACIONES DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CORAZA

Debe quedar claro que la función de los intercambiadores de calor es la transferencia de calor, donde los fluidos involucrados deben estar a temperaturas diferentes. Se debe tener en mente que el calor sólo se transfiere en una sola dirección, del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura. En los intercambiadores de calor de tubo y coraza los fluidos utilizados no están en contacto entre ellos, el calor es transferido del fluido con mayor temperatura hacia el de menor temperatura al encontrarse ambos fluidos en contacto térmico con las paredes metálicas que los separan¹³.

El equipo de transferencia de calor se define por las funciones que desempeña en un proceso:

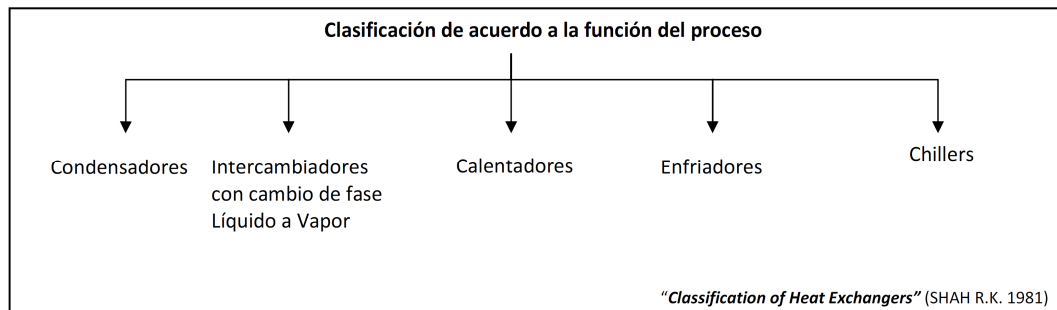


FIGURA 1. 13 Clasificación de los intercambiadores de calor de acuerdo a la función del proceso

Entre las principales razones por las que se utilizan los intercambiadores de calor se encuentran las siguientes:

- Calentar un fluido frío mediante un fluido con mayor temperatura.
- Reducir la temperatura de un fluido mediante un fluido con menor temperatura.
- Evaporar un fluido en estado líquido mediante un fluido con mayor temperatura.
- Condensar un fluido en estado gaseoso por medio de un fluido frío.
- Llevar al punto de ebullición a un fluido mientras se condensa un fluido gaseoso con mayor temperatura.

Algunas de las industrias en que se usan intercambiadores de calor son las siguientes:

INDUSTRIA ALIMENTICIA

- Pasteurización de la leche, la recepción de la leche, el tratamiento de la leche cultivada, crema de pasteurización, tratamiento de la mezcla de helado, tratamiento térmico de la leche del queso.
- Elaboración de la cerveza: ebullición de mosto, refrigeración del mosto, refrigeración de la cerveza, pasterización de la cerveza.
- En la pasteurización de la miel y el producto final, calentamiento de agua y el azúcar, disolución del producto final.
- En el procesamiento de Frutas, la pasteurización de jugos, néctares y concentrados, y el enfriamiento del producto final.
- Calefacción del agua, del jugo, del jarabe y de la melaza. Desmineralización y evaporación del jugo al fabricar azúcar.

¹³ JARAMILLO, O.A. [en línea] "**Intercambiadores de Calor**". México, Centro de Investigación en Energía, UNAM, Noviembre 2007. Dirección URL: <http://www.cie.unam.mx/>. [Consulta: 18 de marzo del 2011]



INDUSTRIA QUÍMICA

- Enfriamiento de salmuera, el tratamiento de petróleo.
- Productos de calefacción y refrigeración, chaqueta de agua de refrigeración, condensación.
- En refrigeración para condensar isobuteno y otros fluidos corrosivos.
- Para proveer el calor de tratamiento de crudo de petróleo y procesamiento de hidrocarburos.
- Para la deshidratación y disolución del petróleo crudo.
- Para la desulfurización y condensación de gases ácidos.
- Para la refrigeración del metanol, hidróxido de sodio.
- Para la refrigeración de la mezcla de reacción del óxido de propileno y del óxido de etileno.
- Como condensadores de propileno y precalentamiento de nafta.
- Para el precalentamiento de metanol, enfriamiento de formol, enfriamiento de agua en la fabricación del Formaldehído.
- En la refrigeración de la sal de nylon para la elaboración del Nylon.
- En la refrigeración del glicol para fabricar poliéster.
- Como chaqueta del reactor de agua de refrigeración para hacer PVC.
- Calefacción y refrigeración de ácido sulfúrico y clorhídrico.
- Calefacción de la solución del ácido fosfórico.
- En la industria química como enfriadores de Nitrógeno Líquido.
- Para Procesos químicos altamente corrosivos (manejo de ácidos y bases en bajas concentraciones).
- Los equipos de transferencia de calor que emplean tres fluidos son ampliamente usados en algunos procesos químicos, por ejemplo en sistemas de separación de aire, unidades de separación helio-aire, purificación y licuefacción de hidrógeno, sintetizar gas amoníaco, entre otros.

INDUSTRIA METALMECÁNICA

- Calentadores y enfriadores del revestimiento.
- En el enfriamiento precortado de la solución electrolítica y en el cebado de la pintura para la fabricación de tintes y colorantes.
- Para el enfriamiento del aceite lubricante del árbol de levas en motores de combustión.
- Se encuentran como radiadores en máquinas de combustión.
- En aplicaciones especiales y aeronáuticas.
- Para enfriar aceite en sistemas de lubricación o hidráulicos y en transformadores eléctricos.

INDUSTRIA ENERGÉTICA

- Calentadores de agua de alimentación en calderas.
- Para la refrigeración de circuitos de aislamiento.
- Tienen aplicaciones en plantas de cogeneración, aplicaciones geotérmicas.
- Para la refrigeración de aceite de lubricación, refrigeración del motores diesel, recuperación de calor, etc.
- Para el aislamiento de la torre de refrigeración y refrigeración natural.
- En sistemas de bomba de calor.
- Son usados ampliamente en procesos de intercambio de calor en refinerías de petróleo.
- Para calentar combustóleo en tanques de almacenamiento, fosas de recepción y estaciones de bombeo.
- Enfriadores de aceite en plantas de potencia.
- Aplicaciones de refrigeración y acondicionamiento de aire, para condensar refrigerantes.
- Como chillers (Intercambiadores de calor para enfriar agua con gas refrigerante) para unidades de agua helada.
- En aplicaciones de recuperación de calor residual de líquidos.
- Como torres de enfriamiento secas.
- Como post-enfriadores de compresores de aire (after - coolers).
- Los intercambiadores de calor se utilizan para el circuito secundario de refrigeración en centrales nucleares.



CONCLUSIÓN DEL CAPÍTULO 1

En este capítulo se revisó la manera en cómo podemos transferir la energía térmica de un fluido con alta temperatura a otro con menor temperatura, empleando los intercambiadores de calor, tomando en cuenta diversos aspectos, tales como el proceso de transferencia de calor, si éste es directo o indirecto, los mecanismos de transferencia de calor, la disposición de flujo, el número de fluidos que se pretenden involucrar en el proceso, el tipo de construcción de los equipos, la función del proceso y el tipo de fluido a manejar. Todas estas características hacen de los intercambiadores de calor equipos muy versátiles y esta cualidad no ha pasado desapercibida por casi todas las industrias que en sus procesos requieran variar la temperatura de algún fluido.

También en este capítulo inicial, se abordan de manera más específica, los intercambiadores de calor de tubo y coraza, debido a que, como ya se ha mencionado anteriormente, la propuesta de diseño realizada en este trabajo se orienta a estos equipos en particular, y con la finalidad de que el lector tenga presente algunos de los aspectos más relevantes que deben considerarse en el diseño, se presentan los elementos principales que conforman a los intercambiadores de calor de tubo y coraza.

En la parte final del capítulo se mencionan algunas aplicaciones de los equipos de transferencia de calor en cuatro industrias básicas cuyos productos son indispensables en la sociedad; éstas son: la industria alimenticia, la química, la metalmecánica y la industria energética; esto con el objetivo de recalcar la importancia de los intercambiadores de calor en diversas áreas de producción y que si alguna de estas industrias prescindiera de dichos equipos, el producto final se complicaría bastante o simplemente no se lograría de la manera deseada.



CAPITULO 2. GEOTERMIA

El objetivo de este capítulo consiste en mostrar un panorama general de la geotermia como una alternativa para la generación de energía eléctrica, así como en diversas aplicaciones de usos directos; todo ello debido a que la propuesta de diseño del intercambiador de calor se enfoca en aprovechar recursos geotérmicos y para ello será necesario explicar la clasificación de dichos recursos y sus características.

Como consecuencia, se ahondará en las condiciones de la geotermia en México explicando, someramente, las cuatro plantas geotérmicas del país y el potencial de generación de cada una de ellas, con la intención de que el lector conozca este tipo de energía y la manera en cómo se explota en México.

2.1 ENERGÍA GEOTÉRMICA

Las energías renovables se identifican claramente dado que en su proceso de transformación útil para el consumo no se agotan, al menos en la escala temporal humana. Algunas de estas fuentes son la eólica, la solar, la mareomotriz y la energía geotérmica. Estas energías renovables no convencionales generan en el medio ambiente consecuencias significativamente menores que las energías convencionales (hidráulica, petróleo, el cual además no es un recurso renovable), aportando de esta manera a la sustentabilidad ambiental de las políticas energéticas.

La energía geotérmica se define tradicionalmente como la energía natural de la Tierra, en forma de calor, que se encuentra atrapada bajo la superficie. La energía geotérmica puede aprovecharse de manera directa o convertida en otro tipo de energía como eléctrica o mecánica.

El calor en el interior de la Tierra se debe principalmente a dos fuentes: por un lado tenemos la energía calorífica atrapada desde el momento de la formación de la Tierra, proveniente de las profundidades de la corteza y del núcleo y por otro el calor denominado radiogénico, el cual es continuamente generado por el decaimiento¹⁴ de los isótopos radioactivos de larga vida como el uranio, el torio y el potasio contenidos en el interior del planeta. La interacción de estas fuentes de energía origina el denominado gradiente geotérmico, el cual se manifiesta principalmente con el incremento paulatino de la temperatura con respecto a la profundidad.

Desde los años ochentas, se han propuesto numerosas teorías que demuestran que no existe un equilibrio entre el calor radiogénico generado en el interior de la Tierra y el calor disipado al espacio desde ésta, y por tal razón, nuestro planeta se enfría gradualmente; sin embargo se ha estimado que el contenido total del calor de la Tierra, calculado a partir de una temperatura ambiente media estimada en 15°C, es del orden de 12.6×10^{24} MJ¹⁵, lo cual nos indica que el calor al interior del planeta es inmenso, sin embargo sólo una pequeña parte puede ser utilizada por la humanidad.

¹⁴ Cuando un átomo radiactivo se desintegra, las partículas que están dentro de él (neutrón, protón y electrón) dan origen a otras partículas. Las partículas alfa y beta y la radiación gamma son las más características de un fenómeno de radiación nuclear; también se emiten otras como positrones y neutrones.

El **decaimiento** de un átomo radiactivo se expresa como una reacción química, indicando número atómico y másico de cada una de las especies de la reacción. Estas reacciones se llaman reacciones nucleares, y tiene características distintas de las reacciones químicas comunes.

¹⁵ ARMSTEAD H. Christopher. "Energía Geotérmica", Editorial Limusa, Noriega Editores. 1993



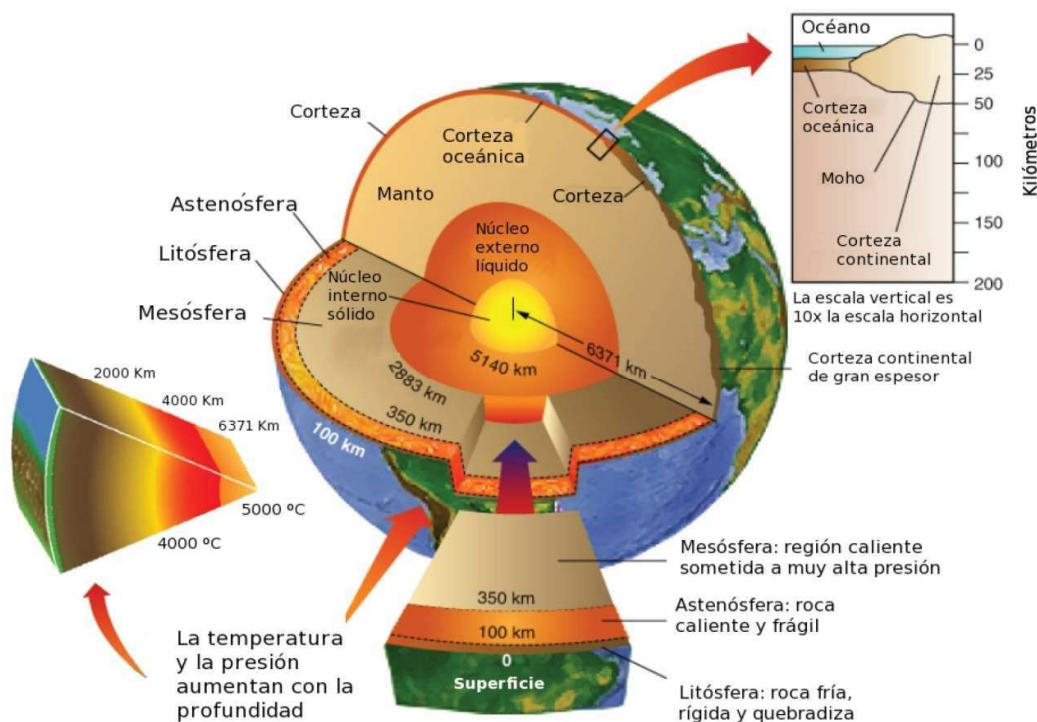
Estructura de la tierra

Como ya es sabido, la Tierra se conforma de tres capas principales, el núcleo, el manto y la corteza. El núcleo a su vez está dividido en dos secciones denominadas núcleo interno y núcleo externo. El núcleo interno se encuentra a una temperatura de $4,500^{\circ}\text{C}$ aproximadamente y se localiza de los 5,100 km de profundidad a los 6,371 km. Está constituido por minerales como hierro y níquel en forma sólida. A continuación se encuentra el núcleo externo, localizado desde los 2,900 km a los 5,100 km de profundidad. Esta sección se encuentra en un estado líquido compuesto de hierro, níquel y oxígeno. Su energía calorífica influye en el manto, en particular en las corrientes de convección.

Después del núcleo, se encuentra el manto desde los 70 a los 2,900 km de profundidad. Está constituido por rocas más densas, donde predominan los silicatos. Esta capa al igual que el núcleo se divide en dos secciones, manto inferior y manto superior.

El manto superior se prolonga hasta los 700 km de profundidad y se compone de hierro y silicatos de magnesio como el olivino y el inferior de una mezcla de óxidos de magnesio, hierro y silicio. El manto inferior tiene un grosor que va desde los 700 km hasta los 2900 km de profundidad. En la parte interna de esta capa, tanto la densidad como la velocidad aumentan de manera constante.

Finalmente tenemos a la corteza, con una profundidad de 70 km, cuyos elementos principales son el silicio, el oxígeno, el aluminio y el magnesio.



Copyright 1999 John Wiley and Sons, Inc. All rights reserved.

FIGURA 2. 1 Estructura de la Tierra
(Obtenido de: "Revista Digital Universitaria" 1 de Oct. Del 2010. Volumen 11. Número 10. ISSN: 1067-6079)

Es conocido que la temperatura en la tierra aumenta respecto a la profundidad, desde 1,000°C en la corteza hasta 4,500°C en el núcleo. Estas diferencias de temperaturas producen gradientes geotérmicos, lo que origina que el calor interno se transfiera hacia la superficie de la tierra. La transferencia de energía calorífica entre las capas de la tierra se lleva a cabo mediante tres mecanismos principales¹⁶, el flujo radioactivo, el conductivo y el convectivo. En el primero, la energía transita por radiación directa, en el segundo, el calor es transferido a través de las rocas sólidas en contacto mediante una diferencia de temperaturas y, en el tercero, la energía calorífica es transmitida hacia la superficie por el movimiento de roca fundida y por la circulación del agua a través de los poros y fracturas en el subsuelo.

Existen, sin embargo, otras fuentes internas de calor, no tan relevantes pero que podrían explicar de manera general, cantidades apreciables de energía. Éstas son, el calor liberado por las reacciones químicas exotérmicas que tienen lugar en la corteza terrestre, la fricción generada en las fallas, donde masas gigantes de rocas se deslizan unas contra otras debido al reajuste de esfuerzos tectónicos y finalmente, el calor latente liberado por la solidificación de las rocas fundidas al enfriarse¹⁷.

*“El lector podrá recordar, con base en la segunda ley de la termodinámica, que en presencia de desequilibrios, cualquiera que sea su naturaleza, por ejemplo: químico, térmico, bórico, etc., puede producir irremediablemente flujos de masa, calor o volumen, según sea el caso, en direcciones definidas: siempre irán de la zona de mayor a menor potencial”.*¹⁸

Pese a que esta energía se dispersa a lo largo de la corteza terrestre, existen ciertos lugares donde se presenta un mayor potencial geotérmico cerca de la superficie que puede o podría ser recuperado y explotado por el hombre. Estas zonas se localizan en donde se observan los mayores gradientes, es decir, en los límites de las placas tectónicas, de volcanes jóvenes, de fuentes termales y próximos a fallas geológicas.

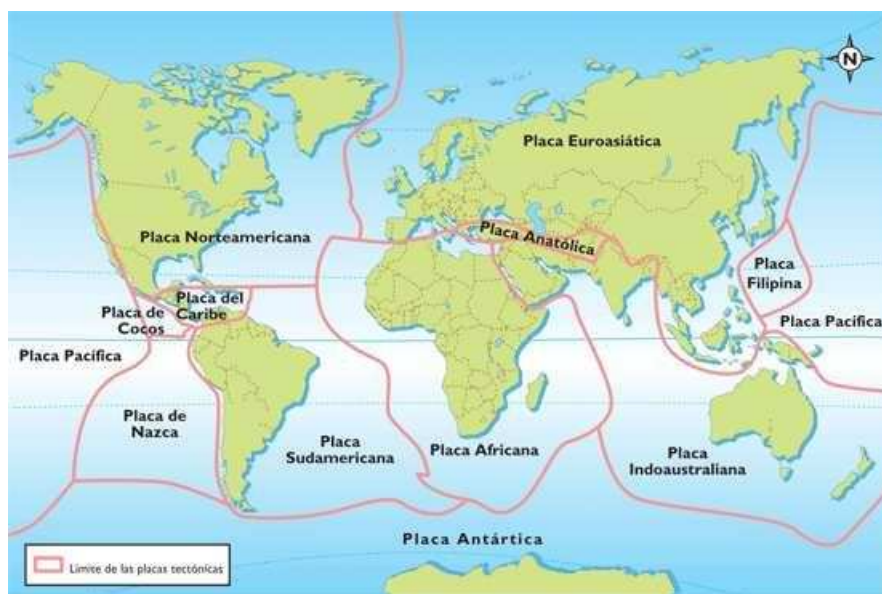


FIGURA 2. 2 Placas Tectónicas (obtenido de www.kalipedia.com)

¹⁶ TORRES RODRÍGUEZ, Vicente. “Geotermia en México”, Programa Universitario de Energía, 1993 UNAM, México.

¹⁷ ARMSTEAD H. Christopher. “Energía Geotérmica”, Editorial Limusa, Noriega Editores. 1993

¹⁸ TORRES RODRÍGUEZ, ibidem.



La característica más importante de estas localidades es que presentan gradientes importantes en sus propiedades físicas y químicas como temperatura, densidad, porosidad, permeabilidad, composición química, concentración de isótopos radioactivos, entre otras.

Estas condiciones son las que determinan la factibilidad de aprovechar la energía térmica del interior de la Tierra, sin embargo, como la única manera de acceder a estos sitios es mediante la perforación de pozos, la distancia desde la superficie terrestre al interior del planeta se convierte en el principal problema a resolver de la energía geotérmica y como el costo por metro se incrementa con la profundidad, en ocasiones resulta más costoso el proceso de perforación que lo recuperable por el calor netamente aprovechable. El estado de la tecnología actual ha limitado la exploración y desarrollo de la energía geotérmica a los primeros kilómetros de la corteza terrestre, permitiendo llegar a los tres kilómetros de profundidad, incluso a seis o siete kilómetros en medios que presentan condiciones muy favorables.

La energía geotérmica, por ende, se avoca a conocer tres parámetros principales: la cantidad de energía almacenada, la cantidad de energía recuperable y el grado de dificultad en la obtención de esa energía. Todo esto nos indica que la geotermia tiene un futuro prometedor; con las mejoras tecnológicas en el campo de la perforación de pozos y en el desarrollo de mejores sistemas para la detección de dichas zonas, se espera encontrar áreas con un flujo más grande de calor y poder llegar a distancias cada vez mayores y lograr aprovechar una mayor cantidad de calor cortical a un menor costo, tal que en determinado momento seamos capaces de sustituir la energía de combustión por este tipo de energía para satisfacer la demanda energética de la población mundial.

2.2 SISTEMAS O YACIMIENTOS GEOTÉRMICOS

Como se mencionó anteriormente, existen zonas cerca de la corteza terrestre en las que se presentan condiciones favorables para el aprovechamiento del flujo de calor que transita desde el interior de la tierra hacia la superficie. A estos lugares se les conoce como yacimientos o pozos geotérmicos.

Un yacimiento geotérmico se compone básicamente por los siguientes elementos:

Reservorio o Acuífero

Están formados básicamente por grandes volúmenes de roca que se encuentran a muy altas temperaturas con alta permeabilidad¹⁹ y alta porosidad²⁰, en cuyas cavidades o poros se encuentra atrapada una importante cantidad de agua.

En algunos casos la permeabilidad se debe a la fractura de rocas impermeables, a esto se le llama permeabilidad secundaria.

El fluido que existe en los sistemas hidrotermales tiene su origen como agua meteórica (agua de lluvia, hielo o de nieve). El agua se infiltra lentamente en la corteza terrestre en las denominadas zonas de recarga, es decir, en las zonas donde se produce el afloramiento de la capa permeable. Esta agua fluye a través de poros y fracturas de las rocas, penetrando varios kilómetros de profundidad en donde es acumulada y calentada por rocas calientes, interacción que puede alcanzar en ocasiones temperaturas de hasta 500 °C.

¹⁹ La permeabilidad es la medida de la capacidad de las rocas para transmitir fluidos como resultado de las diferencias de presión. El flujo toma lugar en los poros, entre los granos de los minerales y en los espacios creados por fracturas y fallas.

²⁰ La porosidad es el término dado a la fracción de espacios vacíos en un volumen de roca. La porosidad interconectada proporciona canales de flujo para los fluidos y origina permeabilidad.



Capa rocosa

La capa rocosa situada por encima y debajo del reservorio geotérmico posee una baja permeabilidad y porosidad. En general, esta impermeabilidad es el resultado de la actividad hidrotermal, por la deposición de minerales de la solución, fundamentalmente sílice, o bien los productos de alteración hidrotermal que tapan los poros y las fracturas.

Manifestaciones Superficiales

Cabe mencionar que la densidad y la viscosidad del agua son directamente proporcionales a su temperatura. El agua caliente a profundidad es más ligera que el agua fría localizada en rocas circundantes, por esta razón, el agua con alta temperatura está sujeta a fuerzas de empuje, es decir, el agua caliente tiende a desplazar al agua fría generando un movimiento convectivo, y en caso de que el calentamiento del agua sea lo suficientemente grande para vencer la resistencia del flujo de la roca, ésta puede subir a la superficie terrestre a través de fallas en la capa rocosa originando manifestaciones en la superficie como fuentes termales²¹, géiseres²², etc. La composición química de las mismas depende de la temperatura y el estado físico del fluido en profundidad (agua o vapor). La presencia de vapor y gases de reservorio en la superficie son un indicio de la posible existencia de un campo geotérmico, no obstante, existen campos geotérmicos en los que no hay manifestaciones termales superficiales.

Fuente de calor

En general la fuente de calor en los sistemas geotermiales es una masa de magma a alta temperatura (600-900 °C) a profundidades del orden de los 7 -15 km. de la superficie terrestre. La masa magmática originada en el manto asciende por las fracturas de la corteza, pudiendo formar la cámara de un volcán central o sistemas volcánicos, o bien puede quedar atrapado en la corteza, como una intrusión magmática, sin producir volcanismo, aunque afectando las estructuras superficiales.

Existen, sin embargo, otras fuentes de calor presentes en ciertos yacimientos geotérmicos, tal es el caso del calentamiento de rocas poco profundas por el decaimiento de elementos radioactivos, se puede presentar una transferencia de calor por el movimiento de las placas tectónicas y en otros casos se tiene una fuente de calor superficial más alta que el promedio, es decir, grandes gradientes térmicos anómalos, por ejemplo, suelos calientes, fuentes termales, zonas de silicificación, etc.

Recursos geotérmicos

El objetivo de explotar un yacimiento geotérmico es, sin duda, el aprovechamiento de una gran cantidad de energía térmica, la cual está almacenada en rocas calientes localizadas a grandes profundidades y llevarla a la superficie terrestre. Para poder lograrlo, es necesario contar con ciertas sustancias que actúen como medio de transporte de dicha energía. Estas sustancias reciben el nombre de recursos geotérmicos.

A continuación se muestra un diagrama de un yacimiento geotérmico con todos sus elementos.

²¹ Las fuentes termales son emanaciones de agua, vapor de agua y mezcla de gases: hidrógeno (H_2), metano (CH_4), sulfuro de hidrógeno (SH_2), anhídrido carbónico (CO_2), etc., a elevada temperatura.

²² Los géiseres se forman en grietas o fisuras profundas, las que se llenan de agua freática, debido a las altas temperaturas existentes en profundidad entran en ebullición y son proyectadas violentamente hacia el exterior, este es un proceso intermitente, una vez expulsada el agua de la columna, ésta se llena nuevamente y se reinicia el ciclo.

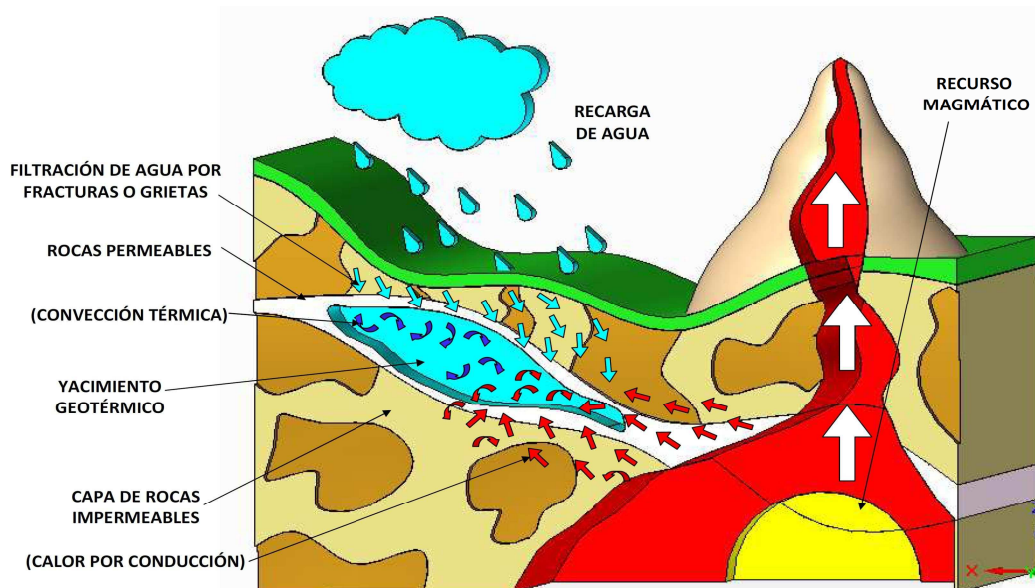


FIGURA 2.3 Diagrama de un yacimiento geotérmico. (Del Autor)

2.3 CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS GEOTÉRMICOS

Para poder clasificar los distintos tipos de yacimientos geotérmicos se deben tomar en cuenta diversos aspectos de gran relevancia como la naturaleza del ambiente geológico en donde están ubicados, el mecanismo y régimen de transferencia de calor, y el tipo y características del recurso geotérmico que poseen. Bajo estas premisas se han propuesto las categorías siguientes²³:

a) Sistemas geotérmicos convectivos hidrotermales

La característica más importante de estos sistemas hidrotermales es que se tienen ambientes de alta porosidad y permeabilidad cuya fuente de calor está constituida por intrusiones magmáticas. En estos sistemas la presencia de un fluido de trabajo propicia una convección natural donde el calor es transportado por el mismo fluido, por esta razón, la transferencia de calor por convección predomina más que la transferencia por conducción de las rocas.

La convección natural brinda grandes cantidades de calor dentro de los pozos geotérmicos, sin embargo, no en todas las fuentes hidrotermales se presenta la ebullición, debido a que el agua se mueve a grandes volúmenes impidiendo el cambio de fase. Por otra parte, existen algunos sistemas que liberan presión causando puntos locales de ebullición favoreciendo la formación de vapor. Con base en estas premisas, podemos encontrar dos grandes grupos:

▪ Sistemas de vapor dominante

En estos sistemas o yacimientos geotérmicos se tienen temperaturas lo suficientemente elevadas como para evaporar el agua del yacimiento formando grandes volúmenes de vapor seco, generalmente sobrecalentado, el cual ascienden a través de las fracturas de las rocas hasta llegar cerca de la superficie terrestre, en donde se condensa y vuelve a drenar en forma de líquido a través de las rocas.

²³ SANTOYO GUTIÉRREZ, Edgar y TORRES ALVARADO Ignacio. "Escenario futuro de explotación de la energía geotérmica: hacia un desarrollo sustentable". CIE-UNAM (Disponible en: "Revista Digital Universitaria" 1/oct/2010. Volumen 11. Número 10. ISSN: 1067-6079



- **Sistemas de líquido dominante**

En estos sistemas se tiene agua presurizada a temperaturas altas (150 a 350°C), intermedias (90 a 150°C) y bajas (90°C). Conforme el agua asciende a la superficie, se presenta una caída de presión, de tal manera que una porción de ésta “flashea” cambiando súbitamente su estado a vapor, mientras que el resto del fluido que no cambia su estado, permanece como líquido presurizado. A este tipo de sistemas, dependiendo del contenido calorífico de sus fluidos se les denomina como sistemas de alta y baja entalpía.

Los sistemas geotérmicos convectivos hidrotermales pueden estar asociados con sistemas volcánicos o no-volcánicos dependiendo de la temperatura de sus recursos. Cuando las temperaturas son superiores a 200 °C, los yacimientos tienen correlación con sistemas volcánicos y la tectónica de placas, mientras que a temperaturas menores se relacionan generalmente con sistemas no-volcánicos, siendo estos últimos los más comunes. En la actualidad, los sistemas convectivos hidrotermales son los sistemas geotérmicos más convencionales y los que se explotan comercialmente, tanto para la generación de electricidad, como en usos directos.

b) Sistemas geotérmicos conductivos

Estos sistemas son caracterizados por un régimen térmico debido únicamente al proceso de transferencia de calor por conducción. Dentro de esta categoría de sistemas destacan:

- **Sistemas geotérmicos mejorados o de roca seca caliente**

Como su nombre lo indica, estos sistemas carecen del fluido de trabajo y la transferencia de energía se da por únicamente por conducción, su fuente de calor es un gran volumen de roca a elevadas temperaturas, principalmente rocas cristalinas y no permeables. Este recurso se encuentra disponible en el subsuelo de 2 a 4 km de profundidad en todo el planeta, con temperaturas que van de los 90°C a 350°C, por lo que se consideran sistemas abundantes y prácticamente inagotables. Sin embargo, para poder aprovechar esta energía, es necesario inyectar agua al yacimiento, y una vez que ésta adquiere las condiciones necesarias de presión y temperatura, se extrae mediante un segundo pozo.

- **Sistemas geotérmicos geopresurizados**

Estos sistemas contienen agua y metano disueltos a altas presiones y temperaturas, generalmente confinados en rocas sedimentarias. La ventaja de estos sistemas es que brindan energía térmica, química (por el metano) y mecánica (al aprovechar la energía de los fluidos presurizados), sin embargo, se requiere tecnología sofisticada y costosa para explotarlos.

- **Sistemas geotérmicos radiogénicos**

En estos sistemas, la fuente de calor es proveniente del decaimiento de los isótopos radioactivos como el torio, potasio y uranio, los cuales calientan el agua subterránea local incrementando los gradientes térmicos por encima del promedio global, generando fluidos con características muy atractivas para su aprovechamiento.

c) Sistemas geotérmicos asociados con cuencas sedimentarias

Estos sistemas pueden producir recursos de baja y mediana temperatura (20 a 150°C) debido a su flujo de calor y a la baja conductividad térmica de las rocas con gradientes geotérmicos superiores a los normales (menores a 30°C por km).

d) Sistemas geotérmicos marinos

Recursos geotérmicos de alta entalpía existentes en el fondo del mar y manifestados como descargas hidrotermales, chimeneas o fumarolas. Los sistemas marinos han sido poco



estudiados hasta ahora, aunque se han detectados ya algunos en México en el Golfo de California con temperaturas hasta de 350 °C y flujos de calor de hasta 0.34 W/m².²⁴

e) Sistemas geotérmicos magmáticos

Sistemas de roca fundida asociados con aparatos volcánicos activos o detectados a gran profundidad en zonas de debilidad cortical. El atractivo más importante de este tipo de recursos son las altas temperaturas disponibles (mayores a 800 °C). No se explotan comercialmente en la actualidad por falta de tecnología apropiada. A largo plazo, cuando se disponga la tecnología y los materiales adecuados para resistir la corrosión y las altas temperaturas, se podría explotar la enorme cantidad de energía almacenada en las cámaras magmáticas de los volcanes activos.

f) Sistemas geotérmicos de agua caliente asociados con yacimientos de petróleo y gas

Existen hoy en día, otro tipo de recursos geotérmicos disponibles para su posible explotación a partir del calor contenido en el agua producida en pozos profundos de petróleo o gas. Esta agua caliente puede ser producida ya sea con petróleo o extraída a partir de los pozos petroleros que han sido abandonados por no tener una producción rentable, o simplemente por agotamiento del yacimiento.

g) Sistemas geotérmicos supercríticos

Son sistemas muy profundos caracterizados por disponer fluidos geotérmicos en estado supercrítico y con temperaturas de hasta 600 °C. El fluido supercrítico puede proveer hasta 10 veces más energía que la de un fluido almacenado en un sistema geotérmico convencional.

2.4 RECURSOS GEOTÉRMICOS

Un recurso geotérmico es una concentración de calor que existe en la corteza terrestre, cuya extracción y aprovechamiento son económicamente posibles, es decir, que no estén a demasiada profundidad, esto porque resulta muy costoso llegar a grandes profundidades al interior de la Tierra con la tecnología actualmente disponible. También se debe cumplir que en el yacimiento explorado existan grandes cantidades de calor, rocas permeables y agua suficiente para que sea redituable económicamente.

“El concepto de recurso geotérmico es tan amplio que engloba desde el calor que se puede encontrar en los horizontes más superficiales del suelo, para los que el calor que proviene del interior de la Tierra tiene una importancia insignificante, pues es el propio subsuelo que actúa como una masa térmica que absorbe energía solar, hasta el calor almacenado en rocas situadas a grandes profundidades de la superficie terrestre”²⁵.

Naturaleza de los recursos geotérmicos

Como se ha mencionado hasta el momento, un yacimiento geotérmico se compone, principalmente, de una fuente de calor, de un acuífero formado de rocas permeables, rodeado por capas de roca impermeable y de un recurso geotérmico. Estos últimos abarcan una gran variedad de sustancias como: vapor, agua caliente, una mezcla de vapor y agua, rocas secas calientes, rocas fundidas (magma) y rocas geopresurizadas, es decir rocas porosas que contienen una mezcla de agua y gases a elevada presión y temperatura. Sin embargo, los fluidos son los recursos geotérmicos más comunes debido a que el agua posee un alto calor latente de vaporización, lo que la hace un fluido excelente para la transferencia de calor.

²⁴ (Mercado, 1988; Villanueva et al., 2006).

²⁵ LLOPIS TRILLO, Guillermo y RODRIGO ANGULO, Vicente. *“Guía de la energía geotérmica”*. COMUNIDAD DE MADRID. FUNDACIÓN DE LA ENERGÍA DE LA COMUNIDAD DE MADRID. 2008

2.4.1 CLASIFICACIÓN DE LOS RECURSOS GEOTÉRMICOS

Los recursos geotérmicos se han clasificado de diversas formas, según varios investigadores en el tema, considerando múltiples aspectos. Muffler y Cataldi (1978) han clasificado los recursos geotérmicos enfocándose a los aspectos económicos y legales en:

“Recurso accesible base: Es toda la energía térmica almacenada hasta una determinada profundidad en la corteza terrestre, en un área específica y calculada a partir de la temperatura media anual de la localidad”.

“Recurso accesible base utilizable: Es el recurso que puede ser económica y legalmente extraído en un determinado tiempo futuro (menos de 100 años)”.

“Recurso económico identificado: Es aquella parte de los recursos de un área determinada que pueden ser legalmente extraídos, a un costo competitivo con respecto a otras fuentes comerciales de energía y que son conocidos y caracterizados mediante sondajes o por evidencias geológicas, geoquímicas y geofísicas”.

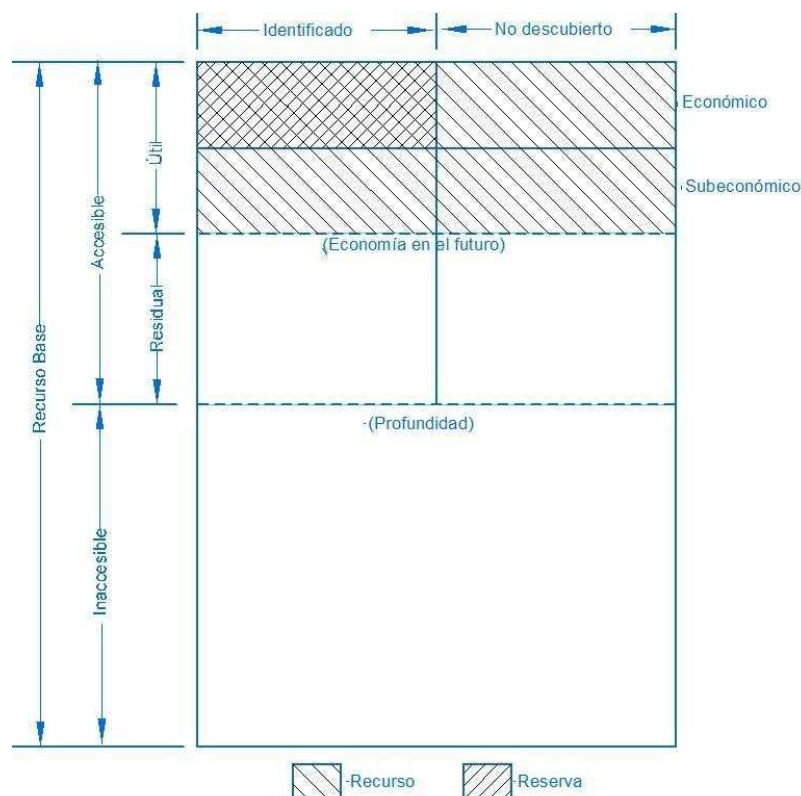


FIGURA 2. 4 Diagrama McKelvey para energía geotérmica que ilustra las definiciones de recurso y reserva. El eje vertical representa el grado de factibilidad económica; el horizontal el grado de seguridad geológica. (Obtenido de Muffler and Cataldi, 1978, fig.3)

Sin embargo, existe otra clasificación un poco más técnica que resulta más conveniente utilizar para el presente trabajo, la cual está basada en la entalpía de los fluidos geotermiales. Esta clasificación es muy popular y una de las que más se emplean en la industria.



La entalpía, puede considerarse más o menos proporcional a la temperatura, y se utiliza para expresar el contenido de calor (capacidad calorífica) de los fluidos, dando una idea de su “valor”. De esta manera, los recursos geotérmicos se han clasificado en:

TABLA 2. 1 Clasificación de los recursos geotérmicos
(Obtenido de M. Dickson y M. Fanelli, 2004 Tabla 3)

RECURSOS GEOTÉRMICOS	Maffer y Cataldi (1978)	Hochstein (1990)	Benderitter y Comy (1990)	Nicholson (1993)	Axelsson y Gunnlaugsson (2000)
BAJA ENTALPÍA	< 90°C	< 125 °C	< 100 °C	≤ 150 °C	≤ 190 °C
MEDIA ENTALPÍA	90°C – 150°C	125°C - 225°C	100°C - 200°C	-	-
ALTA ENTALPÍA	>150 °C	> 225 °C	> 200 °C	> 150 °C	> 190 °C

Esta clasificación es muy útil para distinguir el tipo de uso al que se destinarán los recursos. Más adelante se abordará a detalle este tema así como las diferentes tecnologías necesarias para su explotación.

Recursos geotérmicos de alta entalpía

En este caso, los fluidos geotermales y/o las rocas calientes están caracterizados por encontrarse a más de 225°C (Hochstein, 1990). Estos recursos se encuentran en zonas geográficas con actividad sísmica importante, en inmediaciones a volcanes activos y cerca de las fronteras de las placas tectónicas. Generalmente estas localidades presentan grandes gradientes térmicos, pudiendo alcanzar los 30°C por cada 100 metros de profundidad. Se suelen explotar a profundidades comprendidas entre 2,000 y 4,000 metros.

Este tipo de recursos son los que tienen más valor económico debido a que se puede obtener una cantidad de energía mayor, aprovechando sus altas temperaturas y presiones. Normalmente los recursos de alta entalpía se destinan a la generación de energía eléctrica con potencias mínimas de 1 a 2 MW, para lo cual se emplean tecnologías como los sistemas de conversión directa y los sistemas de expansión súbita (evaporación flash). Su coste por kW-hora viene a ser del orden del 50% al 65% del obtenido en una central térmica clásica.

Recursos geotérmicos de media entalpía

Estos recursos se encuentran entre 150 y 200°C, se localizan principalmente en cuencas sedimentarias²⁶, aproximadamente a una profundidad de 1,500 a 3,000 metros y cercanos a zonas con elevada concentración de isótopos radioactivos. También se les puede encontrar en las mismas zonas que los de alta entalpía pero a menor profundidad (menos de 1,000 metros).

Recursos geotérmicos de baja entalpía

Las temperaturas de estos fluidos están por debajo de los 150°C, y pueden hallarse en cuencas sedimentarias como los de media entalpía pero a profundidades comprendidas entre los 1,800 y 2,000 metros. Estos yacimientos pueden ubicarse cerca de formaciones geológicas permeables capaces de contener y dejar circular fluidos que extraigan el calor de las rocas. El gradiente de estos recursos es aproximadamente de 3 a 5°C por cada 100 metros de profundidad.

²⁶ Una cuenca sedimentaria es una acumulación importante de sedimentos producto de la erosión de la superficie de la Tierra. Se suele hablar de cuenca sedimentaria cuando el espesor de sedimento es al menos de unos cientos de metros y tiene una extensión de algunas decenas de kilómetros cuadrados o más, aunque espesores de varios km y extensiones de decenas de miles de km² son habituales.



2.5 USOS DE LA ENERGÍA GEOTÉRMICA

La energía geotérmica es considerada una energía limpia, renovable y altamente eficiente. Sus aplicaciones dependen de las características de cada fuente, por ejemplo, los recursos geotérmicos de alta entalpía y algunos de media entalpía, se aprovechan principalmente para la producción de electricidad.

Cuando la temperatura del yacimiento no es suficiente para generar energía eléctrica, como ocurre en los de baja entalpía, la energía térmica puede aprovecharse directamente o a través equipos como bombas de calor pudiendo destinarse a ciertos sectores industriales, a servicios y para uso residencial como en calefacción y refrigeración.

Por último, cuando se trata de recursos de temperaturas muy bajas (por debajo de los 25°C), las posibilidades de uso se abocan a la climatización y obtención de agua caliente.

En la actualidad, la energía geotérmica se considera ya como un recurso explotable, tanto económica como técnicamente, limpio, flexible, confiable y abundante, con posibilidades de usarse en una amplia variedad de aplicaciones²⁷.

2.5.1 Aplicaciones directas de los recursos geotérmicos

El uso directo del calor es una de las formas más antiguas, versátiles y comunes de la utilización de la energía geotérmica. Sin duda el primer uso, que se le dio a los recursos geotérmicos fue el balneoterápico. Luego comenzó la explotación de las sales asociadas a las manifestaciones geotermales. Se ha encontrado que los Etruscos utilizaban el agua caliente proveniente de yacimientos geotérmicos superficiales para sus trabajos de cerámica.

Entre los usos más comunes de los recursos geotérmicos se encuentran:

- Acondicionamiento de viviendas mediante bombas de calor geotérmicas (enfriamiento o calentamiento).
- Recreación (balneología y turismo).
- Tratamientos medicinales.
- Invernaderos (agricultura).
- Criaderos de peces y mariscos.
- Procesos industriales y de manufactura (p. ej., secado de madera o productos agrícolas).

Estas actividades constituyen las formas más conocidas de utilización de la energía geotérmica, aunque las bombas de calor son las más generalizadas (12.5% del total de la energía utilizada en el año 2000). En menor escala hay muchos otros tipos de utilización, aunque algunos de ellos son poco usuales.

Un hecho importante es que, aunque las fuentes de entalpía baja no poseen la energía suficiente para generación eléctrica, éstas son mayores en cantidad que las de alta entalpía, y también representan un gran potencial energético. Además, su extracción se realiza a profundidades menores y, por lo tanto, los costos se reducen considerablemente.

A continuación se presenta el diagrama de Lindal, en el que se muestran algunos ejemplos en donde se pueden utilizar los recursos geotérmicos de baja y media entalpía dependiendo su temperatura.

²⁷ W. LUND, John. "Direct Utilization of Geothermal Energy 2010 Worldwide Review". Presentado en: Proceedings World Geothermal Congress, Indonesia Abril, 2010.

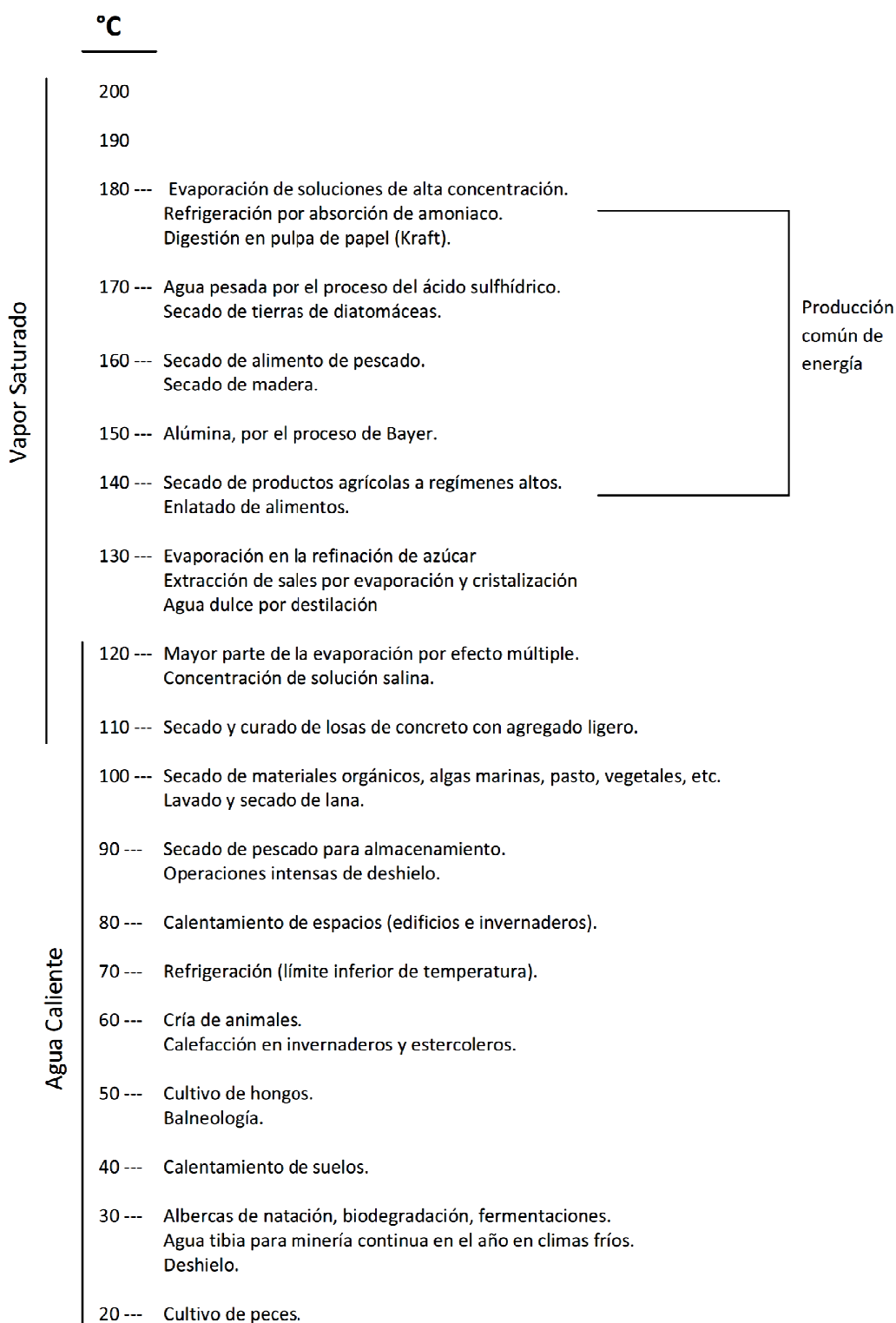


FIGURA 2. 5 Requerimientos aproximados de temperatura de los fluidos geotérmicos para diversas aplicaciones (Obtenido de Lindal, 1973)



2.5.2 Generación de energía eléctrica

La explotación comercial de la geotermia, en la generación de electricidad, inició en 1904, en el campo geotérmico de Larderello, Italia, cobrando mayor importancia hace apenas cuatro décadas. En los 70's, con el incremento en el costo de los combustibles fósiles, se le dio a la geotermia una importancia relevante, contribuyendo en parte a solucionar los requerimientos de energía de algunos países²⁸.

Una de las mayores ventajas de la generación eléctrica obtenida mediante recursos geotérmicos es el hecho que estas plantas presentan un factor de capacidad muy alto (horas anuales de funcionamiento frente al total posible), mucho mayor que otras tecnologías de energías renovables. A diferencia de otras energías, como la solar o la eólica, con fuertes dependencias estacionales u horarias, una central geotérmica puede estar operando continuamente, salvo necesidades de mantenimiento, 24 horas al día y 365 días al año.

Sin embargo, la eficiencia de las plantas geotérmicas, esto es, la fracción del calor contenido en el fluido que es transformado en electricidad, es baja oscilando entre 10 y 17 %. Esto se debe al hecho de que los fluidos geotérmicos tienen temperaturas relativamente bajas si se compara con el vapor producido en las calderas de las plantas de energía térmica convencional. No obstante, el costo del calor es competitivo comparado con otros combustibles, pero debe considerarse como una ventaja la mínima contaminación que asociada a su explotación.

La elección del ciclo, en las plantas geotermoeléctricas, para la conversión de la energía térmica, contenida en el agua y vapor, en energía eléctrica depende de sus condiciones físico-químicas, de las características del campo y de la potencia eléctrica generable. Dichos ciclos se describirán a continuación.

Ciclo a contrapresión

Éste es el más simple y barato en cuanto a inversión inicial de todos los ciclos geotérmicos. El vapor del pozo, ya sea directamente de los pozos secos o después de haber pasado por un separador, en el caso de los pozos húmedos, se hace pasar por una turbina y después se descarga directamente a la atmósfera. Tales ciclos pueden consumir aproximadamente el doble de vapor (para la misma presión de admisión y potencia generada) que los ciclos a condensación; por lo tanto, el número de pozos necesarios es mayor, y los costos involucrados en perforación también.

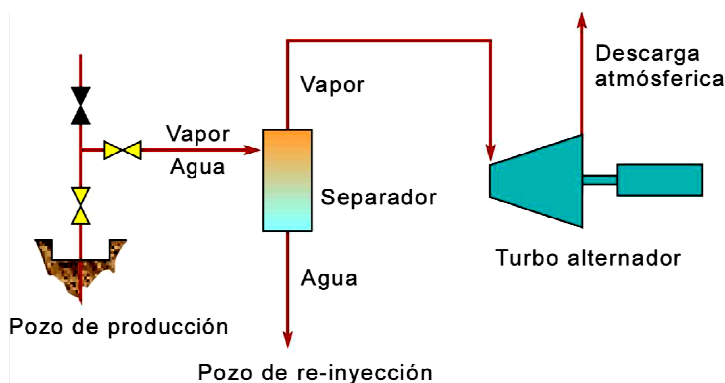


FIGURA 2. 6 Esquema de un ciclo a contrapresión de una planta geotermoeléctrica
(Obtenido de M. Dickson y M. Fanelli, 2004)

²⁸ Kagel & Gawell "A Guide to Geothermal Energy and the Environment". Geothermal Energy Association. Abril, 2007.



A pesar de esto, tienen sus aplicaciones como plantas piloto, plantas de reserva, para pequeños suministros locales de pozos aislados e incluso (aunque en grado muy limitado), para cubrir las cargas máximas. También se emplea este ciclo si el contenido de gases no condensables en el vapor es muy elevado (mayor del 50%) y, por lo general, se utilizan con preferencia sobre los ciclos a condensación para contenidos de gases que exceden el 10%, debido a la alta energía que se requiere para extraer estos gases en un condensador²⁹.

Ciclo a condensación

En este ciclo, la descarga del vapor, después de haber realizado trabajo, no se hace directamente a la atmósfera. El vapor de escape se hace pasar por un condensador³⁰ acoplado a una turbina y, después de condensarse, es llevado a una torre de enfriamiento, donde parte de él se pierde por evaporación. El fluido enfriado se emplea posteriormente como agua de enfriamiento en el condensador.

A veces es necesario utilizar condensadores superficiales, en lugar de los de contacto directo, si se considera que la naturaleza y la concentración de los gases no condensables presentan riesgos para el ambiente local. El uso de un condensador hace que la energía extraída del fluido geotérmico sea mayor y que la eficiencia se incremente.

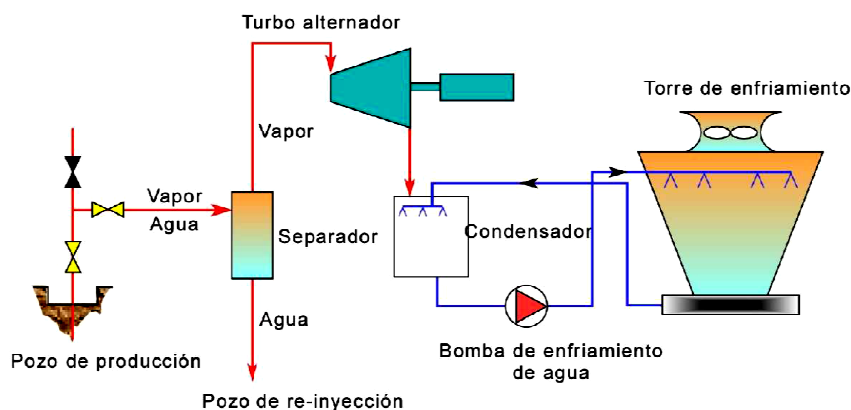


FIGURA 2. 7 Esquema de un ciclo a condensación de una planta geotermoeléctrica
(Obtenido de M. Dickson y M. Fanelli, 2004)

Las unidades de condensación, como tienen más equipos auxiliares, son más complejas que las unidades de descarga atmosférica y como son de tamaños mayores requieren el doble del tiempo para su construcción e instalación.

Las plantas de condensación de 55 a 60 MW_e de capacidad son muy comunes, y recientemente se han construido e instalado plantas de 110 MW_e.

Ciclo de evaporación instantánea

En los campos húmedos es posible extraer una muy buena cantidad de energía adicional del agua líquida caliente, separada previamente de la mezcla agua-vapor del pozo, haciéndola pasar a un recipiente de evaporación instantánea que trabaje a presión menor que aquella a la que se admite el vapor principal a la turbina.

²⁹ H. Christopher H. Armstead. "Energía Geotérmica". Limusa. 1989. pp230

³⁰ Como no hay necesidad de recuperar el condensado para fines de alimentación, normalmente se usan condensadores de contacto directo.



El vapor así producido puede hacerse pasar luego por varias etapas de menor presión de la o las unidades motrices primarias, tal configuración es la del ciclo con doble evaporación instantánea.

En teoría, puede obtenerse la máxima producción de energía del agua caliente si el recipiente de evaporación instantánea trabaja a una temperatura que sea aproximadamente el promedio de la del agua caliente recolectada y la del condensador. La fracción del agua caliente no evaporada se dirige luego a la tubería de desecho y se le da algún uso industrial o de otra clase.

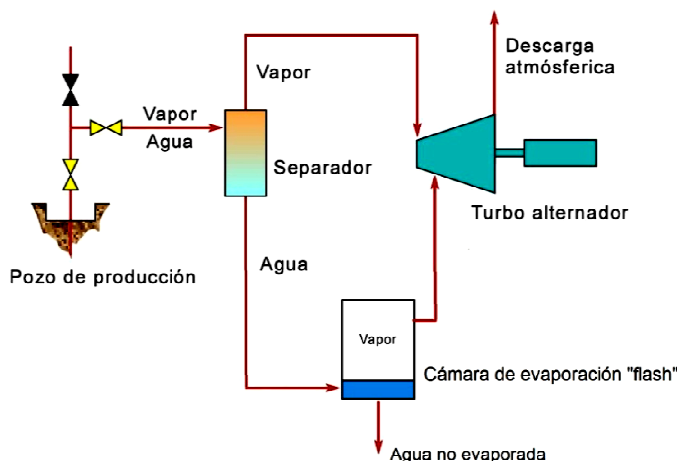


FIGURA 2. 8 Esquema de un ciclo de evaporación instantánea
(Del autor, basado en: M. Dickson y M. Fanelli, 2004)

Ciclo de múltiple evaporación instantánea

En condiciones ideales se extraería la energía máxima del agua caliente separada, en un campo húmedo, utilizando un número infinito de recipientes de evaporación instantánea conectados en cascada o, en todo caso, utilizando un recipiente de evaporación para cada etapa de cada turbina; pero tal procedimiento sería económicamente absurdo.

Puede ser útil, en ocasiones, tener varios recipientes de evaporación instantánea. De esta manera se logra una configuración de múltiple evaporación instantánea.

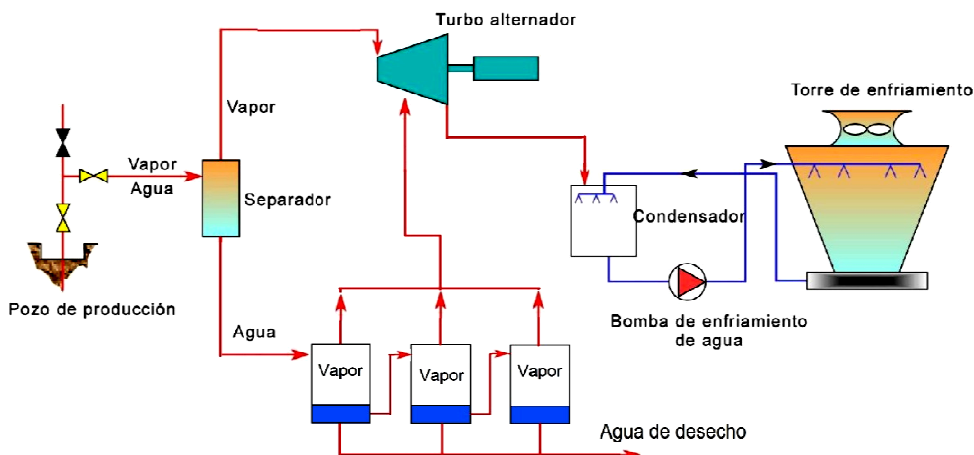


FIGURA 2. 9 Esquema de un ciclo de múltiple evaporación instantánea
(Del autor, basado en: M. Dickson y M. Fanelli, 2004)

Ciclo binario

En este ciclo, parte de la energía calorífica del fluido geotérmico es cedida en un intercambiador de calor a un fluido secundario, generalmente un fluido orgánico como isobutano o isopentano, que tienen un bajo punto de ebullición, 28 y $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ para los ejemplos citados, y una alta presión de vapor a bajas temperaturas, en comparación con el vapor de agua.

El fluido secundario transita por un circuito cerrado. Después de ser evaporado se hace pasar por la turbina, realiza trabajo y luego es enfriado en el condensador hasta llegar a la fase líquida, para ser bombeado y reincorporado nuevamente al ciclo. El agua que se utiliza en el condensador es proporcionada por una torre de enfriamiento, y el fluido geotérmico que ha cedido su calor se manda a un pozo de reinyección.

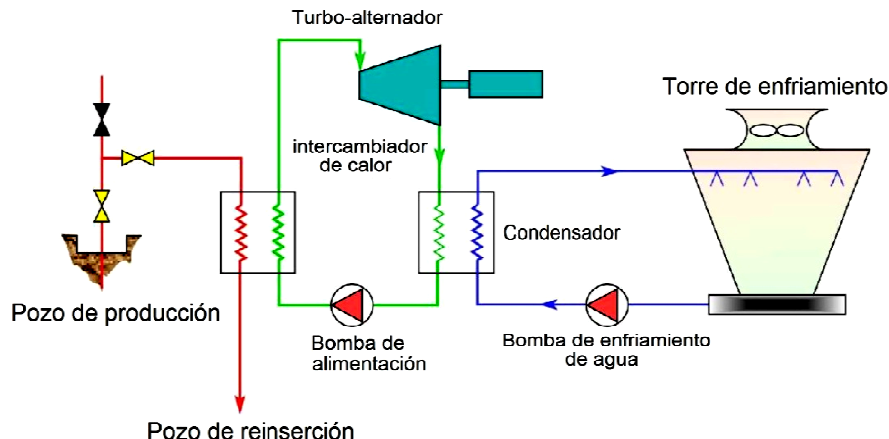


FIGURA 2. 10 Esquema de un ciclo binario
(Obtenido de: M. Dickson y M. Fanelli, 2004)

En muchas plantas geotermoeléctricas se aprovecha la energía residual del agua líquida caliente en unidades de este tipo.

Las ventajas que presenta el ciclo binario son:

- Se pueden aceptar mezclas de agua-vapor sin hacer su separación.
- Los problemas de agresividad química se confinan al intercambiador únicamente.
- Se puede extraer más calor de los fluidos geotérmicos, desechándolos a una temperatura más baja; y, en consecuencia, se pueden emplear yacimientos de temperaturas más bajas que en los ciclos de evaporación instantánea.

Las plantas binarias se construyen normalmente en pequeñas unidades modulares, de pocos cientos de KW_e a pocos MW_e de capacidad. Estas unidades pueden así ser interconectadas para constituir plantas eléctricas de decenas de MW_e . Sus costos dependen de numerosos factores pero principalmente de la temperatura del fluido geotermal utilizado, que define el tamaño de la turbina, los intercambiadores de calor y el sistema de enfriamiento.

Sin embargo, este ciclo presenta inconvenientes como la necesidad de usar intercambiadores de calor de superficie que son costosos y de baja eficiencia, además de que emplea fluidos refrigerantes volátiles, a veces tóxicos o inflamables, y requiere grandes cantidades de agua de enfriamiento.



2.6 ESCENARIO DE LA GENERACIÓN GEOTERMOELÉCTRICA MUNDIAL

En el año 2000 la capacidad geotermo-eléctrica instalada a nivel mundial era de 8,000 MW_e, para el año 2005, esta cifra se incrementó en 1,000 MW_e y para el 2010, la capacidad instalada a nivel mundial alcanzó los 10,715 MW_e en 39 países. Se pronostica que para el 2015, alcanzará los 18,500 MW_e, con un factor de capacidad del 77-85%. Otros pronósticos más optimistas indican que la capacidad geotermoeléctrica podría alcanzar los 140 GW_e en el 2050 (1,104 TWh/a con un factor de capacidad del 90%), implicando un crecimiento de 14.5 veces la capacidad actual.

Esta capacidad instalada se reparte entre varios países cuyo avance tecnológico en el ámbito de la geotermia ha permitido la exploración y explotación de estos recursos, facilitando la instalación de diversas plantas geotermoeléctricas que se ajustan a las diversas condiciones de cada región. En el siguiente diagrama se exponen los países con el nivel de explotación geotérmico más desarrollado.

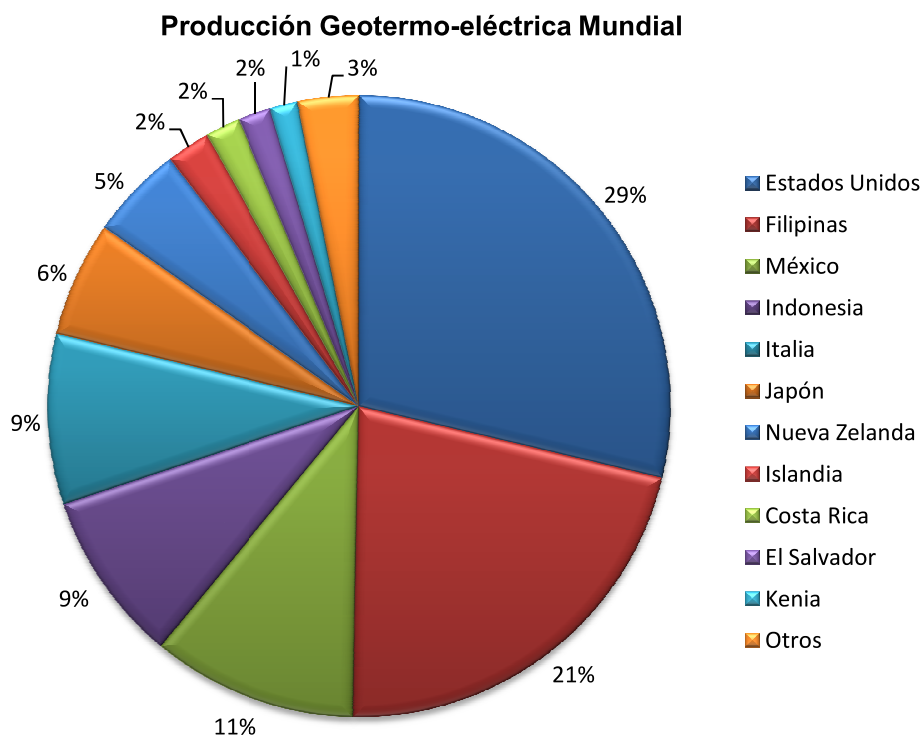


FIGURA 2. 11 Distribución de la producción total de energía eléctrica por medio de recursos geotérmicos entre los principales países con un nivel de desarrollo geotérmico elevado.

(Obtenido de: KATUSA, Marin. "Is Geothermal the Next Hot Energy Source?"
Artículo disponible en: seekingalpha.com, 2011)

En la TABLA 2.2 se presenta un desglose más detallado de los países que poseen plantas geotermoeléctricas y que ya han generado una cantidad de energía eléctrica considerable hasta el año 2010. Del mismo modo, se muestra una predicción para el año 2015 y el incremento que han tenido desde el 2005, tanto en su capacidad instalada y en la producción de energía eléctrica.

**TABLA 2.2 Capacidades de generación geotermal instaladas en el mundo desde 2005 hasta 2010 y el pronóstico a 2015.**³¹

PAÍS	CAPACIDAD INSTALADA 2005	ENERGÍA PRODUCIDA 2005	CAPACIDAD INSTALADA 2010	ENERGÍA PRODUCIDA 2010	PRONÓSTICO PARA 2015	INCREMENTO DESDE EL 2005			
	MWe	GWh	MWe	GWh	MWe	MWe	GWh	CAPACIDAD %	ENERGÍA %
ARGENTINA	0	0	0	30	0	0	0	-	-
AUSTRALIA	0.2	0.5	1.1	0.5	40	1	0	633	-5
AUSTRIA	1.1	3.2	1.4	3.8	5	0	1	27	19
CANADA	0	0	0	0	20	0	0	-	-
CHILE	0	0	0	0	150	0	0	-	-
CHINA	28	96	24	150	60	-4	54	-13	57
COSTA RICA	163	1,145	166	1,131	200	3	-14	2	-1
EI SALVADOR	151	967	204	1,422	290	53	455	35	47
ETIOPÍA	7.3	0	7.3	10	45	0	10	0	-
FRANCIA	15	102	16	95	35	2	-7	10	-7
ALEMANIA	0.2	1.5	6.6	50	15	6	49	2,774	3,249
GRECIA	0	0	0	0	30	0	0	-	-
GUATEMALA	33	212	52	289	120	19	77	58	36
HONDURAS	0	0	0	0	35	0	0	-	-
HUNGRÍA	0	0	0	0	5	0	0	-	-
ISLANDIA	202	1,483	575	4,597	800	373	3,114	184	210
INDONESIA	797	6,085	1,197	9,600	3,500	400	3,515	50	58
ITALIA	791	5,340	843	5,520	920	52	180	7	3
JAPÓN	535	3,467	536	3,064	535	1	-404	0	-12
KENYA	129	1,088	167	1,430	530	38	342	29	31
MÉXICO	953	6,282	958	7,047	1,140	5	766	1	12
NUEVA ZELANDA	435	2,774	628	4,055	1,240	193	1,281	44	46
NICARAGUA	77	271	88	310	240	11	39	14	15
PAPÚA NUEVA GUINEA	6	17	56	450	75	50	433	833	2,547
FILIPINAS	1,930	9,253	1,904	10,311	2,500	-26	1,058	-1	11
PORTUGAL	16	90	29	175	60	13	85	78	94
RUMANIA	0	0	0	0	5	0	0	-	-
RUSIA	79	85	82	441	190	3	356	4	419
ESPAÑA	0	0	0	0	40	0	0	-	-
ESLOVAQUIA	0	0	0	0	5	0	0	-	-
TAILANDIA	0	2	0	2	1	0	0	0	11
NORUEGA	0	0	0	0	5	0	0	-	-
TURQUÍA	20	105	82	490	200	62	385	308	368
E.E.U.U.	2,564	16,840	3,093	16,603	5,400	530	-237	21	-1
TOTAL	8,933	55,709	10,715	67,246	18,500	1,783	11,538	20	21

³¹ BERTANI, Ruggero. "Geothermal Power Generation in the World 2005–2010. Update Report" Presentado en: Proceedings World Geothermal Congress el 29 de abril del 2010.



2.7 LA GEOTERMIA EN MÉXICO

En los años 70's, después de las llamadas crisis petroleras, los países industrializados impulsaron vigorosamente políticas de ahorro, conservación y diversificación de las fuentes de energía, para contrarrestar los efectos en la economía de cada país debidos a dicha problemática. Los notables aumentos en el consumo de energías alternativas, incluyendo la nuclear y las renovables, mejoraron su aportación al balance energético global. Su participación en el consumo total se movió de 2.7 a 5.7 por ciento en el caso de la nuclear y de 0.1 a 0.2 por ciento en los casos de la geotérmica, solar y eólica.

De esta manera, México trató de ser integral y aprovechando las características geográficas de su territorio, en 1973 se llevó a cabo una planeación para explotar los recursos geotérmicos del país (los cuales son muy bastos) y ser más competitivo a nivel mundial en este sector.

Los diferentes tipos de recursos que México emplea para generar energía eléctrica se indican en la FIGURA 2. 12. Se puede observar que la capacidad instalada correspondiente a energía geotérmica aún es muy pequeña, sin embargo, con la problemática actual de los combustibles fósiles y la severidad del impacto ambiental que producen, se espera que en un futuro cobre más y más importancia.

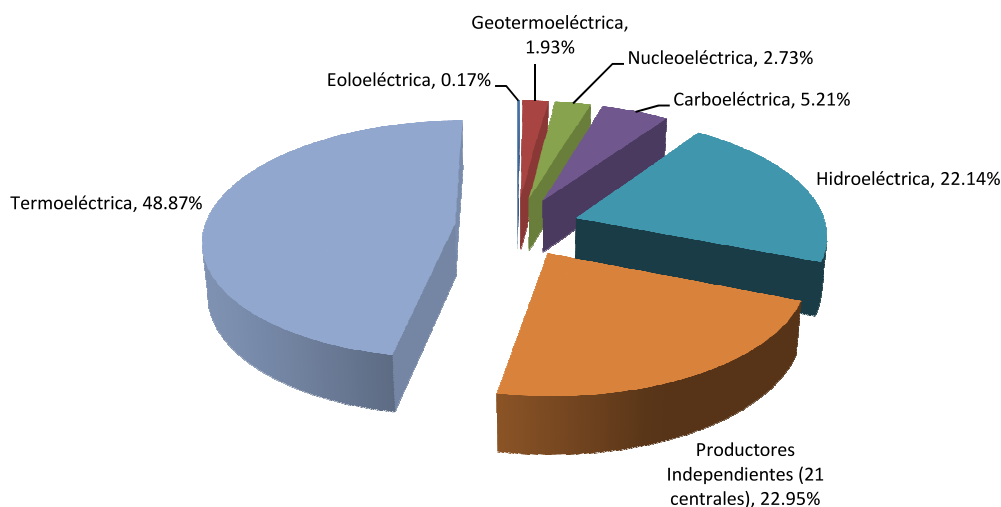


FIGURA 2. 12 Capacidad efectiva instalada por tipo de generación.
(Obtenido de: CFE, Generación de electricidad, 2008)

“La electricidad producida por la geotermia es una de las más limpias y respetuosas del medio ambiente, ya que para generarla se aprovechan los yacimientos geotérmicos compuestos por calor y agua, existentes en ciertos lugares del subsuelo; su costo de generación es competitivo con el de la electricidad producida por las plantas convencionales, ya que, aunque la inversión inicial es alta, su costo de operación es más bajo que el de una termoeléctrica normal”³².

México cuenta con abundantes recursos geotérmicos originados por las características geológico-estructurales de su territorio. Debido al reconocimiento y evaluación de 27 estados del país se ha logrado identificar 2,332 manifestaciones geotérmicas³³. La mayor parte de estas manifestaciones se hallan en lo que se denomina cinturón volcánico mexicano, región predominante de volcanes activos.

³² CFE, Boletín de prensa, México D.F. 5 de febrero de 2003 en: www.cfe.gob.mx

³³ Santoyo-Gutiérrez y Torres-Alvarado “Escenario futuro de explotación de la energía geotérmica: hacia un desarrollo sustentable”. CIE, UNAM. Revista Digital Universitaria, octubre 2010.

La generación geotermoeléctrica producida en México alcanza ya los 958 MW_e de capacidad instalada lo que representa el 2.1% de la capacidad eléctrica total del país operada por la Comisión Federal de Electricidad (CFE). Esto se ha logrado a través de la explotación comercial de cuatro campos geotérmicos de alta entalpía:

- Cerro Prieto en Baja California (720 MWe de capacidad)
- Los Azufres en Michoacán (188 MWe de capacidad)
- Los Hornos en Puebla (40 MWe de capacidad)
- Las Tres Vírgenes en Baja California (10MWe de capacidad)

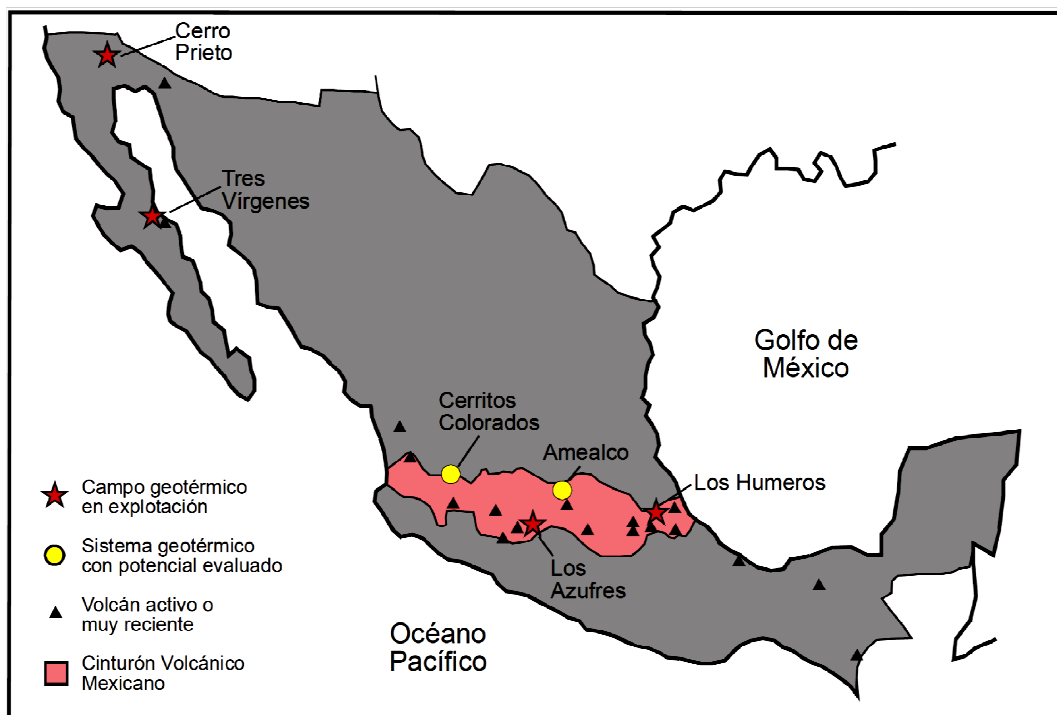


FIGURA 2. 13 Localización de campos geotérmicos de México actualmente en explotación. Se muestran también dos campos geotérmicos con potencial evaluado y el Cinturón Volcánico Mexicano, región con el mayor potencial geoenergético del país por la presencia de un número importante de volcanes recientes o aún activos³⁴.

Este potencial ha posicionado a México en cuarto lugar a nivel mundial en generación eléctrica por geotermia, sólo después de Indonesia (1,197 MW_e), Filipinas (1,904 MW_e) y EE.UU. (3,093 MW_e).

Sin embargo, estudios prospectivos indican que la capacidad instalada será incrementada a través de la construcción de nuevas plantas³⁵:

- Cerro Prieto V (Con 100 MW_e de capacidad)
- Los Hornos II (Con 25 MW_e de capacidad)

El proyecto Cerritos Colorados, en Jalisco, con un potencial estimado de 75 MW_e, podrá sumarse a la capacidad instalada del país por su alta viabilidad técnica y económica. Este proyecto entraría en operación una vez que se clarifique la naturaleza sustentable y ambiental del proyecto con autoridades y comunidades locales.

³⁴ Santoyo-Gutiérrez y Torres-Alvarado "Escenario futuro de explotación de la energía geotérmica: hacia un desarrollo sustentable". CIE, UNAM. Revista Digital Universitaria, octubre 2010.

³⁵ Gutiérrez-Negrín y Quijano-León, 2010

Cerro Prieto

El campo de Cerro Prieto se encuentra localizado en el estado de Baja California a 30 km al sur de la ciudad de Mexicali, cerca de la frontera con Estados Unidos. Es el campo geotérmico de líquido dominante más grande del mundo y su explotación ha sido también una de las más exitosas. En este campo se han perforado más de 300 pozos con profundidades entre 700 y 4,300 metros. Actualmente se tienen cuatro centrales con una capacidad instalada total de 720 MW_e (13 unidades del tipo a condensación).

Durante el año de 2003 se operaron 149 pozos que produjeron 51.3 millones de toneladas de vapor y 70.6 millones de toneladas de salmuera. Durante este año se generaron 5,111 GWh³⁶.



**FIGURA 2. 14 Central geotermoeléctrica Cerro Prieto
[Comisión Federal de Electricidad, 2006]**

Los Azufres

El campo geotérmico de Los Azufres se encuentra localizado en el estado de Michoacán, a 200 km al oeste de la ciudad de México. Los primeros estudios en este campo se efectuaron en los años cincuenta, pero fue en 1977 cuando se perforaron los primeros pozos productores, con los que se confirmó la existencia de un potencial energético de magnitud considerable.

En los azufres se han perforado más de 80 pozos con profundidades entre 600 y 3,544 metros; con una temperatura máxima de fondo de 358 °C. En esta zona, el flujo de calor promedio es de 0.22 W/m², lo cual corresponde a un gradiente local de 117 °C/km, que es casi cuatro veces mayor que lo normal. Actualmente, la CFE tiene instalados en este campo 188 MW_e, distribuidos en una unidad de condensación de 50 MW_e, cuatro unidades de flasheo simple de 25 MW_e cada una, siete unidades a contrapresión de 5 MW_e cada una y dos unidades de ciclo binario de 1.5 MW_e cada una. Las unidades de 25 MW_e entraron en operación en 2003. Durante este año estuvieron en operación 29 pozos, los cuales produjeron 11.3 millones de toneladas de vapor y 5.15 millones de toneladas de salmuera. Toda la salmuera se reinyectó al subsuelo por medio de 6 pozos. En el mismo año se generaron 852 GWh³⁷.



**FIGURA 2. 15 Central geotermoeléctrica Los Azufres
[Proyecto IMPULSA IV, Instituto de Ingeniería, UNAM 2009]**

³⁶ IGLESIAS R., E. et. Al. "Estimación del recurso y prospectiva tecnológica de la geotermia en México" Instituto de Investigaciones Eléctricas. Informe IIE/11/3753/I 01/P. Marzo 2005

³⁷ Ibid., pp. 21

Los Humeros

El campo geotérmico de los Humeros se encuentra localizado en el estado de Puebla, en el extremo oriental del Cinturón Volcánico Mexicano. En 1968, la CFE efectuó los primeros estudios geológicos, geoquímicos y geofísicos en este campo. En 1982 se perforó el primer pozo profundo, con el objeto de confirmar los resultados de los estudios. Pero fue hasta 1990 que se inició la explotación comercial del yacimiento, con la instalación de la primera unidad de 5 MW_e. A la fecha se ha perforado más de 40 pozos y se cuenta con una capacidad instalada de 35 MW_e, en 7 unidades de 5 MW_e cada una. Durante el año 2003 se operaron 17 pozos los cuales produjeron 4.61 millones de toneladas de vapor y 0.89 millones de toneladas de salmuera. En este campo se generaron 285.4 GWh³⁸.



FIGURA 2. 16 Central geotermoeléctrica Los Humeros
[Proyecto IMPULSA IV, Instituto de Ingeniería, UNAM 2009]

Las Tres Vírgenes

Este campo se localiza en la parte media de la Península de Baja California, en la parte norte del estado de Baja California. Los estudios de exploración se iniciaron en 1982 y en 1986 se perforó el primer pozo exploratorio. Actualmente se tienen dos plantas instaladas de 5 MW_e del tipo de condensación, las cuales iniciaron sus operaciones en julio de 2001. Estas plantas generaron 32.8 GWh en 2003, los cuales se distribuyeron a ciudades como Santa Rosalía y otras poblaciones que están aisladas del sistema eléctrico nacional³⁹.



FIGURA 2. 17 Central geotermoeléctrica Las Tres Vírgenes
[Proyecto IMPULSA IV, Instituto de Ingeniería, UNAM 2009]

³⁸ Ibid., pp. 22

³⁹ Ibid., pp. 22



La generación de electricidad a partir de estas fuentes alternativas, permiten a México ahorrar 12 millones de barriles de petróleo al año en promedio. Un elemento importante en el análisis de esta experiencia, es que, en comparación con las fuentes convencionales de generación eléctrica, la geotérmica aporta un porcentaje menor (2% en el caso mexicano) de la generación total, pero sí resulta muy determinante a nivel local. Si tomamos como ejemplo el caso de Cerro Prieto, podemos apreciar que con los 720 MW que produce, se satisface más del 50% de la energía eléctrica necesaria de la península de Baja California, incluyendo a las ciudades de Tijuana (1,210,000 hbs.) y Mexicali (764,000 hbs.)⁴⁰. El suministro de energía a localidades aisladas o a las cuales resulta muy caro llegar con energía convencional, es el punto estratégico al cual debe apuntar un proyecto geotérmico.

2.7.1 Usos directos de la Geotermia en México

Los usos directos de la energía geotérmica en México se han limitado en aplicaciones de recreación (balneología) y tratamientos terapéuticos. Se estima que la capacidad instalada es aproximadamente de 164 MW_t distribuidos en más de 160 sitios en 19 estados de la República⁴¹. Estos recursos representan 12,939 ton/h de agua caliente con una temperatura promedio de 50°C. La capacidad instalada de 156 MW_t podrían generar 3,7212 TJ/a con un factor de capacidad promedio de 0.82⁴².

Asimismo, es importante señalar que ya han existido algunos proyectos piloto, desarrollados por la CFE, sobre usos directos en los campos geotérmicos de Cerro Prieto, Los Azufres y Los Hornos, entre las cuales destacan:

- Extracción secundaria de minerales en lagunas de evaporación;
- Calefacción de oficinas e invernaderos,
- Aplicaciones agrícolas en el secado de alimentos y madera.

También se han realizado trabajos de investigación con bombas de calor operadas con energía geotérmica para aplicaciones de refrigeración y purificación de efluentes industriales⁴³. En la TABLA 2.3 se muestran algunos usos directos de la geotermia en distintos estados de la República, así como la cantidad de energía que produce cada planta.

2.7.2 Futuro de la Energía Geotérmica en México

México, al ser un país pionero en el aprovechamiento de recursos geotérmicos, tiene una amplia experiencia en la explotación de sistemas hidrotermales. Sin embargo, aún se están haciendo esfuerzos en investigación y desarrollo tecnológico para optimizar el aprovechamiento de estas nuevas fuentes de geoenergía, contribuyendo esta manera, en satisfacer la demanda energética del país.

⁴⁰ CFE, Boletín de prensa, México D.F. 2 de marzo de 2003 en: www.cfe.gob.mx

⁴¹ Torres *et al.*, 1993; Iglesias & Torres, 2003

⁴² Gutiérrez-Negrín *et al.*, 2010

⁴³ Ayala, R., Heard, C.L., Holland, F.A. "Ammonia lithium nitrate absorption/compression refrigeration cycle. Part II". Experimental. Applied Thermal Engineering, 1998 Vol. 18, 661-670.



TABLA 2.3 . Utilización directa del calor geotérmico en México, 2005
(Adaptada de Gutiérrez-Negrín y Quijano-León, 2005)

Localidad	Tipo	T entrada (°C)	Capacidad (MW _t)	Energía (TJ/año)	Factor de capacidad
Los Azufres, Mich.	A	77	0.007	0.179	0.801
Los Azufres, Mich.	B	72	2.703	69.511	0.815
Los Azufres, Mich.	G	60	0.004	0.105	0.793
Los Azufres, Mich.	H	110	0.46	13.191	0.909
Los Humeros, Pue.	O	75	0.174	4.946	0.901
La Primavera, Jal.	B	48	4.481	132.296	0.936
Aguascalientes	B	43	14.414	257.205	0.566
Chiapas	B	36	29.288	738.64	0.8
Chihuahua	B	39	2.274	52.813	0.736
Coahuila	B	32	1.64	27.699	0.536
Durango	B	53	2.063	28.688	0.441
Guanajuato	B	41	14.466	350.195	0.768
Hidalgo	B	42	10.772	285.695	0.841
Jalisco	B	38	12.01	293.214	0.774
México	B	35	4.363	106.575	0.775
Michoacán	B	45	7.721	204.775	0.841
Morelos	B	45	14.466	350.195	0.768
Nuevo León	B	38	9.874	230.034	0.739
Querétaro	B	32	17.259	408.956	0.751
San Luis Potosí	B	37	7.054	151.474	0.681
Sinaloa	B	73	0.337	6.522	0.614
Tlaxcala	B	35	0.293	6.925	0.749
Veracruz	B	65	2.987	78.481	0.833
Zacatecas	B	37	5.532	133.549	0.766
TOTAL (PROMEDIO)		50.2	164.6	3,932	0.757

A: Secado de productos agrícolas (granos, frutas, vegetales)

B: Balnearios y balneología

G: Invernaderos

H: Calefacción de edificios

O: Otros (cultivo de hongos)



Para que la energía geotérmica sea más competitiva se requiere fomentar algunas acciones para el aprovechamiento integral del potencial de los sistemas geotérmicos, principalmente a través de⁴⁴:

1. Mejorar las técnicas de exploración que contribuyan a reducir la incertidumbre de localización de recursos geotérmicos y los costos de exploración.
2. Mejorar las metodologías experimentales para la caracterización de materiales (rocas y fluidos) y propiedades de los componentes de un sistema geotérmico.
3. Mejorar las técnicas de perforación que logren subsanar los obstáculos de altas temperaturas, fluidos corrosivos y localización confiable de zonas productoras.
4. Desarrollar materiales avanzados que se adapten a las nuevas necesidades tecnológicas ante la exploración de sistemas más profundos y más calientes.
5. Mejorar las técnicas de ingeniería de yacimientos para la optimización de la extracción de energía geotérmica y su uso comercial con el fin de generar electricidad a menor costo.
6. Desarrollar programas de investigación y desarrollo en el área de equipos de superficie.
7. Enfocar la investigación para mejorar la eficiencia y operación de las plantas y de los ciclos termodinámicos usados actualmente, la evaluación de algunas combinaciones de ellos, y el uso de nuevos ciclos termodinámicos.
8. Fomentar las acciones de investigación y desarrollo tecnológico requeridas para evaluar el potencial de los recursos geotérmicos de roca seca caliente, geopresurizados, marinos y magmáticos en nuestro país.
9. Evaluar el recurso geotérmico disponible en México, para definir su potencial en la generación de electricidad y en otros usos directos.
10. Establecer un programa de investigación sobre las posibles aplicaciones de la geotermia de baja y media temperatura en los sectores residencial, comercial, servicios, agrícola e industrial.
11. Canalizar mayores recursos financieros al desarrollo de nuevas tecnologías para el aprovechamiento integral de los recursos geotérmicos existentes en el país, en especial los procesos en cascada que contemplen la generación de energía eléctrica aunada a otros usos directos, para apoyar programas de ahorro y uso eficiente de energía.
12. Formar recursos humanos de alto nivel a través de los programas de especialización y posgrado.
13. Reducir las barreras tanto jurídicas como burocráticas, con el fin de que los inversionistas puedan tener seguridad legal y acceso expedito a la utilización de los recursos geotérmicos.

⁴⁴ Santoyo-Gutiérrez y Torres-Alvarado “Escenario futuro de explotación de la energía geotérmica: hacia un desarrollo sustentable”. CIE, UNAM. Revista Digital Universitaria, octubre 2010.



CONCLUSIÓN DEL CAPÍTULO 2

Hoy en día, la humanidad usa la electricidad casi sin darse cuenta de su existencia, ilumina y calienta casas, preserva alimentos, da energía a fábricas, escuelas, negocios, hospitales, etc., dependiendo fuertemente de los combustibles fósiles para generar energía abundante y barata, ya que sin ella, la economía se desplomaría y nuestra forma de vida cambiaría de manera dramática. El uso de la energía continúa creciendo en todo el mundo y se espera que su consumo se duplique en los próximos 50 años. Sin embargo, las reservas de combustibles fósiles son finitas: cuanto más se utilicen, más rápido se agotarán. Además, el consumo de estos combustibles tiene costos ocultos, como el impacto ambiental.

Definitivamente es conveniente reducir la dependencia que se tiene de los combustibles fósiles, y esto es posible si se aprovechan otros recursos energéticos, como la geotermia, el viento y la energía solar. Estos recursos producen mucho menos contaminación que los combustibles fósiles.

La energía geotérmica es una opción técnica y económicamente madura, ya que desde hace bastante tiempo se ha incursionado en este sector. México es un país privilegiado ya que sus condiciones geográficas y el gran número de volcanes activos que se encuentran en su territorio han permitido la formación de un gran número de yacimientos geotérmicos, cuya exploración y explotación le ha permitido posicionarse en el cuarto lugar mundial en capacidad instalada, logrando el mayor desarrollo geotérmico en lo que se refiere a generación eléctrica.

Esto es un gran logro para México, sin embargo aún falta mucho por hacer para considerar a este tipo de energía como uno de los principales recursos energéticos del país, lo cual demanda un avance tecnológico tanto en la perforación de pozos como en equipos capaces de pronosticar, de una forma más eficiente, la ubicación de yacimientos geotérmicos. Del mismo modo será necesario incursionar en el campo de los recursos de roca seca caliente, los recursos geopresurizados, los geotérmicos marinos y la energía térmica de reservorios de magma ya que actualmente solo se utilizan los recursos geotérmicos hidrotermales. Esto exigirá el desarrollo de la tecnología apropiada y mejores materiales que soporten las condiciones de operación. México debe seguir invirtiendo en este tipo de tecnologías para que en un futuro la dependencia a los combustibles fósiles sea mínima.

Con toda esta información, resulta evidente deducir la importancia que representan los recursos térmicos naturales para el desarrollo energético del país, tanto en la economía como en la preservación ambiental de su territorio.

No obstante, en México se tienen innumerables yacimientos geotérmicos de baja y media entalpía, los cuales, se han empleado, de manera directa, para satisfacer la demanda energética del sector industrial y el doméstico, ya que no cumplen con las condiciones adecuadas para la generación de electricidad. De esta manera, en el presente trabajo se ha apostado hacia este sector en particular, contribuyendo con el diseño de un intercambiador de calor capaz de usarse con recursos geotérmicos de baja entalpía, contribuyendo, así, al fomento de energías alternativas que den una solución viable a las necesidades energéticas actuales de nuestro país.



CAPITULO 3. APLICACIONES DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR PARA EL APROVECHAMIENTO DE RECURSOS GEOTÉRMICOS DE BAJA ENTALPÍA

En el capítulo 1 del presente trabajo, se mencionaron algunas de las aplicaciones más comunes que tienen los intercambiadores de calor en diversas industrias y procesos, sin embargo, en este capítulo se ahondará más en los usos que han tenido estos equipos para el aprovechamiento de recursos geotérmicos de baja entalpía tanto en el sector energético como en aplicaciones directas, propiamente en la desalación de agua de mar. Esto con la finalidad de ligar los capítulos anteriores y encauzar a las aplicaciones que se han tomado en consideración para la propuesta de diseño del prototipo del intercambiador de calor.

Para ello será necesario explicar el funcionamiento de los ciclos binarios, con más detalle que en el segundo capítulo, incluyendo el ciclo Kalina y los sistemas PWG (Pressurized Water Generation) y MED-LE (Multi-Effect Distillation – Low Enthalpy). De tal suerte que, al finalizar este capítulo, el lector tendrá un panorama más conciso de la finalidad de este trabajo y comprenderá la importancia de diseñar el equipo de transferencia de calor para poder aprovechar recursos geotérmicos de baja entalpía con la intención de acoplarlos en los procesos de desalación y generación eléctrica.

3.1 GENERACIÓN ELÉCTRICA EMPLEANDO RECURSOS GEOTÉRMICOS DE BAJA ENTALPÍA

El aprovechamiento del calor al interior de la Tierra ha tenido, desde tiempos remotos, diversas aplicaciones directas, sin embargo, a últimas fechas, debido al gran desarrollo tecnológico que se ha logrado en el sector energético, la geotermia se abre paso para ocupar un lugar importante en la generación de energía eléctrica.

Como se mencionó en el capítulo anterior, para poder generar electricidad con recursos geotérmicos, lo mejor es que éstos deben estar a elevadas temperaturas y presiones, lo cual había restringido exclusivamente a los yacimientos de alta entalpía para esta aplicación, dejando a los yacimientos de baja y media entalpía para aplicaciones directas. Sin embargo, con el desarrollo tecnológico, se ha logrado explotar estos yacimientos con otro tipo de tecnología, logrando así, que la energía geotérmica cobre mayor importancia en la producción mundial de electricidad.

3.1.1 CICLO BINARIO CONVENCIONAL

La implantación de unidades de ciclo binario es una forma de aprovechar, de manera eficiente y económica, los recursos geotérmicos de baja y media entalpía. En este tipo de yacimientos se descarta la utilización de los ciclos convencionales de contrapresión, de condensación y de evaporación instantánea (usados en alta entalpía), debido a que en éstos el vapor geotérmico extraído de los pozos es el que se manda directamente a la turbina para generar trabajo. Esto es posible ya que los yacimientos geotérmicos explotados para tal fin son de vapor dominante a elevadas temperaturas y, gracias a un separador de vapor ciclónico, la fase gaseosa del recurso queda en condiciones favorables (vapor seco) para entrar a la turbina.

En los yacimientos de baja temperatura resulta muy difícil dejar el vapor en dichas condiciones por lo que se emplean dos fluidos de trabajo que interactúan en un intercambiador de calor de contacto indirecto. Por un lado, se tiene el agua geotermal y por otro un fluido orgánico de trabajo (isopentano, freón, isobutano, etc.) el cual posee un punto de ebullición inferior al del agua. Gracias a esta propiedad es que se puede evaporar una sustancia, a las temperaturas del recurso geotérmico, y recircularla en los equipos para poder generar electricidad.

Con esto se logran más alternativas para la generación de electricidad recurriendo a yacimientos descartados por el resto de las plantas geotermoeléctricas ó a rechazos de agua geotérmica que todavía cuenta con suficiente energía aprovechable en la separación del fluido geotérmico. Además resulta ventajoso el hecho de concentrar los problemas de agresividad química (debidos al fluido geotérmico) exclusivamente en el intercambiador de calor, esto reduce considerablemente los costos de mantenimiento a los equipos.

Las plantas binarias se construyen normalmente en pequeñas unidades modulares, de cientos de KW_e a pocos MW_e de capacidad. Estas unidades pueden así ser interconectadas para constituir plantas eléctricas de decenas de MW_e . Sus costos dependen de numerosos factores pero principalmente de la temperatura del fluido geotermal utilizado, que define el tamaño de la turbina, los intercambiadores de calor y el sistema de enfriamiento.



FIGURA 3. 1 Unidad modular de un ciclo binario de 280 kW.
(Obtenido de United Technologies, localizada en el campus OIT).

Hoy en día existen 155 unidades de ciclo binario en operación, generando 274 MW de electricidad en 16 países. Sin embargo, a pesar de constituir el 33% de todas las unidades geotérmicas en operación en el mundo, las plantas de ciclo binario generan solamente el 3% del total de la energía eléctrica de origen geotérmico⁴⁵.

Sin embargo, las centrales de ciclo binario también presentan algunos inconvenientes que en ocasiones harán inviable su utilización, como los elevados costos de instalación y mantenimiento asociados, la necesidad de usar intercambiadores de calor de superficie que son costosos y de baja eficiencia, el empleo de fluidos refrigerantes que son volátiles y a veces tóxicos o inflamables, y la imperiosa necesidad de grandes cantidades de agua de enfriamiento ó en su defecto, ocupan torres secas que consumen mucha energía eléctrica.

Funcionamiento del ciclo binario convencional

El ciclo binario geotérmico funciona del mismo modo que un ciclo Rankine convencional, con la diferencia que la fuente de calor no es una caldera sino la energía calorífica que se extrae del recurso geotérmico mediante un intercambiador de calor. Los elementos que conforman este ciclo son:

- Precalentador y Evaporador
- Válvulas de control
- Turbina
- Condensador
- Bombas de alimentación y de succión
- Torre de enfriamiento

⁴⁵ GALANTE MARCOS, Alberto. "Análisis de la viabilidad técnica-económica de una planta geotérmica para la generación de electricidad en Latinoamérica". ICAI - Universidad Pontificia Comillas

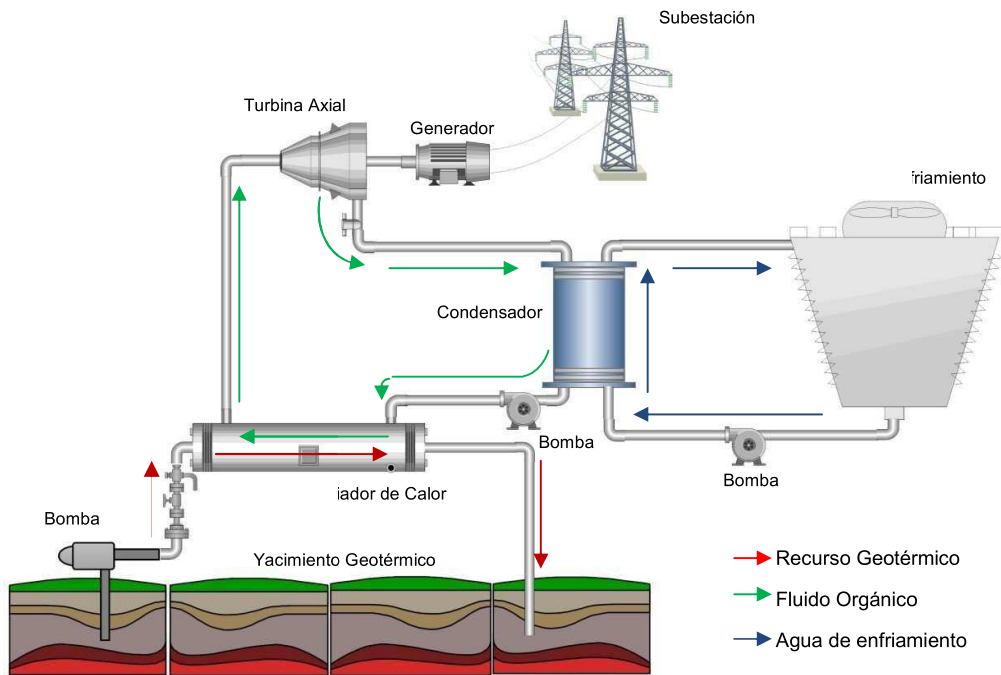


FIGURA 3. 2 Esquema de un ciclo binario (Autor)

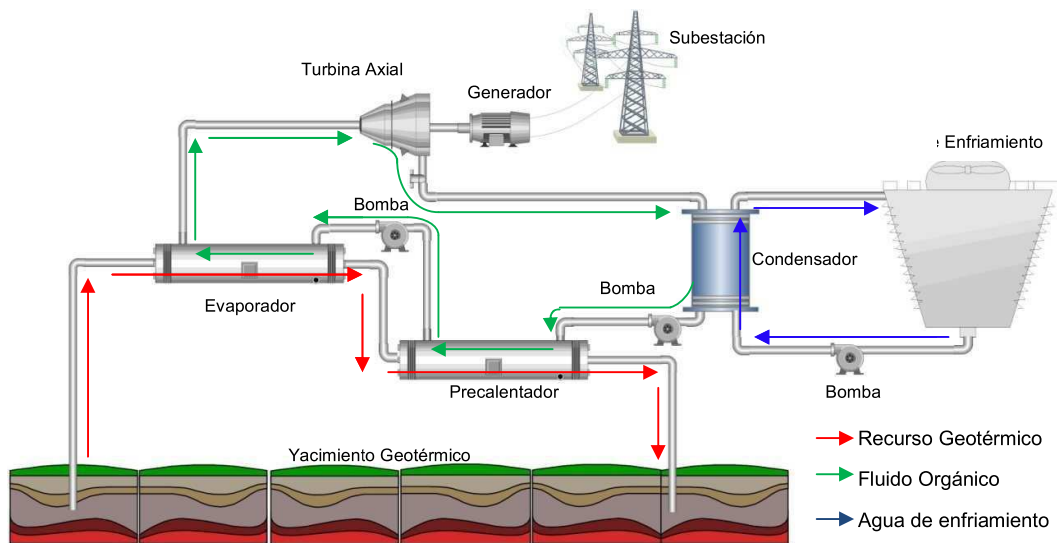


FIGURA 3. 3 Esquema de un ciclo binario con precalentador y evaporador (Autor)



El ciclo binario, FIGURA 3. 2, emplea varios fluidos de trabajo; por un lado tenemos el fluido geotérmico, el cual como ya se dijo, puede encontrarse en una o dos fases. Este fluido circula hacia un intercambiador de calor en donde cede su energía calorífica al segundo fluido, que es el que realiza el de trabajo, en este caso, se trata de fluidos orgánicos debido a que éstos tienen un bajo punto de ebullición y se puede generar una alta presión de vapor a bajas temperaturas, en comparación con el agua. Una vez que el fluido geotérmico ha cedido su calor se manda a un pozo de reinyección. En el intercambiador de calor, el fluido orgánico transita por un circuito cerrado. Después de ser evaporado se hace pasar por la turbina, realiza trabajo y luego es enfriado en el condensador hasta llegar a la fase líquida, para ser bombeado y reincorporado nuevamente al ciclo. El tercer fluido de trabajo es agua, la cual se utiliza en el condensador para enfriar el fluido orgánico y es proporcionada por una torre de enfriamiento. En algunos sistemas, se prescinde de éste último ya que se emplean torres secas de enfriamiento.

En el diseño de la planta, se debe seleccionar muy bien el fluido orgánico de trabajo, considerando sus propiedades termodinámicas, la compatibilidad con el recurso geotérmico, especialmente en la temperatura. Otras consideraciones son la presión y temperatura críticas, sus características en la zona de saturación (si es inflamable, tóxico, su coeficiente de transferencia de calor, el potencial de agotamiento del ozono, su velocidad sónica en la turbina y su costo).

Los hidrocarburos como el isobutano, isopentano y el propano resultan buenos fluidos de trabajo además de algunos refrigerantes. Una apropiada selección del fluido de trabajo, resultará en un sistema con alta eficiencia, seguro y económico en su operación.

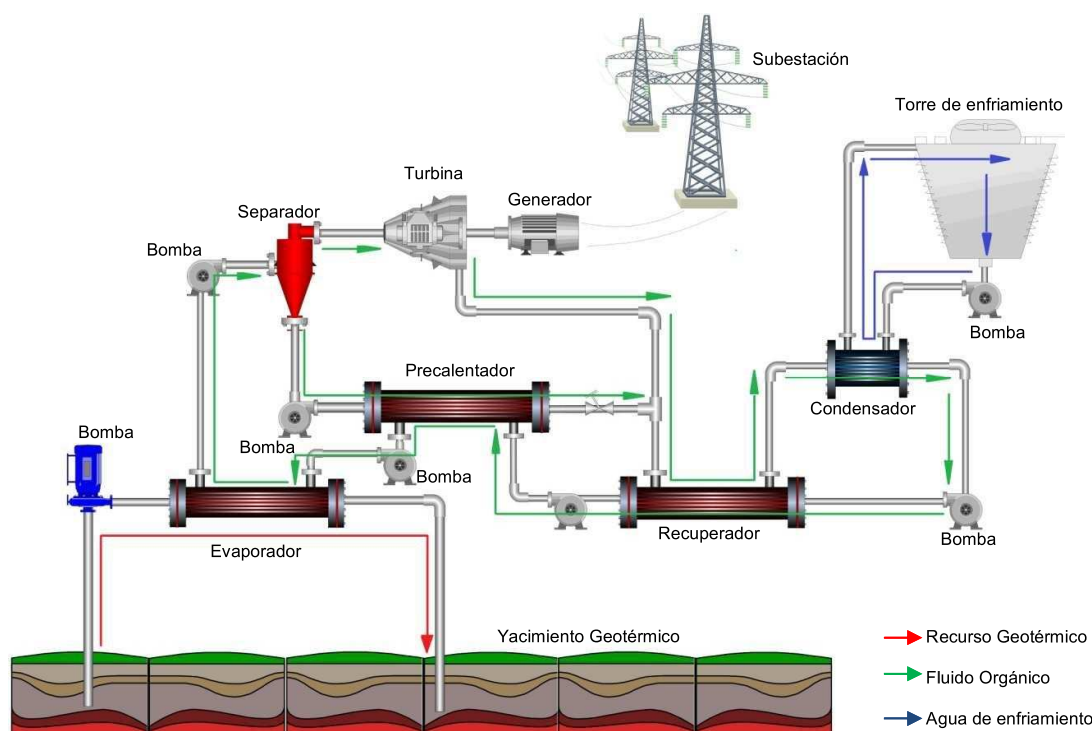
Para hacer más eficiente el ciclo binario, se puede colocar un precalentador del fluido secundario, aprovechando de esta manera el calor remanente del primer intercambiador, y llevar el fluido con una mayor temperatura al evaporador. Esta modificación se muestra en la FIGURA 3. 3. Un inconveniente de esta novedad es el aumento en el costo de mantenimiento ya que ahora se tienen dos equipos en contacto directo con el recurso geotérmico a los que deben realizarse los tratamientos correspondientes debido a los ataques químicos provocados por la salinidad del agua.

3.1.2 CICLO KALINA

Una variante del ciclo binario convencional es el ciclo Kalina, el cual fue creado para sustituir al ciclo Rankine en la parte inferior del arreglo de ciclo combinado y generar electricidad usando fuentes de calor de baja temperatura. La característica principal del ciclo Kalina es el uso de la mezcla agua y amoníaco ($H_2O - NH_3$) como fluido secundario. Pese a que las mezclas de agua y amoníaco han sido empleadas desde hace ya varios años, no fue sino hasta la década de los 90's cuando se patentó este ciclo.

En el ciclo Kalina, mostrado en la FIGURA 3. 4, el fluido geotérmico es bombeado del pozo a un intercambiador de calor tubular donde cede parte de su energía calorífica a la mezcla agua-amoníaco para posteriormente ser reinyectado al subsuelo. La mezcla ahora a alta temperatura, es conducida a un separador de vapor en donde la parte líquida se manda a otro intercambiador (precalentador) para subir la temperatura a la mezcla, y el vapor seco se lleva a la turbina en donde se expande realizando trabajo. Como a la salida de la turbina el fluido aún tiene suficiente temperatura, se dirige a un regenerador de calor para calentar el fluido frío antes de pasar al precalentador. A la salida del recuperador se encuentra un condensador, en el cual, por medio de una torre de enfriamiento, la mezcla agua-amoníaco es condensada y bombeada a los tres intercambiadores antes mencionados, el regenerador, precalentador y evaporador para comenzar nuevamente el ciclo.

Con este ciclo se pudo obtener una eficiencia de casi dos veces más que con el ciclo Rankine y un incremento en la eficiencia total del ciclo combinado del 20% a las mismas condiciones de operación, aunque su diseño resulta mucho más complejo.

**FIGURA 3. 4 Diagrama del ciclo Kalina simple (Autor)**

Si en el ciclo Kalina el fluido de trabajo fuera agua pura como en el ciclo Rankine se necesitaría suministrar una gran cantidad de energía para lograr la ebullición del agua, ya que el proceso de cambio de fase se lleva a cabo a presión y temperatura constante, lo que no ocurre con la mezcla agua-amoniaco. El punto de ebullición del amoniaco es de -33°C (muy inferior al del agua) por lo que el cambio de fase se observa desde que se comienza a recibir energía calorífica de la fuente de calor, lo cual resulta muy ventajoso en el aprovechamiento de los recursos geotérmicos de baja entalpía.

Ahora bien, en el caso de la condensación ocurre un fenómeno similar, desde que comenzamos a suministrar agua de enfriamiento en el condensador a temperaturas por debajo del ambiente, el vapor va teniendo menor contenido de amoniaco, por lo que la temperatura de condensación de la mezcla irá incrementándose paulatinamente. Este comportamiento provoca que sea necesario variar adecuadamente las presiones y temperaturas del proceso (a la entrada y salida de cada equipo) para lograr una adecuada evaporación y condensación de la mezcla y no disminuya la eficiencia del ciclo.

Podemos resumir que el ciclo Kalina se diferencia del ciclo binario porque:

- El fluido de trabajo secundario es una mezcla de H_2O y NH_3 .
- La evaporación y la condensación ocurren a una temperatura variable.
- El ciclo incorpora un recuperador de calor a la salida de la turbina.
- La composición de la mezcla puede variar a lo largo del ciclo en algunas versiones.

A partir de que A. Kalina presentó su ciclo en 1984, se le han hecho diversas modificaciones con la finalidad de incrementar su eficiencia, colocándole otros equipos que permitan un mejor control de estas variables, así como contemplar sobrecalentamiento, subenfriamiento, cogeneración, etc.

3.1.3 CICLO DE LA PWG

Uno de los inconvenientes que presenta el ciclo binario tradicional es que el evaporador y el calentador, al estar en contacto directo con el agua geotérmica, sufren severos problemas químicos, como corrosión y la presencia de incrustaciones, por lo que tienen que ser sometidos a un mantenimiento constante, el cual resulta complicado y muy costoso. Aunado a esto, la eficiencia de tales equipos son bajas, y si se desea un mayor acercamiento entre las temperaturas de los fluidos contenidos en ellos, el tamaño de las unidades debe ser mucho mayor.

Una variante del ciclo binario fue desarrollada en el proyecto IMPULSA IV del Instituto de Ingeniería de la UNAM. A esta variante se le denominó PWG, lo que significa, por sus siglas en Inglés, “Pressure Water Generation”. Esta modificación del ciclo binario, FIGURA 3.5, consiste en sustituir el evaporador por un intercambiador de placas líquido-líquido, en el cual el agua geotérmica caliente al fluido secundario hasta elevar su temperatura a casi la de saturación. Posteriormente, para poder lograr el cambio de fase, el fluido de trabajo se hace pasar a través de una válvula de estrangulamiento (placa orificio) donde disminuye su presión y, en consecuencia, parte de éste se evapora instantáneamente. El vapor generado en esta estrangulación se conduce a un separador tipo ciclón, donde se aprovecha la diferencia de densidades entre las dos fases del fluido, para poder separar el líquido del vapor. La parte gaseosa entra a una turbina donde se expande, realizando trabajo, y a la salida de ésta, se condensa en un intercambiador de calor tubular. Finalmente, el fluido ya en estado líquido, se dirige a un mezclador en donde convergen las corrientes del condensador y del ciclón para después ser bombeado e iniciar nuevamente el proceso.

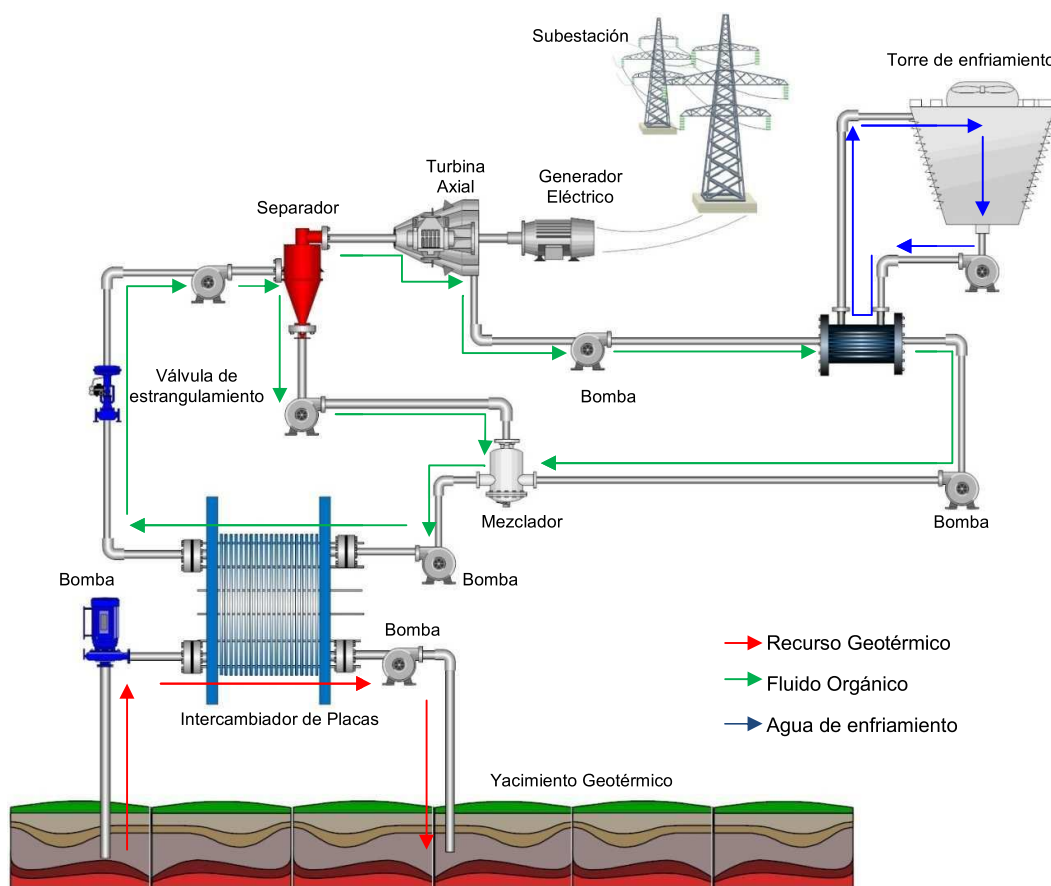


FIGURA 3.5 Esquema de un ciclo PWG (Autor)



La ventaja que presenta este sistema es que disminuye los costos de mantenimiento de los equipos ya que, únicamente el intercambiador de placas entrará en contacto directo con el fluido geotérmico. Además, otro beneficio de la PWG es que al sustituir el intercambiador de calor de tubo y coraza por uno de placas, la eficiencia en la generación de vapor se incrementa; debido a que este tipo de equipos permiten acercamientos de hasta 1°C entre los fluidos y las pérdidas en el intercambio de calor son bajas, lo cual es sumamente importante en el aprovechamiento de la energía geotérmica. Asimismo, el espacio ocupado por tales intercambiadores es menor y su mantenimiento es más sencillo, en comparación con los tubulares.

En la FIGURA 3. 6 se muestran ambos intercambiadores y puede observarse que en el de placas, el área de transferencia de calor es extensa y con un volumen reducido. Si se deseara incrementar el área de un intercambiador de placas, bastaría con agregar más láminas, sin necesidad de comprar un nuevo equipo, lo cual resulta más complicado en un equipo tubular.

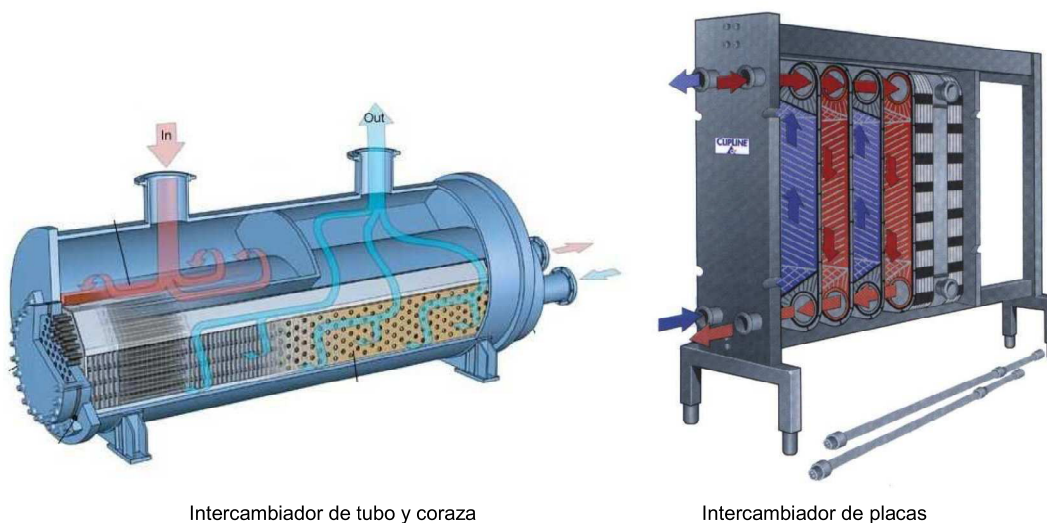


FIGURA 3. 6 Intercambiadores de calor [Alfa Laval, 2007]

En este nuevo sistema con evaporación instantánea, y con la intención de reducir el espacio total de la planta, se puede considerar el uso de una turbina de alta velocidad (de entre 10,000 y 20,000 rpm) lo que permitiría una considerable reducción de su diámetro. Tales turbinas proporcionan además altas eficiencias (aproximadamente del 70%). El separador de vapor empleado puede ser del tipo ciclónico, con el cual se logra la separación de incluso el 99.9% del líquido⁴⁶.

Con cálculos realizados en el proyecto IMPULSA IV de la PWG⁴⁷, se puede determinar que este nuevo ciclo es más apropiado para el aprovechamiento de los recursos geotérmicos de baja entalpía que los ciclos binarios comunes, pues su eficiencia de utilización es mayor y las características de sus componentes disminuyen los costos de operación y mantenimiento de la planta, además el volumen necesario para el intercambiador de calor en este sistema puede ser el 35% del volumen ocupado por los intercambiadores de un ciclo binario convencional; lo que lo convierte en un sistema más práctico para su transporte e instalación, en una mayor cantidad de comunidades.

⁴⁶ Armstead, Energía geotérmica, 1989.

⁴⁷ GARCÍA JAIMES, Oziel (2008) "Los recursos geotérmicos de baja entalpía: una opción en la generación eléctrica y la desalación de agua de mar". (Tesis de Licenciatura - Universidad Nacional Autónoma de México)

En la TABLA 3. 1 se muestra una comparación entre la potencia generada por un ciclo binario convencional y la generada por un ciclo PWG con una y dos evaporaciones.

TABLA 3. 1 Comparación de la potencia generada entre el ciclo binario convencional y el ciclo PWG⁴⁸

Agua Geotérmica [kg/s]	Potencia Generada [kW]		
	CICLO BINARIO CONVENCIONAL	PWG (1 efecto)	PWG (2 efecto)
15	171	199	260
20	229	266	346
25	286	332	433
30	343	399	519
35	400	465	606
40	457	531	693
45	514	598	779

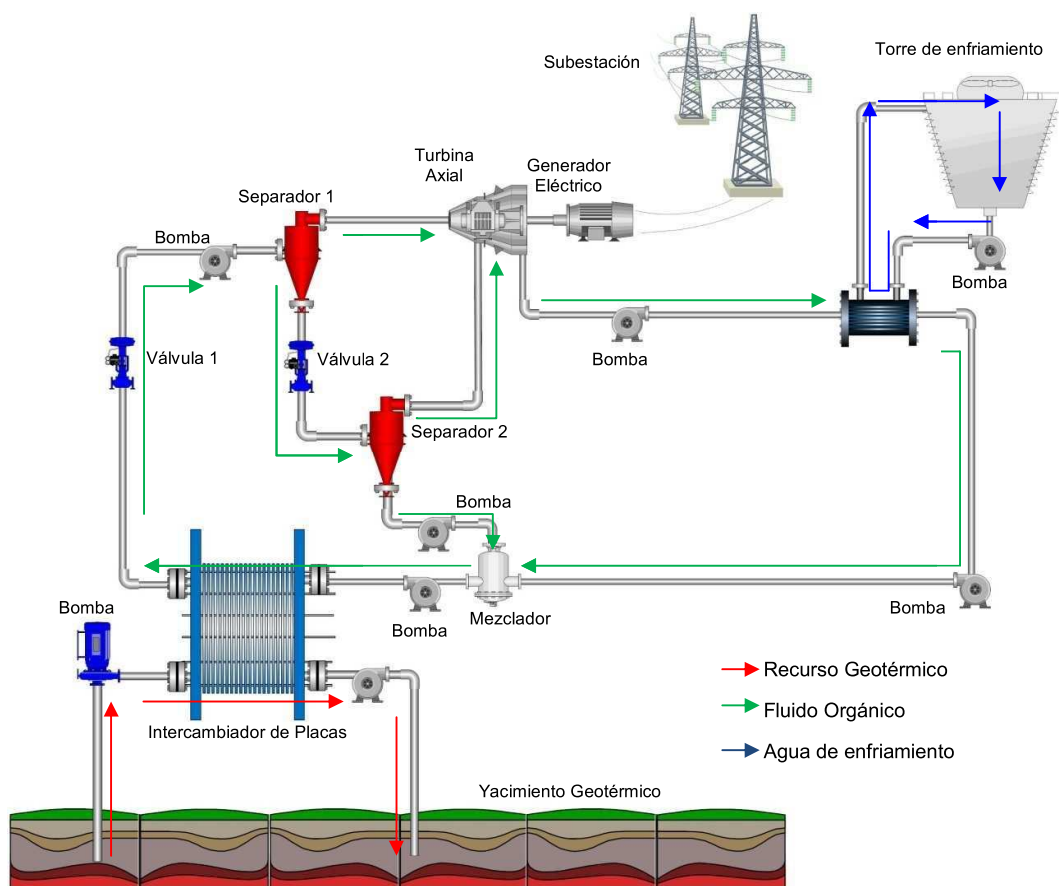


FIGURA 3. 7 Esquema de un ciclo PWG con dos efectos de evaporación (Del Autor)

⁴⁸ Ibid. p.48

3.2 EL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Los intercambiadores de calor empleados en la geotermia pueden ser de:

- Tubo y coraza
- Placas planas
- Lecho fluidizado
- Contacto directo
- Tubo de plástico
- Intercambiador de pozo profundo o fondo de pozo (Downhole Heat Exchanger)

En los ciclos geotérmicos se tienen cuatro intercambiadores de calor, los cuales son indispensables para poder generar electricidad. Normalmente, tres de estos equipos son de contacto indirecto, propiamente de tubo y coraza, mientras que el cuarto es un intercambiador de contacto directo, comúnmente conocido como torre de enfriamiento húmeda, la cual tiene la finalidad de proveer agua fría para condensar el fluido secundario. Existen, sin embargo, plantas en donde la torre de enfriamiento es seca, donde el fluido caliente es enfriado mediante una corriente de aire fría.

Los intercambiadores tubulares de este tipo de ciclo, son equipos muy especiales que deben tener características apropiadas al tipo de trabajo al que serán sometidos. Uno de los aspectos más importantes a tomar en cuenta es el tipo de materiales con los que se fabricarán y el tipo de tratamientos que pueden aplicarse a dichos materiales. La razón de esta atención se debe a que el recurso geotérmico resulta muy corrosivo y el ataque químico provocado a los equipos es muy serio lo que representa costos muy elevados de mantenimiento. Otra desventaja de que se presente este problema, es el impacto negativo en la eficiencia del equipo, ya que comúnmente el agua geotérmica no es pura, contiene sulfuros, ácidos, sales disueltas, sólidos abrasivos y cantidades importantes de sílice que pueden formar incrustaciones dentro del intercambiador, lo que provoca un aumento en la resistencia térmica disminuyendo la facilidad de transferir el calor de un flujo a otro. En la FIGURA 3. 8 se pueden apreciar algunos ejemplos de estos problemas.

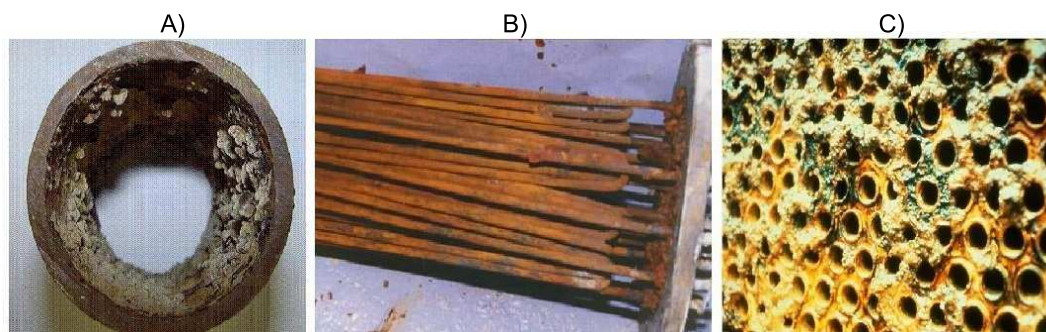


FIGURA 3. 8. Ataques químicos en algunas secciones del intercambiador de calor.
A) Carcasa, B) arreglo de tubos y C) espejo. [Obtenido de Industrial Water Management, Inc.]

Estas circunstancias generan la imperiosa necesidad de hacer un buen estudio de materiales que facilite la selección de aquel que mejor se adapte a las condiciones químicas y térmicas del proceso, así como de elegir los tratamientos posibles a dichos materiales con la finalidad de controlar el ataque químico sin afectar la transferencia de calor.

Las características que deben cumplir los materiales del intercambiador de calor que trabajan con agua de mar son las siguientes:

- ✓ Resistencia a la erosión y a las incrustaciones
- ✓ Resistencia a las picaduras o perforaciones generadas por el agua salada
- ✓ Resistencia a la corrosión

- ✓ Fácil de maquinar
- ✓ Razonable fuerza y ductilidad
- ✓ Buena conductividad térmica
- ✓ Resistencia al ensuciamiento marino
- ✓ Compatibilidad galvánica entre los materiales del espejo, la carcasa y los tubos
- ✓ Confiables y rentables

Actualmente se emplean aleaciones de cobre en los tubos de los intercambiadores ya que presentan mayor resistencia a la corrosión y su rendimiento térmico es muy bueno a comparación de otros materiales, pese a ello, la vida útil del material se ve afectada por las condiciones de uso y los métodos de mantenimiento que se lleven a cabo.

Los materiales recomendados para usarse en intercambiadores de calor que trabajan con agua salada (corrosiva y ácida) son: acero al carbón, acero inoxidable, cobre, cuproníquel, inconel, monel, titanio y el latón “admiralty” inhibido.

Cuando los requisitos de corrosión o las condiciones de temperatura no permiten la utilización de una aleación simple para los tubos, en ocasiones se usan tubos bimetalicos (tubo dúplex), esto es, la combinación de un tubo interno de un material y un externo de otro. Se pueden hacer en cualquier combinación posible de metales, por ejemplo, de titanio y de cuproníquel o de cuproníquel y de acero inoxidable, etc., el objetivo es mantener las propiedades químicas y conductivas de un material y las mecánicas del otro, sin embargo, esto resulta muy costoso y solamente es viable en algunas aplicaciones.

Existen otros métodos que pueden emplearse para combatir el ataque químico de los materiales, como colocar una película protectora a la tubería, como pinturas especiales, recubrimiento con plomo, recubrimientos plásticos, etc., para reducir la erosión y la corrosión en los materiales

En México, la planta geotérmica de Los Azufres funciona con un ciclo binario, en el cual se emplean intercambiadores de calor de este tipo. En la FIGURA 3.9 se puede observar el ataque químico que han sufrido los espejos debido a la corrosión del material.



FIGURA 3.9. Mantenimiento a los intercambiadores de calor de la planta geotérmica Los Azufres (IMPULSA IV, Instituto de Ingeniería UNAM, 2008)

Otro problema de emplear recursos geotérmicos de baja entalpía, es que se requiere una mayor área de transferencia de calor, lo que implica que las dimensiones del equipo aumentarán considerablemente lo que haría el proyecto no económico.

La tecnología de plantas binarias es un medio seguro y de costos apropiados para convertir en electricidad la energía disponible de campos geotérmicos del tipo agua dominante (bajo 170°C).



FIGURA 3.10 Intercambiadores de calor de la planta geotérmica Los Azufres.
A la izquierda se observan torres de enfriamiento húmedas de la planta de condensación y a la derecha se muestran las torres de enfriamiento secas junto con los Intercambiadores de calor tubulares. (IMPULSA IV, Instituto de Ingeniería UNAM, 2008)



FIGURA 3.11 Intercambiadores de calor de la planta geotérmica Tres Vírgenes. De izquierda a derecha: A) Ventilador de la torre de enfriamiento seca, B) Torre de enfriamiento seca y C) Intercambiadores de calor tubulares. (IMPULSA IV, Instituto de Ingeniería UNAM, 2008)



FIGURA 3.12 Intercambiadores de calor de la planta geotérmica Los Hornos, Puebla.



3.3 USOS DIRECTOS DE LOS RECURSOS GEOTÉRMICOS DE BAJA ENTALPÍA: DESALACIÓN

En el capítulo dos de este trabajo se mencionaron algunas aplicaciones directas que se le han dado a los recursos geotérmicos, sin embargo, de aquí en adelante, se hará énfasis en la desalación de agua de mar empleando el agua caliente de los pozos geotérmicos de baja entalpía.

Existen diversos factores que hacen de la desalación una atractiva aplicación para las energías renovables, como la geotermia. Las coincidencias geográficas y estacionales, conjuntamente con los beneficios medioambientales que conlleva el uso de las energías renovables, alientan la investigación en este campo. Actualmente, aunque se ha demostrado la viabilidad técnica de diversos sistemas de desalación con energías renovables, es necesario seguir investigando y trabajando para reducir los costos y llegar a ser más competitivos con los sistemas convencionales de desalación.

La desalación de agua de mar y salobre no es un tema nuevo, ya existe bastante tecnología desarrollada en el mundo. Por ejemplo, en los países árabes, donde abundan los hidrocarburos y escasea el agua, se encuentra concentrada la mayor cantidad de plantas desaladoras. En Kuwait, Emiratos Árabes y otros países de la región, el 90% del agua que se consume proviene de plantas desaladoras.

El más reciente fenómeno social que ha venido a detonar el despegue de la tecnología para desalar agua de mar, ha sido el incremento de la población, y por tanto de la demanda en grandes ciudades como Los Ángeles y San Diego, en California; Tampa, en Florida, así como muchas ciudades del sureste de España. México no escapa a la problemática del incremento de la demanda en grandes ciudades; tal es el caso de Tijuana, Ensenada y Hermosillo, de islas como Cozumel y las Islas Marías, y de muchos otros sitios donde la contaminación salina ha estropeado antiguos pozos que abastecían de agua a la población. Por esta razón, la desalación del agua es un método viable para producir agua de buena calidad y solucionar así una parte importante del problema de escasez de agua que existe en ciertas regiones del país.

3.4 DISTRIBUCIÓN DE LOS RECURSOS HÍDRICOS EN EL PLANETA

El agua constituye el elemento más abundante de la Tierra, ésta cubre un 70% de la superficie del planeta. El promedio anual de agua disponible en el mundo es de aproximadamente 1,386 millones de kilómetros cúbicos (km^3), de los cuales el 97.5% es agua salada y sólo el 2.5% es agua dulce, es decir, 35 millones de km^3 . De esta cantidad, el 70% no está disponible para consumo humano ya que se encuentra en glaciares, en nieve y en hielo. Del agua que se puede disponer para consumo humano, sólo una pequeña porción se encuentra en lagos, ríos, humedad del subsuelo y depósitos subterráneos relativamente poco profundos, que se renuevan con la infiltración. Mucha del agua con potencial de consumo se encuentra en zonas alejadas de la población, lo cual dificulta en gran medida su utilización⁴⁹.

El problema de los recursos de agua dulce es cada vez mayor y se debe a que:

- La población mundial está creciendo
- La demanda de irrigación y agricultura requiere más agua
- La industria está creciendo
- Las necesidades ambientales requieren más agua
- La calidad del agua de los recursos existentes está disminuyendo

A continuación, se presenta un diagrama de la distribución mundial del agua donde claramente se aprecia el reducido porcentaje del agua dulce disponible para consumo humano.

⁴⁹ CNA, 2008

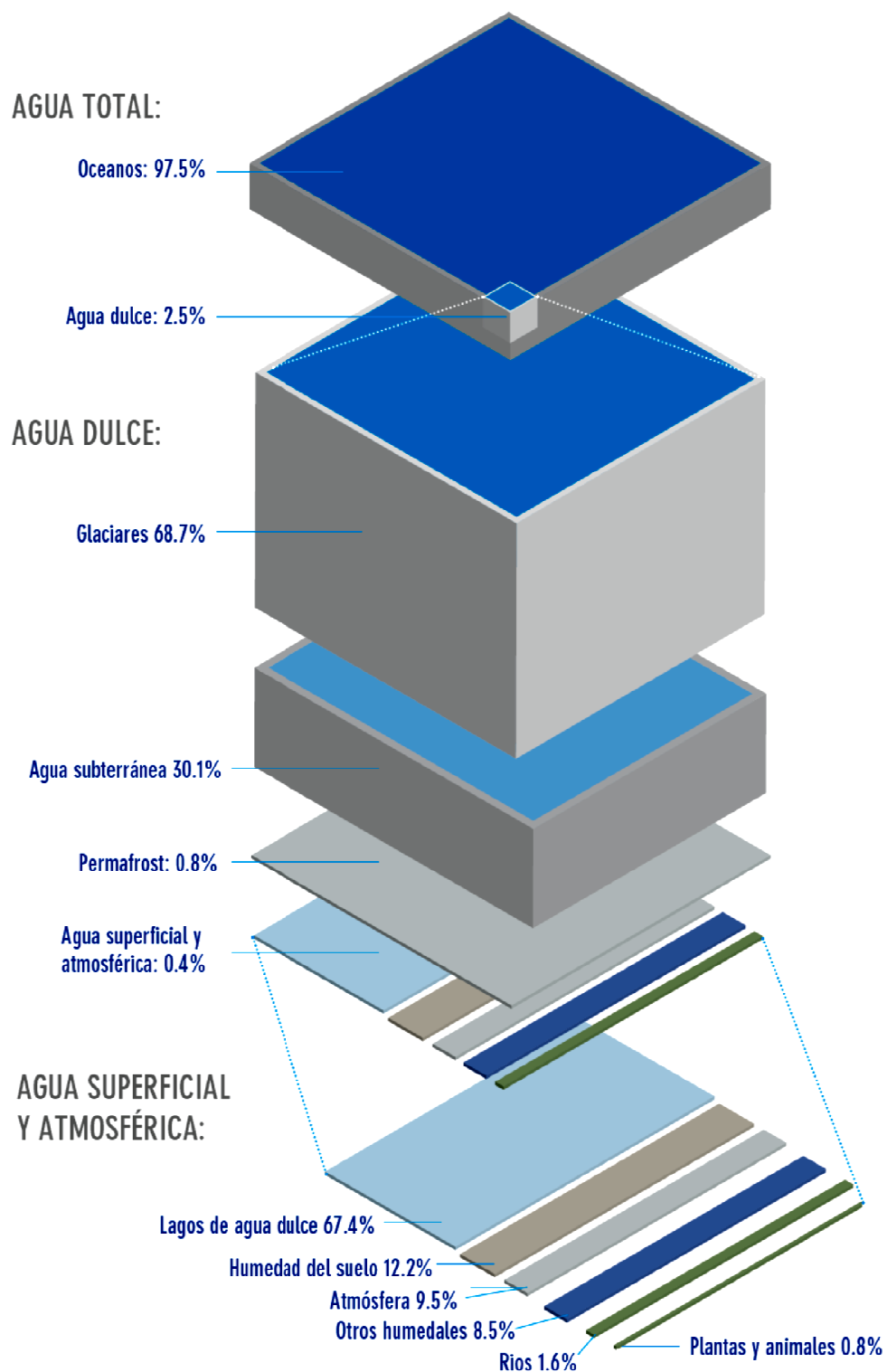


FIGURA 3.13 Distribución global del agua en el mundo
[Revista Aqua Vitae año 6, 2010 número 12. Disponible en: www.aquavitae.com]



3.5 RECURSOS HÍDRICOS EN MÉXICO

“La distribución del agua en el territorio nacional es irregular, debido a la gran diversidad fisiográfica y climática. En México se presenta un promedio anual de 780 mm de precipitación pluvial, que corresponde a un volumen de 1,532 millones de m³. La distribución orográfica y climática originan, en gran medida, que la mayor parte del territorio sea de zonas semiáridas. Se considera que el 50 % del escurrimiento anual total se concentra en los ríos más caudalosos ubicados en el sureste del país, cuya región hidrológica comprende sólo el 20 % de la superficie total del territorio. De esta forma, el agua se encuentra disponible en escurrimientos superficiales, cuyo volumen promedio se estima en 410,164 millones de m³ anuales. Estos escurrimientos se distribuyen en 320 cuencas hidrológicas, en la vertiente del Pacífico, las cuencas más importantes son las de los ríos Yaqui, Fuerte, Mezquital, Lerma, Santiago y Balsas; y en la vertiente del Golfo de México, sobresalen las de los ríos Bravo, Pánuco, Papaloapan, Grijalva y Usumacinta”⁵⁰.

Para aprovechar este recurso, en México se cuenta con un sistema de obras hidráulicas para almacenamiento de 125,000 millones de m³, y los lagos y lagunas tienen una capacidad de almacenamiento de 14,000 millones de m³ que en total corresponde al 34 % del escurrimiento anual. De la capacidad total de almacenamiento de agua en presas, el 33 % se utiliza para riego principalmente en las regiones semiáridas del norte y el 37 % se usa en la generación de energía eléctrica, principalmente en el sur del país; y el resto para otros usos⁵¹.

Los recursos acuíferos son otra fuente importante de agua en México, sobre todo en aquellas regiones en donde no existen escurrimientos superficiales considerables. De acuerdo con cifras de la Comisión Nacional del Agua, en México se tienen distribuidos en todo su territorio 654 acuíferos, de los cuales 97 están en condiciones de sobreexplotación. Estos acuíferos suministran aproximadamente el 50% de la extracción nacional para todos los usos. Del total de acuíferos sobreexplotados a nivel nacional, 17 de ellos presentan problemas de intrusión salina, éstos se encuentran localizados en las costas de los estados de Baja California, Baja California Sur, Colima, Sonora y Veracruz. En la TABLA 3. 2 se puede apreciar el número total de acuíferos por región administrativa.

TABLA 3. 2 Número de Acuíferos Sobreexplotados y con Problemas de Intrusión Salina en México (2003)⁵².

Región Administrativa	Total de Acuíferos	Acuíferos Sobre-explotados	Acuíferos con intrusión salina
I. Península de B.C.	87	10	9
II. Noroeste	64	18	5
III. Pacífico Norte	24	1	0
IV. Balsas	43	2	0
V. Pacífico Sur	38	0	0
VI. Río Bravo	97	13	0
VII. Cuencas Centrales del Norte	71	21	0
VIII. Lerma-Santiago-Pacífico	127	24	1
IX. Golfo Norte	41	4	0
X. Golfo Centro	21	0	2
XI. Frontera Sur	23	0	0
XII. Península de Yucatán	4	0	0
XIII. Valle de México	14	4	0
Nacional	654	97	17

⁵⁰ “Recursos hídricos en México” Revista Digital Universitaria. 10 de agosto del 2009, Vol.10, Núm.8 [Disponible en: www.revista.unam.mx, página consultada al 16 de noviembre del 2011].

⁵¹ Lomelí, Guadalupe “Recursos Hidrológicos en México”. Proyecto de Investigaciones del C.C.H. de la UNAM, México, 2006

⁵² Comisión Nacional del Agua. Estadísticas del Agua en México. Sistema Unificado de Información Básica del Agua. Edición 2003, México.



3.6 DESALACIÓN

Debido a la escasez de agua en muchas zonas del mundo, algunos países se han visto forzados a obtener agua de fuentes alternas como el mar, lagunas o pozos salobres. La desalación es una técnica que consiste en retirar la sal del agua marina o salobre⁵³ para convertirla en un recurso hídrico perfectamente aprovechable, tanto para el abastecimiento humano, como para riego y usos industriales.

Del proceso de desalación de agua de mar se obtienen dos productos, por un lado tenemos el destilado o agua dulce y por otro una cantidad de agua con mayor concentración de sales denominada salmuera. En el proceso de desalación, por cada litro de agua que sacamos del mar, obtenemos casi la mitad de agua dulce (0.45 litros) y algo más de la mitad de salmuera (0.55 litros). Desde el punto de vista físico y químico, las diferencias entre el agua dulce, el agua de mar y la salmuera sólo están en la distinta concentración de sales de cada una, variando entre 0.5 gramos por litro en agua dulce, 35 en el agua de mar y 69 en la salmuera aproximadamente.

¿Qué es una planta desaladora?

Una planta desaladora es una planta industrial, que separa agua salina en dos distintos flujos; uno con una baja concentración de sales disueltas (agua producto), y el otro conteniendo el resto de las sales disueltas (concentrado). Todo ello requiere la utilización de energía para poder funcionar, según que técnica de desalación se utilice el gasto energético puede variar.

Las plantas desaladoras están siendo utilizadas en más de 100 ciudades. De estas sólo 10 tienen el 75 % del total de la capacidad instalada. Alrededor de la mitad de la capacidad instalada es utilizada para desalar agua del medio Oriente y norte de África. Estados Unidos se encuentra en segundo lugar de capacidad instalada con el 16 %. El proceso predominante de desalación de agua de mar es la destilación súbita multietapas (MSF) con el 44 %, siguiéndole la ósmosis inversa con un 42 %, estos procesos representan el 86 % del total de la capacidad mundial instalada⁵⁴.

3.7 TECNOLOGÍAS DE DESALACIÓN

Para desalar agua marina, se han desarrollado diversas tecnologías las cuales se han clasificado de acuerdo al tipo de energía que utilizan, al tipo de separación y al proceso físico o químico que se presenta en dicha separación. Esta clasificación se presenta en la TABLA 3. **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.3.**

La propuesta de diseño del intercambiador de calor presentada en este trabajo, se avocará al proceso de desalación de múltiple efecto (MED), por lo cual, únicamente se describirán los tres procesos térmicos para desalación más importantes: destilación multiefecto (MED), destilación súbita multietapa (MSF) y compresión de vapor (VC) debido al gran parecido que tiene la desalación MED con éstos últimos.

El resto de los procesos tienen una capacidad de desalación muy pequeña, se encuentran todavía en fase de investigación, tienen una implantación comercial poco relevante, como es el caso de la destilación solar, la congelación y la destilación por membranas o porque no se aplican a agua de mar, como es el caso de la electrodiálisis, razones por las cuales salen del objetivo de este estudio.

⁵³ Consideramos agua salobre al agua que contiene aproximadamente un 10% de agua de mar que está localizada en zonas donde los ríos de agua dulce desembocan en el mar.

⁵⁴ ALBAINA URCELAY, Ainhoa. "Tecnologías Sostenibles sobre la gestión del agua: La desalación. Estudio del caso en la zona costera del Mediterráneo". Escuela Universitaria de Ingeniería, Junio 2007.

**TABLA 3. 3 Métodos de desalación existentes en el mercado⁵⁵**

SEPARACIÓN	ENERGÍA	PROCESO	MÉTODO
Agua de sales	Térmica	Evaporación	Destilación Súbita o “flash” (MSF)*
			Destilación Múltiple Efecto (MED)*
			Termocompresión de Vapor (VC)*
			Destilación Solar
		Cristalización	Congelación
			Formación de hidratos
	Filtración y evaporación	Destilación con membranas	
	Mecánica	Evaporación	Compresión mecánica de vapor
Filtración		Ósmosis Inversa	
Sales de agua	Eléctrica	Filtración Selectiva	Electrodialísis
	Química	Intercambio	Intercambio Iónico

*Siglas en inglés

A continuación se exhibe una tabla en la cual se hace una comparación entre los diversos procesos de desalación tomando en cuenta el tipo de energía, consumo de energía, capacidad de producción, calidad del agua producto, costos de operación, entre otros.

TABLA 3. 4 Valoración de las diferentes alternativas comerciales de desalación (FUENTES DÍAZ, 2002)

CARACTERÍSTICA	MSF	MED - TVC	CV	OI	ED
Tipo de Energía	Térmica	Térmica	Eléctrica	Eléctrica	Eléctrica
Consumo energético primario [kJ/kg]	Alto >200	Alto/medio 150-200	Medio 100-150	Bajo < 80	Bajo <30
Consumo de energía eléctrica [kWh/m ³]	3.5-4.0	1.5-2.0	9.0-11.0	2.4 – 4.5	1.0 - 2.0
Costos de instalaciones	Alta	Alto/medio	Alto	Medio	Medio
Capacidad de producción [m ³ /día]	Alta >50,000	Media <20,000	Baja <5,000	Alta >50,000	Media <30,000
Posibilidad de ampliación	Difícil	Difícil	Difícil	Fácil	Fácil
Desalación de agua de mar	SI	SI	SI	SI	NO
Calidad de agua desalada ppm	Alta < 50	Alta <50	Alta <50	Media 300-500	Media <300
Superficie terreno requerida de instalación	Mucha	Media	Poca	Poca	Poca
Costo USD/m ³ tratado	1.14-1.68	0.83-1.115	0.63-0.86	0.32-0.61	0.17-0.32*
Costo USD/m ³ plantas pequeñas		1.28-2.16		1.1-1.8	

*agua salobre

MSF: destilación súbita multiefecto, MED-TVC: Destilación de etapas múltiples-Termocompresión de vapor, CV: Compresión de vapor, OI: ósmosis inversa, ED: Electrodialisis

⁵⁵ VALERO Antonio, et.al., "La desalación como alternativa al PHN", CIRCE – Universidad de Zaragoza, Enero 2011.

3.7.1 Compresión de vapor (VC)

El proceso de destilación por compresión de vapor está considerado como el proceso de destilación más eficiente. En este proceso, el agua de mar se evapora en un intercambiador de calor, a causa de la condensación de un flujo de vapor comprimido a alta temperatura.

Al inicio del proceso, el agua de mar entra a un intercambiador de calor y se precalienta con la salmuera que viene de rechazo y con el agua dulce producida, aprovechando así la energía calorífica que aún llevan los flujos. El fluido precalentado es enviado a un degasificador, en donde es rociado sobre la superficie de los tubos del degasificador, dentro de los cuales transita vapor comprimido a alta temperatura. Una porción del agua se evapora y la que quedó en estado líquido, se bombea al evaporador. En el degasificador se condensa la pequeña porción del vapor que se formó y se eliminan los gases no condensables. El agua que se envía al evaporador se mezcla con una parte de la salmuera que sale de dicho sistema y se rocía por la parte superior del evaporador para hacer contacto con la superficie de los tubos. La acción del vapor caliente ya comprimido que circula por dentro de los tubos hace que se evapore un porcentaje del agua de alimentación, el resto (el concentrado), se retira del evaporador mediante una bomba para salmuera. Como se mencionó anteriormente este flujo es dividido, una parte se mezcla con el agua de alimentación y la otra se bombea a los residuos. El vapor de agua generado en el evaporador, pasa a un compresor, accionado por alguna fuente de energía, (mecánica, térmica o una bomba de vacío) que incrementa la presión y temperatura del vapor de agua lo suficiente para usarlo como fuente de calor en el evaporador y en el degasificador. El destilado se forma cuando el vapor que se encuentra dentro de los tubos se condensa al ceder su calor y la salmuera pierde, por evaporación, otra fracción de agua sin sal que se conduce al compresor. Esta otra fracción de vapor es bombeado a un sistema de post-tratamiento.

En este proceso se necesita un suministro de vapor para iniciar el arranque, pero una vez que el sistema está en funcionamiento ya no es necesario, a menos que la temperatura u otras condiciones de operación sufran algún cambio. La ventaja de este proceso está en que consume poca energía por evaporación, tiene una mayor compactidad que otros procesos de destilación y trabaja a bajas temperaturas ($65\text{ }^{\circ}\text{C}$), lo que reduce los problemas de corrosión y permite utilizar materiales de menor costo. En la FIGURA 3.14 se muestra un diagrama del proceso de desalación por compresión de vapor.

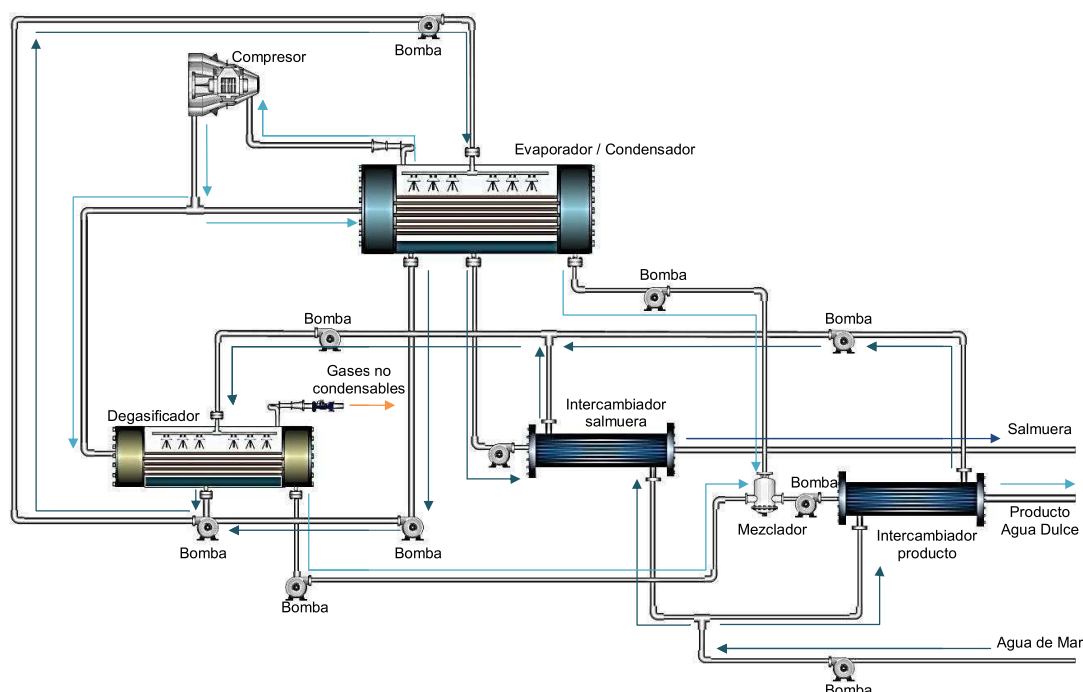


FIGURA 3.14 Diagrama del proceso de destilación por compresión de vapor. [Del Autor]

3.7.2 Destilación de multi-etapas flash (MSF)

El objetivo de este proceso es destilar agua de mar y condensar el vapor obtenido, recuperando el calor latente para calentar más agua de mar que, posteriormente, se evaporará, mediante un sistema multi-etapas que opera a distintas presiones de vacío, de manera escalonada. El principio de funcionamiento de esta tecnología involucra tres sistemas principales: un sistema de alimentación de agua, un sistema de vacío y un sistema de calentamiento.

El proceso de destilación súbita multietapa se basa en calentar el agua de mar o salobre hasta una temperatura de 90 a 120 °C con vapor procedente de una fuente externa (generalmente una central de cogeneración) y conducirla hasta una zona a una presión inferior, en la cual se produce una evaporación súbita, obteniendo así dos productos: agua destilada y salmuera concentrada. El vapor desprendido pasa a través de unas mallas separadoras de gotas (demisters), cuyo fin es eliminar las gotas de salmuera que hayan podido ser arrastradas por el vapor, en el proceso de evaporarse bruscamente. Posteriormente, el vapor de agua llega a un condensador donde se enfría con agua de mar entrante en la planta y se recoge en estado líquido. El agua de mar se calienta en el condensador, reduciéndose el consumo energético total del proceso. Si la salmuera se pasa sucesivamente a zonas de presión inferior, se sigue produciendo vapor de agua. Este proceso se puede repetir en múltiples etapas (normalmente de 4 a 40). Debido al contenido en aire y gases del agua de mar y a que éstos no son eliminados completamente en el pretratamiento al que se somete y, por otra parte, a que gran número de etapas trabajan en condiciones de vacío, por lo que normalmente hay entrada de aire desde el exterior de los poros, bridas, equipos, etc., es necesario extraer dichos gases incondensables para evitar que se acumulen en el interior de las cámaras haciéndoles perder rendimiento. Para ello se instala un equipo de vacío y una red de venteos de las etapas. Este equipo está formado normalmente por eyectores con condensadores del tipo barométricos o de superficie.

El principal inconveniente de este sistema es el alto consumo energético (calor) que requiere. También presenta problemas de incrustaciones de compuestos insolubles (sales de calcio y magnesio) que se producen a más de 70 °C y que interfieren en la transferencia de calor⁵⁶. Otra desventaja de este sistema, es el alto poder corrosivo del agua de mar a temperaturas superiores a la citada, lo cual hace necesario que se lleven a cabo tratamientos previos.

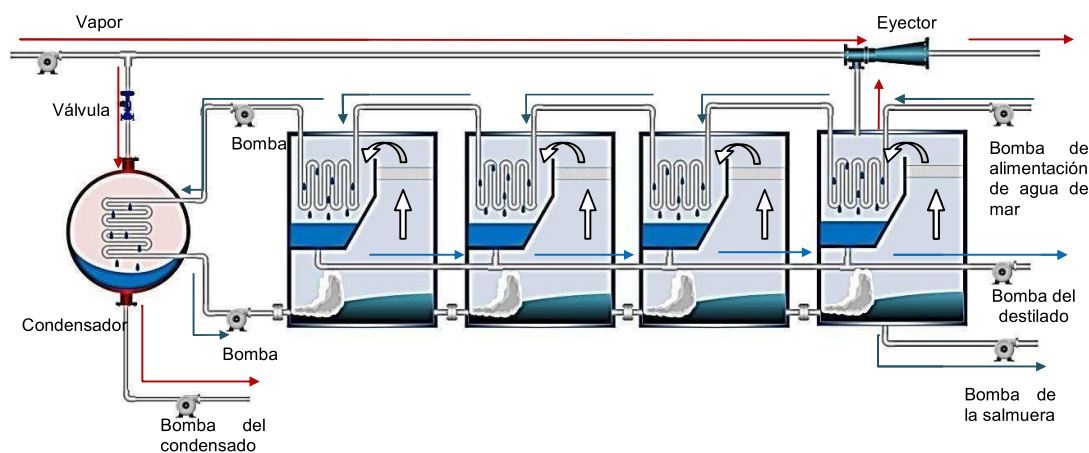


FIGURA 3. 15 Diagrama del proceso de destilación MSF [EL Autor]

⁵⁶ DE LA CRUZ, Carlos. "La desalinización de agua de mar mediante el empleo de energías renovables" Laboratorio de alternativas 2006. Disponible en: <http://es.scribd.com/>

3.7.3 Destilación múltiple efecto (MED)

El proceso de destilación de múltiple efecto (MED) por sus siglas en inglés, tiene el mismo principio de funcionamiento que las plantas de MSF, con algunas diferencias. Se tiene una serie de efectos de evaporación con presiones consecutivas decrecientes las cuales producen agua destilada. Debido a que el agua hierve a temperaturas más bajas conforme la presión disminuye, el vapor de agua generado en el primer efecto sirve como medio de calentamiento para el segundo efecto, y así sucesivamente. Mientras más efectos, mayor será el rendimiento. En la FIGURA 3.16 se muestra el diagrama del proceso de desalación MED con tres efectos evaporativos.

La presión del efecto 1 es superior a la del efecto 2, y del mismo modo, la presión del efecto 2 es más alta que la del efecto 3 (las presiones son de vacío). El agua de mar se rocía por la parte superior del evaporador y cambia de fase al estar en contacto con la superficie exterior de los tubos del equipo, por los que circula vapor generado por una fuente externa (generalmente una central de cogeneración). El vapor formado en este efecto calienta el siguiente efecto que está a menor presión. El proceso de producir vapor en cada efecto, se aprovecha para calentar el siguiente efecto, y así continúa a través de todos los efectos hasta que el vapor del último efecto se condensa en el condensador principal. El concentrado de cada efecto puede ser enviado al siguiente efecto o puede ser sacado en puntos específicos en el proceso. El destilado, agua dulce, se obtiene de la condensación del vapor en cada efecto y del condensador principal.

A diferencia del proceso MSF, la temperatura de trabajo es más baja ($70\text{ }^{\circ}\text{C}$), con lo que se reducen los problemas de incrustaciones y corrosión. Por otra parte, esta menor temperatura permite reducir los costos de inversión ya que se puede trabajar con materiales cuyas características técnicas los hacen más económicos. La tecnología MED es, con seguridad, la tecnología de destilación más prometedora en la actualidad⁵⁷.

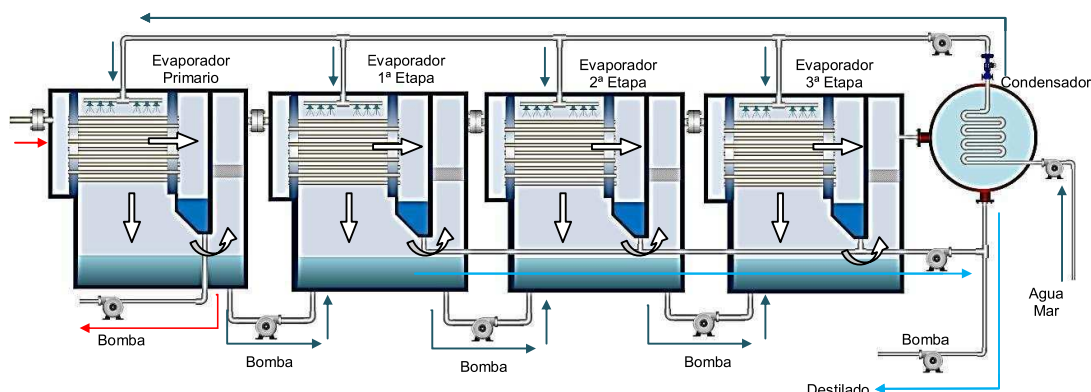


FIGURA 3.16 Diagrama del proceso de destilación MED [EL Autor]

⁵⁷ Blanco y Alarcón, 2004



3.8 La desalación en México

Actualmente el IMTA⁵⁸ cuenta con el inventario nacional de desaladoras actualizado. Existen en México 320 sitios donde están instaladas desaladoras, y en éstos hay 435 plantas. Esta infraestructura se halla distribuida en todo el país. El estado con el mayor número de desaladoras es Quintana Roo, con 124 unidades; le sigue Baja California Sur, con 71. Este último cuenta con la planta municipal más grande del país, en los Cabos, que produce 200 L/s de agua potable (17 280 m³/d) y abastece a una parte de Cabo San Lucas⁵⁹.

En México existen cerca de 650 cuerpos de agua. El volumen estimado de agua que se extrae de ellos es de 27 km³/año, que representa 36% del agua destinada a usos consuntivos (aquellos en los que el agua es transportada a su lugar de uso y la totalidad o parte de ella no regresa al cuerpo de agua). La mayor parte del agua extraída se destina al uso agropecuario, seguido por el uso para abastecimiento público. Casi dos terceras partes del agua destinada al abastecimiento público y un tercio del agua extraída con fines agropecuarios se obtienen de fuentes subterráneas. Con base en lo anterior, la reserva subterránea está disminuyendo a un ritmo cercano a los 8 kilómetros cúbicos por año (8x10⁹ m³/año)⁶⁰. La sobreexplotación ha provocado problemas de intrusión salina en algunos acuíferos ubicados en Baja California Norte y Sur, Sinaloa, Sonora, Nuevo León, Coahuila, Colima, Veracruz, Campeche y Quintana Roo. El uso racional del agua subterránea es indispensable, ya que en el futuro cada vez más regiones dependerán de la reserva en el subsuelo como su principal fuente de agua.

“México cuenta con 171 plantas desaladoras, de las cuales el 30% no están operando actualmente por falta de personal capacitado o por el alto costo de operación y mantenimiento, el 53% del total (90 plantas) son utilizadas para fines turísticos, con una capacidad instalada de 26,942 m³/día, el 12% (20 plantas) son para uso industrial, equivalente a una capacidad instalada de 18,403 m³/día. El país cuenta con una capacidad comprobada para desalar agua de 67,487 m³/día. En la TABLA 3. 5 se muestran las plantas desaladoras localizadas en México distribuidas por estado y en la TABLA 3. 6 el tipo de proceso de desalación que maneja cada una.”⁶¹

TABLA 3. 5 Inventario de plantas desaladoras por estado, capacidad instalada y estado de operación (FUENTES DÍAZ, 2002)

Estado	Plantas Desaladoras	% Nacional	En Operación		Capacidad Instalada [m ³ /día]	Capacidad que opera [m ³ /día]
			SI	NO		
Baja California	10	5.8	7	3	9,540	8,040
BCS	38	22.2	32	6	8,979	3,346
Campeche	2	1.2	2	0	3,120	2,132
Coahuila	7	4.1	2	5	78	31
Durango	24	0	9	15	650	374
Guerrero	4	0	2	2	2,000	900
Nuevo León	2	0	2	0	325	325
Oaxaca	1	0.6	1	0	13,478	13,478
Q. Roo	76	0	57	19	27,058	23,266
SLP	1	0.6	1	0	60	5
Sonora	5	0	4	1	471	80
Tamaulipas	1	0	1	0	1,728	363
Total nacional	171	1	118	53	67,487	52,340

⁵⁸ Instituto Mexicano de Tecnología del Agua. www.imta.mx/

⁵⁹ FUENTES DÍAZ, Manuel. “La desalación del agua”. Gaceta del IMTA, número 6, octubre 2007.

⁶⁰ CNA, 2002

⁶¹ FUENTES DÍAZ, Manuel “Desalación del agua, una alternativa para resolver la demanda de agua potable en el sur de la república mexicana” XXVIII Congreso Interamericano de Ingeniería Sanitaria y Ambiental. Cancún, México, octubre, 2002.

**TABLA 3. 6 Plantas desaladoras por proceso y por estado (FUENTES DÍAZ, 2002)**

Estado	Plantas Desaladoras	PROCESO				
		OI	CV	MSF	SOLAR	SOLAR EXPERIMENTAL
Baja California	10	3	4	1	2	0
BCS	38	32	3	0	2	1
Campeche	2	2	0	0	0	0
Coahuila	7	7	0	0	0	0
Durango	24	24	0	0	0	0
Guerrero	4	4	0	0	0	0
Nuevo León	2	2	0	0	0	0
Oaxaca	1	1	0	0	0	0
Q. Roo	76	75	1	0	0	0
SLP	1	1	0	0	0	0
Sonora	5	4	0	0	1	0
Tamaulipas	1	1	0	0	0	0
Total nacional	171	156	8	1	5	1

En el caso de México se aprecia que el 15% de los acuíferos del territorio están sobreexplotados y presentan severos problemas de intrusión salina⁶². Estos recursos representan una fuente muy importante para el abastecimiento de agua a la población, sin embargo, al paso del tiempo este porcentaje irá aumentando drásticamente por lo que será más imperiosa la necesidad de buscar otras fuentes de donde obtener el recurso hídrico. La desalación ha tenido un gran avance y día a día se busca la manera de hacer más eficiente este proceso. Muchos investigadores le han apostado a esta tecnología y han logrado un avance notorio el cual se ve reflejado en las 171 plantas desaladoras logradas en el país. Desafortunadamente los sistemas de desalación por energías no convencionales resultan muy costosos, inclusive los acoplados a los sistemas convencionales de desalación. Esta es una razón por la cual el 65.5 %⁶³ del total de plantas desaladoras pertenecen a particulares.

Se ha explicado ya, en los procesos de desalación térmica (MED, MSF y VC), la necesidad de una fuente de calor externa para comenzar a operar la planta, por lo cual, resulta muy común ver instaladas plantas desaladoras en las inmediaciones de algunas termoeléctricas, nucleoeeléctricas, industrias, etc., debido a que se aprovecha el calor residual de los procesos de dichas plantas en forma de vapor caliente o agua caliente. Sin embargo, en este trabajo se propone emplear recursos geotérmicos de baja entalpía como la fuente de calor necesaria en las desaladoras. Ahora bien, para poder llevar a cabo la propuesta del intercambiador de calor que ha de emplearse en el proceso, primeramente se debe seleccionar el tipo de planta desaladora que mejor se adapte a las condiciones de operación.

Como el recurso geotérmico de baja entalpía se encuentra a temperaturas entre 70°C y 90°C, se debe generar una presión vacuométrica dentro de las cámaras para poder lograr el cambio de fase del agua salada a dicha temperatura. Analizando la configuración que tienen los tres sistemas mencionados, se determinó que, para estas condiciones, la MED resulta más ventajosa debido a que el vapor generado en una cámara sirve para evaporar agua de mar en la cámara consecuente, aprovechando así, la energía calorífica que lleva la sustancia en forma de vapor. Otra ventaja de este sistema, es que se bombea la salmuera concentrada de una cámara a otra y, como la presión de los evaporadores se va reduciendo con cada etapa, se logra un efecto de evaporación súbita similar al proceso MSF, lo cual disminuye, considerablemente, el consumo energético. Partiendo de estas premisas, el Instituto de Ingeniería de la UNAM ha desarrollado una propuesta para hacer más eficiente este proceso de desalación y lograr disminuir los costos de producción de destilado, a la cual se le ha denominado Multi-Effect Desalination with Low Energy (MED-LE). El diseño del intercambiador de calor que se expone en el presente trabajo se concibió para satisfacer las necesidades de esta variante al proceso MED. A continuación se ahondará un poco más en el tema de la destilación MED y se explicará en qué consiste la MED-LE.

⁶² Ibidem.

⁶³ Ibidem.



3.9 TECNOLOGÍA DE DESALACIÓN MED

En la destilación por múltiple efecto (MED) la evaporación se produce al generar una presión de vacío en la parte externa de los tubos del intercambiador, aprovechando así, el calor latente desprendido por la condensación del vapor que circula en la parte interna de los mismos. Una planta MED tiene varias etapas conectadas en serie a diferentes presiones de operación dichos efectos sucesivos tienen cada vez un punto de ebullición más bajo por el efecto de dicha presión. Esto permite que el agua de alimentación experimente múltiples ebulliciones, en los sucesivos efectos, sin necesidad de recurrir a calor adicional a partir del primer efecto. El agua salada se transfiere luego al efecto siguiente para sufrir una evaporación y el ciclo se repite, utilizando el vapor generado en cada efecto. Normalmente, también existe una evaporación súbita en las cámaras evaporando una porción del agua salada que pasa al siguiente efecto, gracias a su menor presión de operación. En la FIGURA 3.17 se presentan dos tipos de plantas desaladoras MED, en las cuales se aprecian las diferentes cámaras dispuestas en serie.

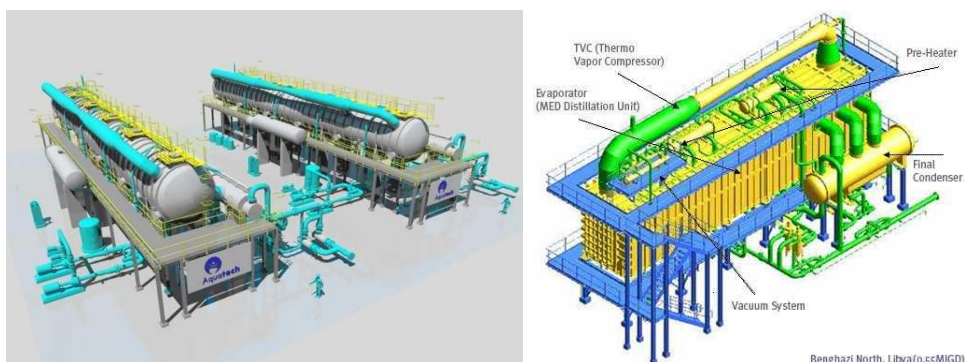


FIGURA 3.17 Desaladoras MED. (Izquierda) Diseño Cilíndrico (Derecha) Diseño rectangular. [AquaTech - Doosan Heavy Industries & Construction]

La primera etapa se nutre de vapor externo de un sistema recuperativo, una turbina de contrapresión (ó extracción de una de condensación). Un condensador final recoge el agua dulce en la última etapa precalentando el agua de aportación al sistema. Por lo tanto las plantas MED también conforman sistemas de cogeneración consumiendo una porción de energía destinada a priori a la producción eléctrica. Un ejemplo de ello se encuentra en la central termoeléctrica de Tuxpan, Veracruz en donde se tienen instaladas cuatro desaladoras de Múltiple Efecto, de 50 m³/h de destilado cada una (FIGURA 3.18).



FIGURA 3.18 Desaladora Múltiple Efecto de Tuxpan, Veracruz [IMPULSA, 2008]



Los principales sistemas de estas plantas son:

- Sistema de condensación
- Sistema de calentamiento
- Sistema de vacío
- Sistema de evaporación

En el sistema de condensación el agua de mar es precalentada condensando el vapor generado en el último efecto, para lo cual se emplea un condensador de cuatro pasos, el cual se muestra en la FIGURA 3. 19.



FIGURA 3. 19 Sistema de condensación de la desaladora MED [IMPULSA, 2008]

El sistema de calentamiento, , se realiza por medio de un eyecto-compresor, el cual, por medio de un flujo de vapor de extracción, succiona una parte del vapor generado en la última cámara y, una vez mezclados, se introducen en la primer cámara como fuente de calor.



FIGURA 3. 21 Sistema de calentamiento de la desaladora MED [IMPULSA, 2008]

En la FIGURA 3. 20 se muestra el sistema de vacío el cual consiste de un eyector de marcha y dos condensadores de eyectores. El sistema de vacío es usado para remover los gases incondensables de las cámaras de evaporación y del condensador final y para generar el vacío en cada cámara y así llevar a cabo la evaporación.



FIGURA 3. 20 Sistema de vacío de la desaladora MED [IMPULSA, 2008]

El sistema de evaporación consta de cuatro cámaras, cada una de ellas tiene un banco de tubos en donde el vapor generado en el efecto anterior se condensa en el interior de ellos y por el exterior se rocía agua de mar para que se evapore un porcentaje de ella. Ver FIGURA 3. 22.



FIGURA 3. 22 Sistema de evaporación de la desaladora MED



3.10 SISTEMA DE ALIMENTACIÓN EN LOS MODELOS TRADICIONALES MED

El sistema de alimentación de agua de mar en las cámaras de la MED puede ser de dos formas diferentes, empleando un sistema de alimentación en paralelo y otro sistema en serie.

3.10.1 Alimentación en Paralelo

Como se observa en la FIGURA 3. 23, en un sistema MED con alimentación en paralelo el agua de alimentación se precalienta al condensar el vapor generado en la última cámara o efecto y después es rociada en la parte superior de cada una de las cámaras; el concentrado o salmuera producido en cada cámara se desecha o se introduce a la siguiente cámara por la parte inferior de la misma para aprovechar la diferencia de presión que hay entre ellas y evaporar un poco más de agua. El agua caliente de la fuente de calor también se desecha después de ceder su energía para llevar a cabo la evaporación en el primer efecto.

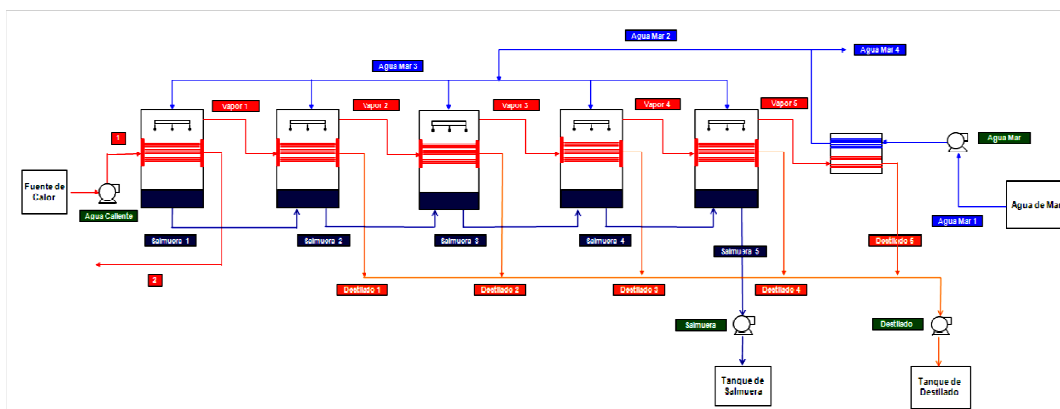


FIGURA 3. 23 Sistema MED con alimentación en paralelo [IMPULSA 2008]

3.10.2 Alimentación en Serie

En el modelo de la FIGURA 3. 24 se observa un sistema MED con alimentación en serie en el cual el agua de alimentación se precalienta en el condensador mediante el vapor generado en la última cámara y después es rociada en la parte superior de la primera cámara; la salmuera producida en la primera cámara se introduce a la siguiente cámara por la parte superior de la misma, como agua de alimentación, y así sucesivamente hasta la última cámara. El agua caliente de la fuente de calor se desecha después de ceder su energía para llevar a cabo la evaporación en el primer efecto.

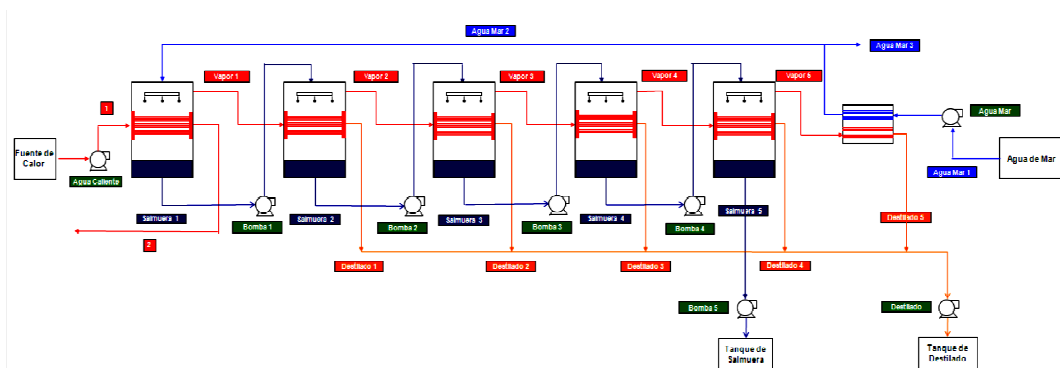


FIGURA 3. 24 Sistema MED con alimentación en serie [IMPULSA 2008]

3.11 TECNOLOGÍA MED-LE

Existen dos maneras de incrementar la eficiencia en una planta MED:

- 1.- Incrementando el número de efectos
- 2.- Modificando la configuración de la planta

Considerando ésta última, en el Instituto de Ingeniería de la UNAM se han desarrollado tres propuestas diferentes para el sistema de alimentación de agua de mar a las cámaras de la MED, las cuales se presentarán a continuación.

Propuesta 1

En la FIGURA 3. 25 se muestra la primer modificación del sistema MED en donde el vapor generado en cada efecto se condensa en el mismo, precalentando el agua de alimentación, la cual entra en la primer cámara; la salmuera producida en la primer cámara se introduce a la siguiente cámara como agua de alimentación, y así sucesivamente hasta la última cámara. En este caso el agua caliente de la fuente de calor no se desecha después del primer efecto sino que sigue a través de los demás efectos para continuar el proceso de evaporación. En este modelo el producto o destilado se recoge de cada una de las cámaras y del condensador final.

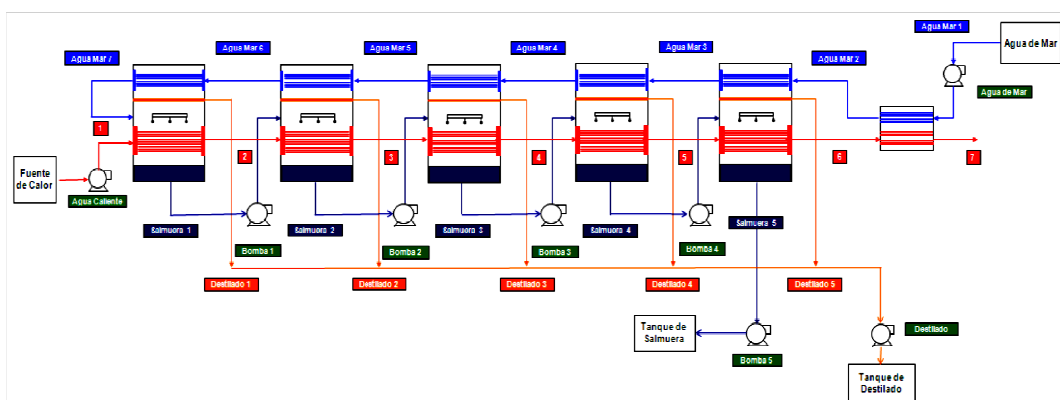


FIGURA 3. 25 Diagrama de la propuesta 1 [IMPULSA 2008]

Propuesta 2

El modelo de la propuesta 2, ver FIGURA 3. 26, tiene el mismo principio de operación que el sistema MED con alimentación en serie. La modificación que lo caracteriza es que el agua caliente de la fuente de calor no se desecha, sino que continúa a través de los demás efectos cediendo su energía para producir más vapor. Esta modificación hace que se mejore la eficiencia del proceso.

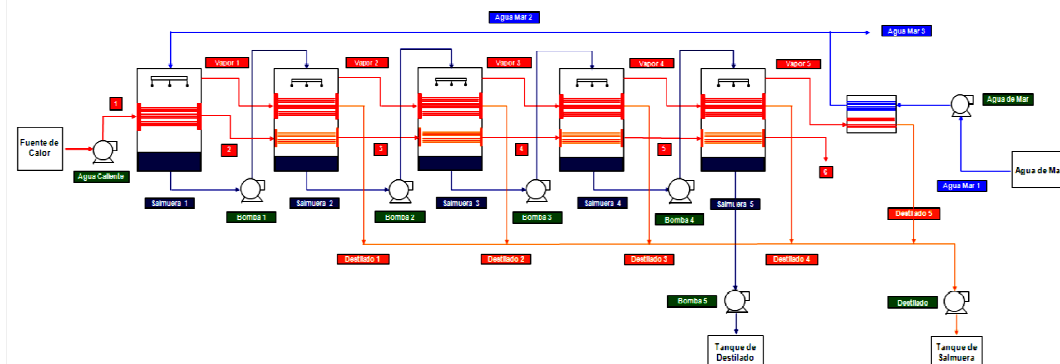


FIGURA 3. 26 Diagrama de la propuesta 2 [IMPULSA 2008]

Propuesta 3: MED - LE

El modelo de la FIGURA 3. 27 muestra el sistema MED Low Energy el cual tiene el mismo principio de operación que el sistema MED con alimentación en paralelo. La modificación que se le hace es que el agua caliente de la fuente de calor no se desecha, sino que continúa a través de los demás efectos cediendo su energía para producir más vapor. Esta modificación hace que se mejore mucho más la eficiencia del proceso.

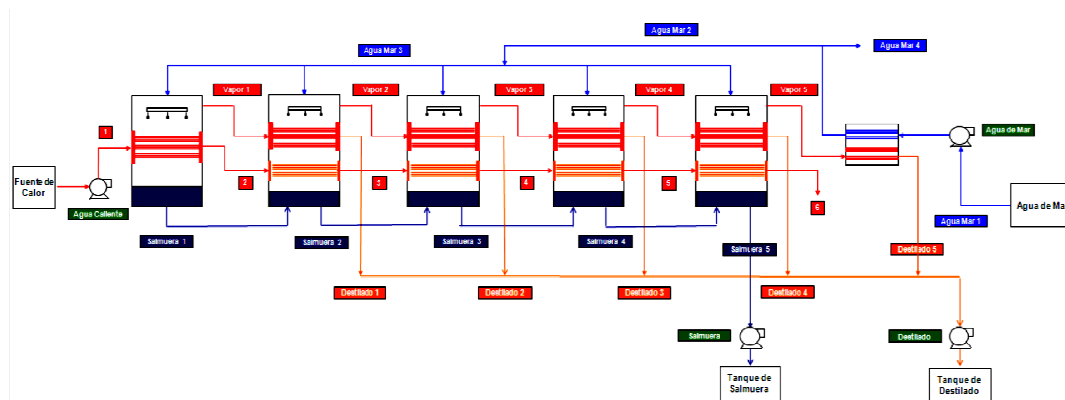


FIGURA 3. 27 Diagrama del sistema MED Low Energy [IMPULSA 2008]

A continuación se presenta una tabla comparativa de todas las configuraciones de la MED hecha por el grupo de trabajo IMPULSA del Instituto de Ingeniería de la UNAM. En ésta se puede observar que el modelo de la propuesta 3 MED-LE es el que más destilado produce utilizando poca energía en la fuente de calor por lo que este modelo se ha seleccionado para hacerle un diseño a detalle y así obtener la desaladora MED Low Energy.

TABLA 3. 7 Comparación de los resultados de los diferentes modelos [IMPULSA 2008]⁶⁴

Parámetros	Paralelo	Serie	Propuesta 1	Propuesta 2	MED Low Energy
Agua alimentación [m ³ /h]	66	54	359	71	92
Destilado [m ³ /h]	21.5	20.2	16.5	26.6	27.8
Recuperación [%]	33	37	5	37	30
Potencia bombas [kW]	18.80	24.60	95.80	40.5	26.7

Con este nuevo diseño se pretende lograr una tecnología sustentable para producir agua desalada en la zona desértica del noroeste del país, con muy poco consumo de energía externa.

Algunas de las ventajas de usar la desalación por múltiple efecto son:

- El requerimiento de pretratamientos del agua de alimentación es mínimo.
- Produce agua de alta calidad
- Las plantas MED son muy seguras inclusive sin un estricto mantenimiento.
- Estas plantas pueden combinarse con otros procesos, por ejemplo al usar la energía calorífica de las plantas termoeléctricas, como es el caso de Tuxpan.
- Pueden manejar niveles normales de materia biológica (suspendida).
- Los requerimientos del personal de mantenimiento son mínimos.

⁶⁴ PABLO BARRIENTOS, Jorge Eleazar (2009) "Desalación de agua de mar con agua caliente utilizando procesos térmicos". (Tesis de Licenciatura - Universidad Nacional Autónoma de México)



Algunas desventajas de estos sistemas son:

- La construcción y operación de estas plantas son costosas.
- El consumo energético es particularmente alto.
- La planta es susceptible a la corrosión, lo cual afectará en menor o mayor forma dependiendo el tipo de material empleado.
- El agua producto sale a elevada temperatura, por lo que hay que enfriarla antes de poder usarla como agua potable.

3.12 EL INTERCAMBIADOR DE CALOR

En las plantas desaladoras MED, las cámaras presurizadas constituyen el equipo de transferencia de calor, ya que en su interior se localiza el arreglo de tubos por los que circula el recurso caliente que logrará evaporar el agua de mar, FIGURA 3. 28, así como los tubos por los que circula el agua fría y que condensarán el vapor generado, FIGURA 3. 29, ambos equipos tubulares y separados por el Demister para remover la cantidad de sales en el vapor generado.

Al igual que los intercambiadores de calor tubulares empleados en las plantas geotérmicas, estas cámaras, FIGURA 3. 30, deben tener características especiales que le permitan trabajar con agua salada y con los recursos geotérmicos sin que su eficiencia se vea afectada por el ataque químico debido a la corrosión y las incrustaciones que se puedan formar tanto al interior como al exterior de los tubos.

La corrosión dentro de las cámaras depende principalmente de:

- La cantidad de gases que entran en la unidad
- La temperatura de operación
- La concentración de iones de cloruro
- El pH

En los procesos de destilación, el sulfato de calcio, CaSO_4 , el hidróxido de magnesio, $\text{Mg}(\text{OH})_2$, y el carbonato de calcio, CaCO_3 , en el agua pueden causar incrustaciones en la superficie de los tubos.

Otro aspecto que ocasiona problemas severos en el equipo, es la entrada de arena al evaporador, ya que este sólido suspendido erosionará la superficie de los tubos.

Para poder reducir los efectos corrosivos del agua en los materiales, la erosión y la formación de incrustaciones, se pueden aplicar pretratamientos al fluido para asegurar que los componentes que están presentes en el suministro de agua cruda no den como resultado una pérdida en el rendimiento durante la operación normal de la planta.

También es de suma importancia escoger el material adecuado para construir las cámaras, verificando algunas propiedades como:

- ✓ Resistencia a la erosión y a las incrustaciones
- ✓ Resistencia a las picaduras o perforaciones generadas por el agua salada
- ✓ Resistencia a la corrosión
- ✓ Buena maquinabilidad para fabricar los tubos
- ✓ Razonable fuerza y ductilidad
- ✓ Buena conductividad térmica
- ✓ Resistencia al ensuciamiento marino
- ✓ Compatibilidad galvánica entre los materiales del espejo, la carcasa y los tubos
- ✓ Confiables y rentables



FIGURA 3. 28 Evaporador de la cámara desaladora MED [IMPULSA, 2008]



FIGURA 3. 29 Condensador de la cámara desaladora MED [IMPULSA, 2008]



FIGURA 3. 30 Vista interna de una cámara de desalación de una planta MED [IMPULSA, 2008]



CONCLUSIÓN DEL CAPÍTULO 3

La finalidad de este capítulo fue mostrar un panorama concreto de los usos que pueden tener los intercambiadores de calor en el campo de la geotermia. Debido a que una de las aplicaciones más importantes de la geotermia a últimas fechas ha sido la producción de energía eléctrica, se consideró necesario mencionar el uso de los intercambiadores de calor en los diferentes ciclos de transformación de energía que puede incluir una planta geotérmica, como el ciclo binario, el ciclo Kalina, el PWG y las combinaciones entre éstos.

Aunado a ello, de los diferentes usos directos que se le pueden atribuir a la geotermia, se optó por explicar el caso de la desalación de agua de mar, con la finalidad de fomentar y reforzar estas prácticas en el país, ya que, actualmente, México presenta severos problemas relacionados con el abastecimiento de agua y, como los acuíferos se van contaminando y sobreexplotando a una velocidad mayor que hace unos años, será indispensable buscar alternativas para la obtención de este recurso. Las pocas plantas desaladoras térmicas que se tienen en el país, en su mayoría están conectadas a una fuente de calor residual de alguna industria o planta termoeléctrica, sin embargo, la propuesta actual se avoca al aprovechamiento de recursos geotérmicos de baja entalpía para fungir como la fuente de calor de las plantas.

Esta propuesta se sustenta en el concepto de que México es un país altamente favorecido en yacimientos geotérmicos, debido a sus condiciones geográficas y geológicas, pudiéndose así, aprovechar la energía interna de la Tierra para desalar el agua de mar sin necesidad de requerir el calor residual de algún otro proceso industrial. De esta manera, se cree que empleando la geotermia para este fin, se reducirá notablemente la contribución de contaminantes de dichas plantas a la atmósfera.

La Comisión Federal de Electricidad (CFE) ha realizado estudios para determinar la localización de los yacimientos geotérmicos en todo el país y el resultado ha sido una distribución vasta sobre todo el territorio, concentrándose la mayor parte en el Cinturón Volcánico Mexicano. De esta manera, el proyecto se torna muy ventajoso debido a que se puede abastecer de agua dulce a todas aquellas comunidades que residen cerca de algún yacimiento geotérmico y para las cuales no resulta problemático transportar el agua salada. Esto sería de gran utilidad ya que se reducirían las comunidades cuyo abastecimiento de agua depende de los acuíferos logrando prolongar la vida de éstos.

En el siguiente capítulo se presentará la propuesta de diseño del intercambiador de calor para estas plantas, para lo cual se han mencionado algunos aspectos relevantes que deben considerarse para obtener un equipo funcional y con alta eficiencia, como el tipo de materiales a emplear, los ataques químicos más comunes debido a las características del agua salada (corrosión, formación de incrustaciones y erosión), las condiciones de los recursos geotérmicos como la presión y la temperatura, el tipo de configuración de los intercambiadores actuales, entre otros.



CAPITULO 4. IMPLEMENTACIÓN METODOLÓGICA PARA EL DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y CORAZA QUE EMPLEA RECURSOS GEOTÉRMICOS DE BAJA ENTALPÍA EN UN SISTEMA DE DESALACIÓN MED.

En este capítulo se expondrán los criterios para el diseño de un intercambiador de calor de tubo y coraza así como las teorías termodinámicas necesarias para determinar los parámetros de operación que están sujetos a las condiciones de trabajo y a las características de los fluidos que se emplearán en este equipo, y poder determinar con éstos, el mejor diseño del intercambiador de calor.

Como se mencionó en el primer capítulo de este trabajo, existe una variedad importante de configuraciones posibles que puede adoptar un intercambiador de calor de tubo y coraza, en relación a la selección y disposición de sus partes principales: la carcasa y los cabezales de distribución. Estos elementos se seleccionan previamente considerando varios aspectos como: el tipo de fluidos, las presiones al interior y exterior de los tubos, las temperaturas, si habrá o no cambio de fase de los fluidos, entre otros.

Existen, sin embargo, otras consideraciones que deben tomarse en cuenta para completar el diseño de un equipo de este tipo, como la velocidad de cada fluido, el tipo de alimentación (en paralelo, a contraflujo y flujo cruzado), sus viscosidades, la geometría de los tubos (con o sin aletas), el tipo de arreglo tubular (lineal o escalonado), los materiales de la carcasa, tubos, sellos, bridas, elementos de sujeción, etc., el número de pasos de coraza y de tubos que se requieran en el proceso, entre otros, los cuales se irán analizando a lo largo de este capítulo.

Así mismo, se mostrará un esquema de la planta piloto para desalación usando tecnología MED-LE, que se pretende implementar, en el proyecto IMPULSA IV del Instituto de Ingeniería de la UNAM, con fines didácticos, la cual llevará incorporados dichos equipos. Al final del capítulo se anexarán los dibujos en CAD del intercambiador de calor, a los que se llegó para fungir como las cámaras presurizadas de la MED-LE.

4.1 PRINCIPIO DE LA EVAPORACIÓN DE PELÍCULA EN TUBOS HORIZONTALES

Se ha hablado ya del funcionamiento de una planta desaladora MED, sin embargo, ahora abordaremos el tema desde una perspectiva más específica, enfocándonos al mecanismo de evaporación del agua de mar dentro de las cámaras.

El proceso comienza al hacer pasar el flujo de agua salada por un aspersor o nariz, localizado en la parte superior de la cámara, el cual pulveriza el líquido en pequeñas gotas que caen sobre el arreglo de tubos horizontales. Conforme caen más gotas sobre la superficie externa de los tubos, se va formando una delgada capa de agua sobre éstos, que cae por la acción de la gravedad. Por el interior de los tubos, circula vapor o agua caliente proveniente, ya sea de la cámara anterior (vapor) o del pozo geotérmico (líquido) la cual transfiere su calor por conducción a la pared del tubo y luego a la delgada película de agua que rodea el exterior de los tubos, lográndose así el cambio de fase del agua salada.

Como el recurso geotérmico o el vapor se encuentran entre 80°C y 100°C, es necesario mantener las cámaras a una presión de vacío, ya que a presión atmosférica y a esas temperaturas no lograríamos evaporar el agua de mar por dos razones principales, por un lado se tienen pérdidas de calor en el equipo que provocan la disminución de la temperatura del recurso caliente impidiendo elevar el agua de mar hasta la temperatura de evaporación a dicha presión y por otro, el tiempo que la película de agua se mantiene sobre los tubos es muy pequeño y no es el suficiente para lograr un mayor acercamiento de las temperaturas y se dé el cambio de fase. En cambio, si disminuimos la presión en la cámara podemos reducir también la temperatura de evaporación del agua salada hasta un nivel de operación más favorable para nuestro proceso.

Bajo estas condiciones sí podemos producir vapor. El agua salada cambia de fase y mantiene la mayor concentración de sales en la fase líquida, mientras que la cantidad de sales en el vapor es casi imperceptible. La fase gaseosa circula a través de una malla metálica, llamada demister, la cual tiene la función de retener las gotas de agua que pueda arrastrar el vapor, esto con la intención de pasar vapor seco al siguiente efecto y asegurar, que al condensarlo, el producto obtenido sea agua dulce. Desde el punto de vista físico y químico, las diferencias entre el agua dulce, el agua de mar y la salmuera sólo están en la distinta concentración de sales de cada una, variando entre 0.5 gramos por litro en agua dulce, 35 en el agua de mar y 69 en la salmuera⁶⁵. Este proceso se ejemplifica en la FIGURA 4. 1.

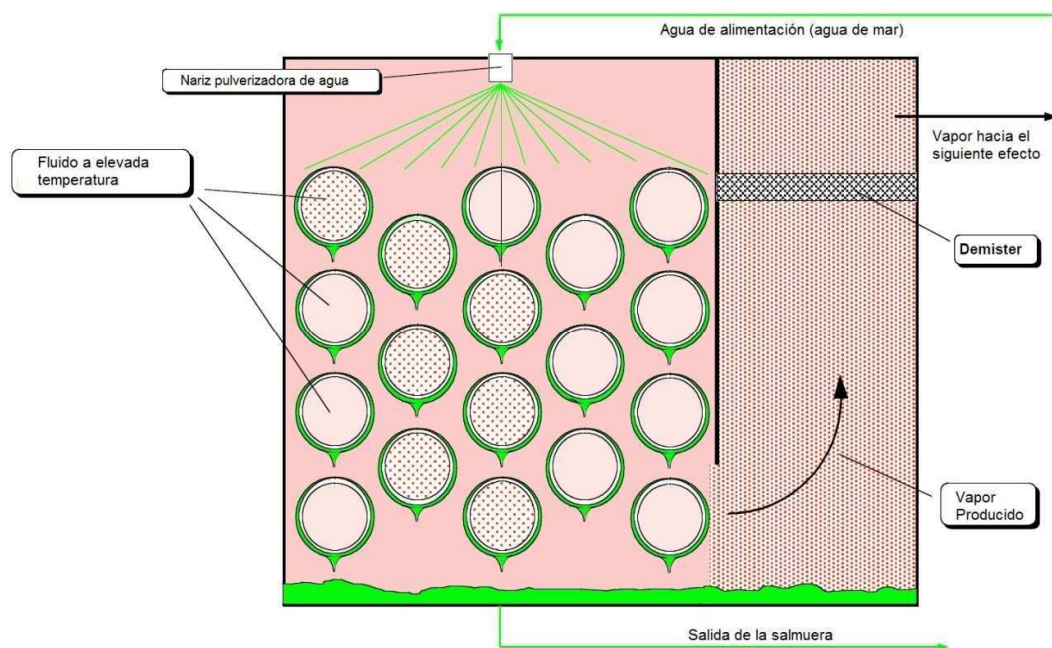


FIGURA 4. 1 Principio de evaporación en tubos horizontales⁶⁶

Estas cámaras son el elemento más importante en la planta desaladora MED-LE, por lo que su diseño requiere atención y dedicación para obtener una buena eficiencia en el equipo. Antes de comenzar con el análisis termodinámico de las cámaras, se explicará a groso modo, en qué consiste la planta piloto de la MED-LE que se construirá en el proyecto IMPULSA IV del Instituto de Ingeniería de la UNAM.

4.2 PROYECTO DE LA PLANTA PILOTO MED-LE EN EL II DE LA UNAM

El Instituto de Ingeniería de la UNAM, ha estado investigando en la forma de aprovechar la energía geotérmica en sistemas de desalación térmica, particularmente en el sistema MED, para optimizar los costos del destilado y disminuir la contaminación al ambiente reduciendo la dependencia a fuentes de calor industriales, como el calor de desecho de plantas termoeléctricas, por ejemplo.

El objetivo de este trabajo es implementar, inicialmente, un modelo didáctico que permita realizar pruebas experimentales y de pie a la corrección de las posibles fallas de operación, así como a las correspondientes mejoras en cada uno de los sistemas que la conforman.

⁶⁵ TORRES, Miguel, "La desalación de agua de mar y el vertido de la salmuera" CEDEX, Área de Calidad de las Aguas. España, 2004.

⁶⁶ Greffrath, Rainer "Effect of Scaling on Design and Operation of Thermal Seawater Desalination Plants" Alemania. Disponible en: www.dieselduck.net

Con los resultados obtenidos en esta primera etapa se continuará con la fabricación de un segundo equipo más sofisticado y con mayor eficiencia que sea capaz de desalar una mayor cantidad de agua. El esquema del modelo didáctico de dicha planta se presenta en la FIGURA 4. 2. El alcance de este trabajo se concreta solamente en el modelo didáctico de la primera etapa.

Para la construcción de esta planta piloto, se ha considerado partir de equipos existentes en el mercado cuya accesibilidad sea sencilla, con la finalidad de reducir los costos que tendría el fabricar las piezas desde una concepción inicial, exceptuando obviamente, el equipo de transferencia de calor. Esto se aprecia en la FIGURA 4. 2.

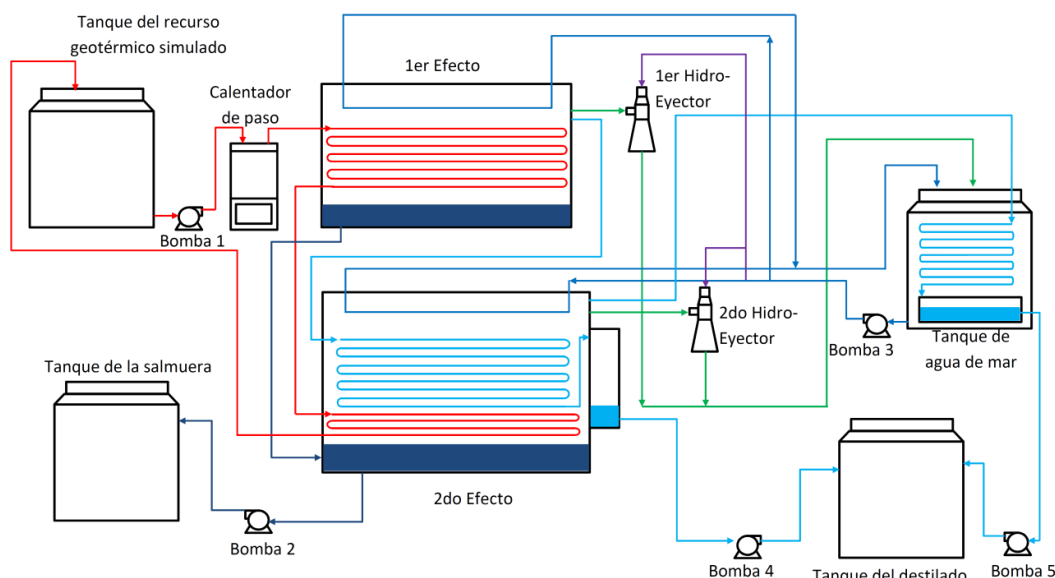


FIGURA 4. 2 Diagrama de la planta desaladora MED-LE propuesta en el proyecto IMPULSA IV

A continuación se hablará de los aspectos teóricos involucrados en el diseño de un intercambiador de calor de tubo y coraza.

4.3 MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

La ciencia de la transferencia de calor está relacionada con la razón de intercambio de calor entre cuerpos calientes y fríos, llamados respectivamente fuente y receptor. Hay tres formas diferentes en las que el calor puede pasar de la fuente al receptor, aun cuando muchas de las aplicaciones en la ingeniería son combinaciones de dos o las tres formas de transferencia. Estas son: conducción, convección y radiación.

4.3.1 Conducción

Es la transmisión de calor de una parte a otra de un mismo cuerpo, o de un cuerpo a otro con el que está en contacto físico sin que se produzca un desplazamiento apreciable en las partículas del cuerpo. La ecuación diferencial fundamental para la transmisión de calor por conducción es la ley de Fourier.

$$dQ = -k A \frac{dT}{dx} \quad (4-1)$$



En la que dQ es el flujo de calor, A es el área normal a la dirección en que fluye el calor y dT/dx es la rapidez en que varía la temperatura en función de la distancia en la dirección y sentido en que fluye el calor, esto es, un gradiente de temperatura.

El factor k se denomina conductividad térmica y está relacionada con la temperatura y con el material a través del cual fluye el calor. Hay que mencionar que la presencia de impurezas, especialmente en metales, puede producir variaciones considerables en la conductividad térmica. Este problema es muy común en los intercambiadores de calor, especialmente en los que manejan fluidos con alta concentración de sales. Al utilizar las conductividades térmicas hay que tenerse en cuenta que la conducción no es el único método para transmitir calor, especialmente cuando se manejan líquidos o gases, ya que la convección y la radiación cobran mayor importancia.

En el flujo estacionario de calor, el término dQ de la ecuación (4-1) es constante y se puede sustituir por q . Si k y A son independientes de t y de x , la ecuación (1-1) puede escribirse de la siguiente manera:

$$Q = k A \frac{T_1 - T_2}{x_2 - x_1} = k A \frac{\Delta T}{x} \quad (4-2)$$

En la que ΔT representa la diferencia de temperaturas.

Como ya se mencionó, k no es constante, sino que es función de la temperatura. En la mayoría de los casos, en los intervalos de valores empleados, la relación es de primer grado. La integración de la ecuación (4-1) con k como una función de primer grado con respecto a T nos da:

$$Q = k_{med} A \frac{\Delta T}{x} \quad (4-3)$$

En la que k_{med} es la media aritmética de las conductividades térmicas entre las temperaturas T_1 y T_2 . Esta media arroja resultados correctos dentro de la precisión de los datos en la mayoría de los casos, aunque puede hacerse una integración especial para obtener más exactitud, siempre que k difiera mucho de ser una función de primer grado con respecto a la temperatura.

4.3.2 Convección

La convección es la transferencia de calor entre partes relativamente calientes y frías de un fluido por medio de mezcla, es decir, se trata de un transporte de energía que se lleva a cabo como consecuencia del movimiento de un fluido (líquido o gas) y está íntimamente relacionado con el movimiento de éste, y por lo tanto, las propiedades del fluido tienen un efecto importante sobre la transferencia de calor.

Debido a que el campo de temperatura de un fluido está influenciado por el movimiento de éste, la determinación de la distribución de temperatura y de la transferencia de calor por conducción es difícil en la mayoría de los casos prácticos, por lo que resulta más conveniente calcular el flujo de calor disipado por el sistema en términos de la diferencia total de temperaturas entre la superficie de éste a una temperatura T_w y el fluido que se desplaza sobre ella a una temperatura media T_f :

$$q = h (T_f - T_w) \quad (4-4)$$

Donde h es el coeficiente de transferencia de calor o coeficiente de película y, q es el flujo de calor en la pared. Si el flujo de calor se expresa en las unidades $[W/m^2]$ y la temperatura en $[^\circ C]$, entonces, el coeficiente de transferencia de calor tendrá las unidades $[W/m^2 \cdot ^\circ C]$. A la ecuación (4-4) se le conoce como la "Ley de Newton de enfriamiento".



El fenómeno de transferencia de calor por convección normalmente se clasifica como convección forzada y convección libre o natural. En el primer caso el fluido se hace pasar sobre el sistema mediante la acción de algún agente externo, como un ventilador, una bomba o agentes meteorológicos, por otra parte, el movimiento del fluido resulta, en el segundo caso, como una consecuencia de los gradientes en densidad que experimenta éste, al estar en contacto con una superficie a mayor temperatura y en presencia de un campo gravitacional (o centrífugo).

Convección libre y forzada:

Cuando del calor se transmite por mezcla de las partes calientes con las frías de un mismo material, el mecanismo se conoce con el nombre de convección, la cual está restringida al caso de los fluidos. Es muy raro que el calor se transmita a través de los fluidos por conducción pura sin que exista algo de convección debido a que se forman torbellinos por los cambios de densidad producidos por la variación de la temperatura. Por esta razón, los términos conducción y convección se utilizan con frecuencia juntos, aunque en muchos casos, el fenómeno preponderante es el de convección.

a) Convección natural o libre

Cuando el movimiento de fluido es provocado por una diferencia de temperatura y en consecuencia se obtiene una diferencia de densidades.

Se ha observado que las velocidades de convección natural dependen de las propiedades del fluido: densidad, viscosidad, conductividad térmica, capacidad calorífica a presión constante, y por otros factores como alguna dimensión lineal del sistema (el diámetro o la longitud), la aceleración de la gravedad.

b) Convección forzada

Cuando el movimiento del fluido es provocado por un agente externo como una bomba o un ventilador. Este tipo de transferencia puede ser descrito por la siguiente ecuación:

$$dQ = h A dT \quad (4-7)$$

La constante de proporcionalidad es un término sobre el cual tiene influencia la naturaleza del fluido y la forma de agitación debe evaluarse experimentalmente. Se le denomina “coeficiente de transferencia de calor”. Como se ha mencionado, a la ecuación anterior, escrita en forma integrada, se le conoce como la Ley de enfriamiento de Newton.

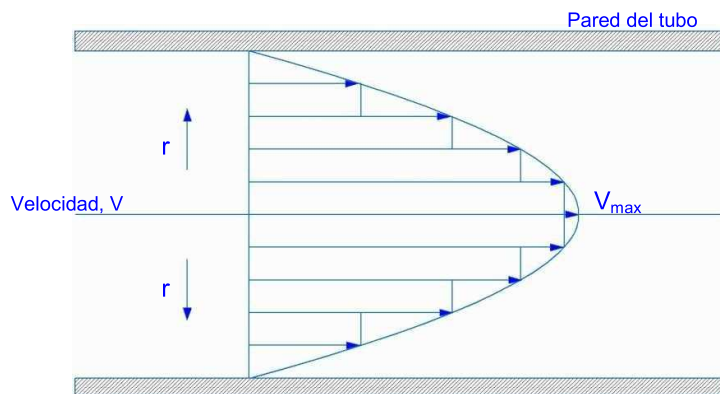
$$Q = h A \Delta T \quad (4-8)$$

En convección forzada se distinguen dos grandes casos que son: convección a régimen laminar y convección a régimen turbulento.

En régimen laminar las partículas del fluido, fluyen en líneas paralelas a lo largo del eje del tubo, procediendo como el deslizamiento de delgados cilindros concéntricos de líquido, uno dentro del otro, como se muestra en la FIGURA 4. 3.

En cada “lámina” sucesiva existen gradientes de las propiedades de transporte (velocidad, concentración o temperatura) hasta el centro del tubo. El flujo laminar en tubos puede ser interpretado como un efecto de conducción, y está sujeto también a la ocurrencia simultánea de convección libre. Los fluidos pueden desplazarse en régimen laminar debido a tres condiciones:

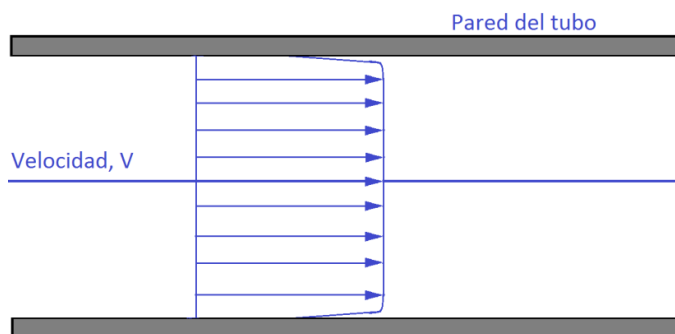
1. El fluido es viscoso
2. El fluido no es viscoso pero la cantidad es pequeña para el área de flujo en cuestión y
3. El gasto y la viscosidad son intermedias, pero su combinación resulta en un flujo en régimen laminar.

FIGURA 4. 3 Flujo laminar en tubos⁶⁷

A medida que el campo de flujo o las propiedades del fluido cambian, comienzan a presentarse perturbaciones en el régimen de flujo hasta que éste se vuelve completamente turbulento. Esta transición de laminar a turbulento no es abrupta, y depende también de las condiciones de rugosidad de las paredes del tubo y del nivel de turbulencia en la corriente libre del fluido.

Mientras que en régimen laminar la transferencia de calor y movimiento se lleva a cabo por difusión molecular entre capas de manera ordenada, en régimen de transición se presenta un movimiento desordenado de esas capas a nivel molecular, en la que los efectos laminares (moleculares) y turbulentos son igualmente importantes.

En el régimen turbulento, el fluido se desplaza en forma de torbellino no localizado, FIGURA 4. 4. Las fluctuaciones de velocidad superpuestas al movimiento principal provocan una homogenización de las propiedades del fluido en una zona cercana al centro de la propia corriente.

FIGURA 4. 4 Flujo turbulento en tubos⁶⁸

En el régimen turbulento, los efectos enteramente laminares (moleculares) son despreciables frente a los turbulentos en la transferencia de calor.

En la FIGURA 4.5 se muestran los perfiles de velocidad para régimen laminar y turbulento. Puede observarse que las cercanías de la pared del tubo, la velocidad del fluido tiende a ser muy pequeña, mientras que en la parte media del tubo la velocidad es máxima. Mientras que el perfil en régimen laminar obedece a una parábola, en régimen turbulento se aprecia una zona cercana al centro en que la velocidad del fluido es constante.

⁶⁷ WELTY R., James, WICKS E. Charles y WILSON E. Robert "Fundamentos de transferencia de momento, calor y masa" Ed. Limusa, Primera Edición

⁶⁸ Ibid, pp. 429

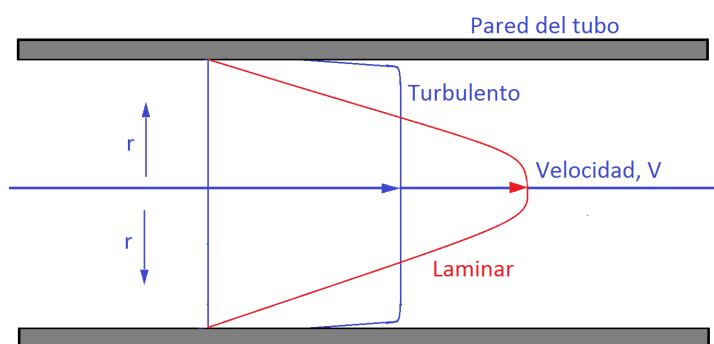


FIGURA 4. 5 Perfil de velocidades en un tubo en régimen laminar y turbulento⁶⁹

Debido a la relación física tan estrecha que existe entre el movimiento del fluido y la transferencia de energía, la determinación analítica del coeficiente de transferencia de calor deberá considerar las propiedades físicas del fluido, la rugosidad del ducto, así como el área y el régimen del flujo.

4.3.3 Radiación

Tanto los mecanismos de transferencia de calor por conducción como por convección requieren de un medio para la propagación de la energía. Sin embargo, el calor también puede propagarse en el vacío absoluto mediante radiación. Puede decirse, que a una temperatura dada, todos los cuerpos emiten radiación en forma de energía electromagnética en diferentes longitudes de onda, siendo la radiación dependiente de la temperatura absoluta del cuerpo y de sus características superficiales, sin embargo, sólo aquella fracción que se encuentra en el rango de longitudes de onda de 0.1 a 100 micrones⁷⁰ aproximadamente, se considera como radiación térmica. Dentro de este intervalo del espectro electromagnético se localiza el rango ultravioleta, el visible y el infrarrojo.

Un radiador perfecto o cuerpo negro, es aquel que emite energía radiante de su superficie a una razón proporcional a su temperatura absoluta elevada a la cuarta potencia, es decir,

$$q = \sigma (T^4 - T_{alr}^4) \quad (4-5)$$

En donde σ es conocida como la constante de Stefan Boltzmann y tiene un valor de $5.67 \times 10^{-8} \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K}^4]$. De esta expresión se deduce que la superficie de todo cuerpo negro emite radiación, si es que se encuentra a una temperatura diferente del cero absoluto, independientemente de las condiciones de los alrededores.

Un cuerpo real no satisface las características de un cuerpo negro, dado que emite una menor cantidad de radiación que éste. Si un cuerpo emite, a una temperatura dada, una fracción constante de la emisión correspondiente a un cuerpo negro a cada longitud de onda, se le conoce como cuerpo gris. Es decir:

$$q = \varepsilon \sigma T^4 \quad (4-6)$$

Donde ε es una propiedad radiativa de la superficie denominada emisividad, y es numéricamente igual al cociente de la emisión de radiación de un cuerpo gris, con respecto a la de uno negro.

⁶⁹ Ibid, pp. 431

⁷⁰ 1 micrón = 0.0001 cm



4.4 FACTORES QUE INFLUYEN EN EL DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

El diseño de un intercambiador de calor involucra una serie de consideraciones mecánicas y físico-químicas, es decir, el equipo debe satisfacer las necesidades del proceso, ser económico, tener bajo costo de construcción y mantenimiento y, además de poseer una eficiencia de generación aceptable.

Generalmente el intercambiador de calor se diseña para las condiciones máximas de temperatura y presión en el proceso, aunque si se presentarán variaciones importantes de estos parámetros en la operación, deben considerarse también en el diseño las condiciones mínimas para evitar la falta de superficie de transferencia de calor y la pérdida del control del proceso por exceso de área.

Los requerimientos del proceso fijan las condiciones de operación, cantidad de fluidos a manejar, así como las dimensiones de la unidad. El diseño óptimo de un intercambiador de calor, es aquel que combina los menores costos de inversión inicial y de operación.

Algunos de los aspectos más importantes que deben tomarse en cuenta para el diseño y selección de un intercambiador de calor son: problemas de corrosión y de incrustaciones, depósito de sólidos en las líneas de flujo, caídas de presión, el tipo de fluidos, temperaturas, el flujo másico, la velocidad de los fluidos, la viscosidad, la proposición del arreglo, el peso y tamaño del equipo, las dilataciones térmicas en las tuberías y desde luego el costo.

4.5 PROCEDIMIENTO DE DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CORAZA

Aún cuando los problemas que intervienen en el diseño completo de un intercambiador de calor son múltiples y de carácter muy diverso, la metodología para predecir el comportamiento térmico es relativamente sencilla. Esta metodología involucra los siguientes pasos:

1. Seleccionar la configuración del intercambiador de calor que mejor se ajuste a las condiciones del proceso (estándares TEMA⁷¹).
2. Analizar los flujos, interno y externo.
3. Dibujar los diagramas térmicos.
4. Comprobar el balance de masa y energía, para lo cual, hemos de conocer las condiciones del proceso, como: caudales, temperaturas, presiones y propiedades físicas de los fluidos.
5. Análisis de la diferencia de temperaturas entre los fluidos
6. Calcular los coeficientes de película y los coeficientes globales de transmisión de calor
7. Calcular la superficie de transferencia de calor.
8. Calcular las dimensiones del intercambiador

A continuación se seguirá esta metodología paso a paso para obtener el diseño de un intercambiador de calor que satisfaga las necesidades de la planta desaladora piloto MED-LE del proyecto IMPULSA de la UNAM.

⁷¹ Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc



4.5.1 Seleccionar la configuración del intercambiador de calor que mejor se ajuste a las condiciones del proceso (estándares TEMA⁷²).

Como se mencionó al inicio de este capítulo, las plantas desaladoras MED convencionales funcionan con intercambiadores de calor de tubos horizontales. Su objetivo es evaporar agua salada para generar vapor de agua (ya sin sales) y al condensarlo obtener agua dulce. Para lograr esto, su equipo de intercambio de calor está dispuesto de la siguiente manera:

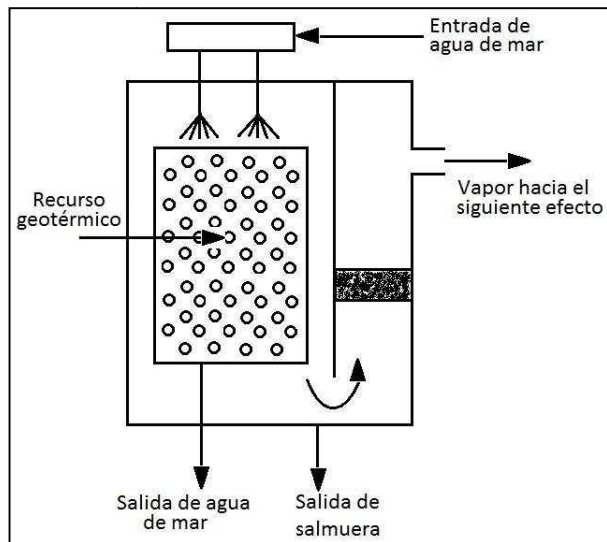


FIGURA 4. 6 Bosquejo de la planta desaladora MED (El Autor)

Las cámaras de las plantas MED convencionales, FIGURA 4. 7, se construyen, ya sea de forma cilíndrica o en forma rectangular. Para este prototipo, se ha optado por la configuración cilíndrica debido a que presenta más ventajas en su manufactura y en su costo que las plantas rectangulares, así como en su mantenimiento.



FIGURA 4. 7 Configuraciones de las plantas desaladoras MED.
Izquierda: Planta desaladora MED Hub, en Karachi, Pakistán. (Rectangular)
Derecha: Planta desaladora MED, en Fujairah, Emiratos Árabes Unidos. (Cilíndrica)

⁷² TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc.) es una asociación comercial de los principales fabricantes de intercambiadores de calor de tubo y coraza. Han sido pioneros en la investigación y desarrollo de estos equipos por más de sesenta años. Las normas de esta asociación han logrado aceptación en todo el mundo y se han convertido en una autoridad en cuanto al diseño mecánico de los intercambiadores de calor de tubo y coraza.



Como se mencionó al inicio de este capítulo, la evaporación en estas plantas se basa en el principio de la evaporación de película en tubos horizontales, por lo que el intercambiador de calor presenta un arreglo de flujo cruzado. Por un lado, se tiene el flujo del recurso geotérmico en dirección horizontal dentro de los tubos, y por otro, el flujo del agua de mar en dirección vertical.

Con estos requerimientos, se han seleccionado los elementos de los estándares TEMA: AJT, FIGURA 4. 8.

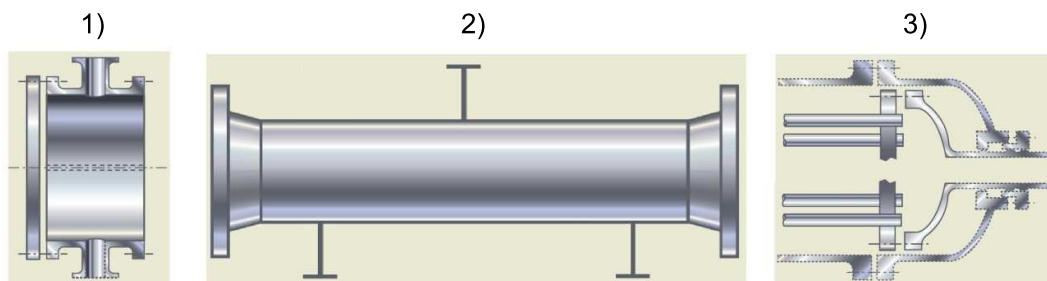


FIGURA 4. 8 Configuraciones de intercambiadores de calor de tubo y coraza, TEMA⁷³

Donde:

- 1) Cabezal frontal estacionario tipo A, de canal bipartido y cubierta desmontable.
- 2) Coraza tipo J de flujo dividido.
- 3) Cabezal flotante tipo T sin contrabrida.

Al ensamblar los tres elementos, resulta un intercambiador de calor como el que se muestra en la FIGURA 4. 9.

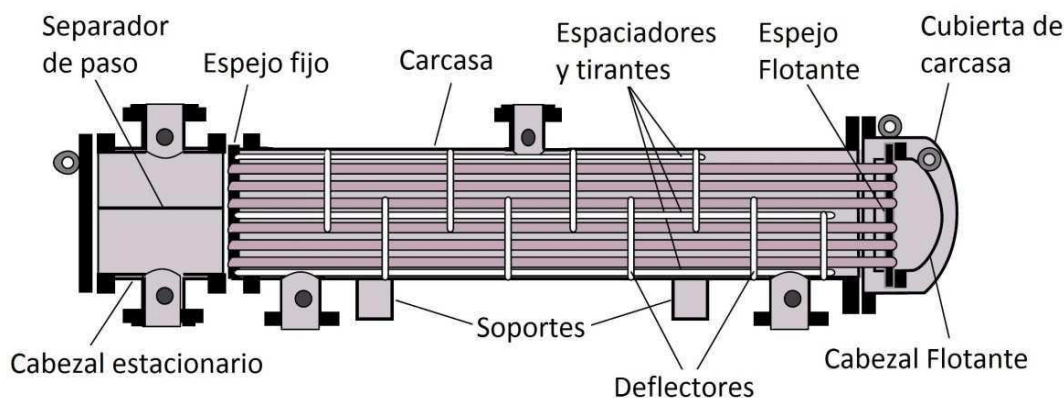


FIGURA 4. 9 Intercambiador de calor de tubo y coraza con cabezal flotante (TEMA AJT)⁷⁴

Ahora bien, la selección del cabezal frontal estacionario tipo A para este proyecto, obedece a la necesidad de hacer el equipo lo más sencillo posible de limpiar, para lo cual se ha optado por este cabezal debido a que puede desmontarse de la carcasa y su cubierta es removible, brindando la facilidad de realizar un buen mantenimiento, logrando remover las incrustaciones que llegasen a formarse en su interior y tratar el problema de la corrosión y ensuciamiento de los materiales de manera física y química. Esta facilidad se ve limitada en cabezales de cubierta fija o en aquellos que forman una sola pieza con la coraza. El cabezal tipo A posee un separador de paso para dirigir el flujo de los tubos en dos direcciones, aunque también puede colocarse más de un separador, dependiendo los pasos de tubo que se desee en el equipo.

⁷³ TEMA, Standards, 7th ed., Tubular Exchanger Manufacturers Association, Tarrytown, NY, 1988.)

⁷⁴ MUKHERJEE, Rajiv. "Effectively Design Shell-and-Tube Heat Exchangers". Engineers India Ltd. CHEMICAL ENGINEERING PROGRESS. Febrero, 1998



La carcasa se ha seleccionado para cumplir con los requerimientos de una planta MED convencional, en donde el flujo del lado de la coraza va en dirección vertical y el flujo dentro de los tubos en forma horizontal. Este arreglo corresponde a la coraza tipo J, donde la alimentación se lleva a cabo por la parte superior de la carcasa y el desagüe por la parte inferior de la misma.

Finalmente, el cabezal posterior se ha escogido del tipo flotante. Normalmente, en aplicaciones comerciales, este tipo de cabezal se usa para contrarrestar los efectos de la dilatación térmica de los materiales al presentarse severos cambios de temperatura, ya que como éste no está fijo a la carcasa, permite un movimiento libre del conjunto espejo-cabezal-tubos. Si las condiciones no permiten el uso de este tipo de cabezal, y se tienen importantes cambios de temperatura, puede optarse por usar juntas de expansión para resolver este problema.

Sin embargo, para este proyecto, esta no es la razón de haber seleccionado dicho cabezal, en el cual, las variaciones de temperatura no son tan importantes como para provocar deformaciones mecánicas severas en los materiales. No obstante, se seleccionó el cabezal flotante debido a una razón de diseño, ya que se ha designado el espacio formado por la parte exterior de este elemento y la parte interna de la cubierta de la carcasa como la cámara de salida del vapor de agua.

4.5.2 Analizar los flujos, interno y externo.

En este paso de la metodología debe hacerse mención del tipo de fluidos que se emplearán en el prototipo de la planta desaladora para escoger el arreglo más conveniente.

Cabe mencionar, que debido a la dificultad de trasladarse a las zonas donde se cuenta con estos recursos (geotérmico y agua de mar), en esta primera etapa del proyecto, el análisis térmico del intercambiador de calor, se llevará a cabo considerando agua dulce para sus cálculos. Sin embargo, en etapas futuras etapas del proyecto, éstos se simularán para efectos prácticos, considerando todos los elementos que componen a cada uno de ellos. Pese a esta restricción, los fluidos se abordarán de acuerdo a su concepción inicial para efectos de claridad del presente trabajo.

Los fluidos de trabajo son:

a) Agua de mar:

Este recurso debe ir por el exterior de los tubos, es decir, por el lado de la carcasa, debido a que la finalidad del proceso es lograr el cambio de fase del agua de mar para reducir al mínimo la concentración de sales en ésta y al condensarla lograr agua dulce. Este objetivo hace más conveniente dirigir el agua de mar por el lado de la corza ya que la diferencia de densidades facilita la separación de ambas fases en una cámara más amplia que en el interior de un tubo, además esta ventaja permite colocar el demister para mejorar la calidad del producto final. Una desventaja de esta disposición de flujo, es que se incrementa la dificultad y los costos de generar la presión deseada.

b) Recurso geotérmico de baja entalpía:

Ya se ha mencionado la intención de utilizar recursos geotérmicos de baja entalpía como fuente de calor para este prototipo. Se ha decidido conducir este flujo por el interior de los tubos ya que, los componentes del recurso geotérmico son altamente corrosivos y al mantenerlo por el lado de la carcasa, afectaría en cierta forma, el exterior de los tubos, así como el lado de la carcasa, incrementando los costos de mantenimiento del equipo. Otro aspecto que se tomó en cuenta para esta decisión, es que el recurso geotérmico no cambia de fase, al ser de baja entalpía se mantiene aproximadamente entre 80°C a 90°C, por lo que entra a los tubos en forma líquida a cierta temperatura y sale igualmente líquida pero a una temperatura menor. Esto simplifica enormemente las ecuaciones de diseño.

4.5.3 Dibujar los diagramas térmicos.

El prototipo de la planta MED-LE propuesta en el proyecto IMPULSA IV del Instituto de Ingeniería de la UNAM, constará de dos cámaras evaporadoras de agua de mar y de una cámara condensadora de vapor. Sin embargo, los alcances de este trabajo se centrarán exclusivamente en la primera cámara evaporadora.

Debido a las características del equipo, podemos observar, en la FIGURA 4. 10, que el sistema se puede representar como un flujo cruzado, ya que el recurso geotérmico transita en la dirección de los tubos (horizontal) y el agua de mar precipita sobre la superficie exterior de los mismos. Se aprecia también el diagrama térmico, el cual expone la variación de las temperaturas de los fluidos desde la entrada a la salida del equipo.

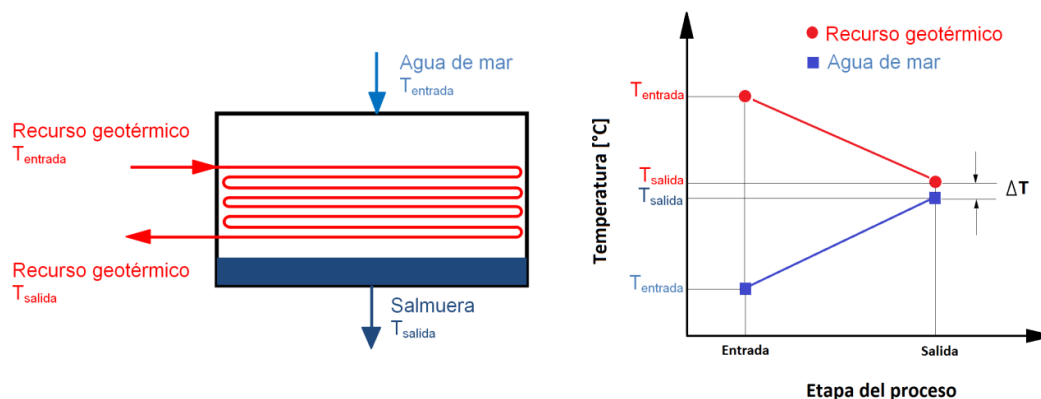


FIGURA 4. 10 Esquema del intercambiador de flujo cruzado que se usará en la MED-LE, así como su diagrama térmico (El autor)

4.5.4 Comprobar el balance de energía.

La cámara evaporadora juega un papel muy importante en el proceso de la MED, por lo que se ha dedicado sumo cuidado en su análisis másico y energético. A continuación, se muestra el esquema del intercambiador de calor que ha de usarse como la primer cámara evaporadora de la planta MED-LE,

FIGURA 4. 11, pero ahora se hará énfasis en aquellos puntos que servirán de referencia para hacer el estudio correspondiente.

Para poder comenzar con los balances de masa y energía, es necesario conocer algunas propiedades de los fluidos de trabajo en estos puntos, como los gastos, las temperaturas, las presiones, el tipo de fase en que se encuentran, ya sea líquido o gas. A continuación se hace mención de estas características en los cinco puntos establecidos.

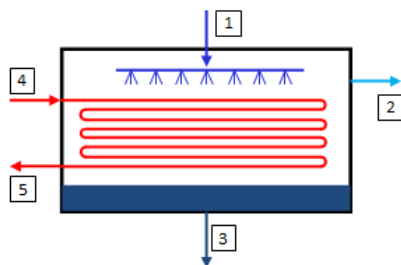


FIGURA 4. 11 Esquema del intercambiador de la MED-LE con los puntos más importantes para su análisis (El Autor)

**PUNTO 1:**

Por esta tubería se conduce el agua de mar a la entrada del evaporador, se ha considerado que este flujo se encuentra a temperatura ambiente ($T = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$), ya que así lo sustraeremos de su entorno natural para el proceso de desalación.

La presión en este punto la podemos inferir de bombear 10 litros de agua de mar por minuto a presión atmosférica en la Ciudad de México ($P_{\text{atm}} = 0.769\text{ [atm]} = 0.088\text{ [MPa]}$) hacia el evaporador, empleando una bomba de 0.5 [HP] de potencia y 20 [l/min] que incrementan la presión del agua a un valor de 0.2 [MPa], sin embargo, como se observa en la FIGURA 4. 2, hay una bifurcación del flujo antes de llegar a la cámara de evaporación, esto con la finalidad de conducir una porción de agua al eyector y que actúe como fluido motriz para generar la presión de vacío que deseamos al interior de la cámara. Para lograr esto, es necesario colocar una válvula en la tubería que separe las dos corrientes, sin embargo, este elemento nos provoca una ligera caída de presión. Como resultado, en el punto 1, la presión es de 0.18 [MPa].

En el punto dos se acondicionarán los aspersores, cuya función se centra en pulverizar al mínimo el flujo de agua de mar, hasta lograr pequeñas gotas que incidan sobre la superficie exterior de los tubos. La razón de formar estas pequeñas gotas radica en la facilidad de evaporar el agua de mar al tener menos masa e impregnar la superficie del tubo de manera puntual. En este punto, se tiene un flujo de 8 [l/min] aproximadamente, ya que los aspersores funcionarán como válvulas abiertas al 40% de su capacidad.

Punto 2:

Este punto es muy importante porque en esta sección se acoplará el equipo para la generación del vacío en la cámara. Se ha pensado colocar un hidroejector para aprovechar la energía del agua de mar al ser bombeada al interior de la cámara y que sirva como fluido motriz para generar el arrastre necesario. Este efecto produce la extracción del vapor producido para mandarlo a la siguiente cámara y finalmente condensarlo.

La presión al interior de la cámara es fundamental para lograr la evaporación del agua de mar. El valor de esta presión ha sido propuesta bajo criterios propios, considerando principalmente la temperatura del recurso geotérmico. El agua se evapora cuando llega a 100°C (a nivel del mar), sin embargo, el recurso geotérmico de baja entalpía solamente llega a 90°C y debido a que el agua de mar ingresa a la cámara a 25°C , la temperatura del recurso geotérmico disminuirá, impidiendo que el cambio de fase del agua de mar se lleve a cabo. Por esta razón, debe disminuirse la presión en el interior de la cámara hasta que sea viable el cambio de fase a dicha temperatura.

El valor sugerido para dicha presión es de 0.02 [MPa], cuya temperatura de saturación es de 60°C . A esta temperatura sí se lograría la evaporación del agua de mar. La presión de trabajo de las cámaras MED convencionales 0.013 [MPa]⁷⁵ como máximo, sin embargo, para este proyecto resultaría muy complicado llegar a estas presiones tan bajas, tanto económica como técnicamente.

Por lo tanto, las condiciones a las que se extrae el vapor del intercambiador son 0.02 [MPa] y 60°C . Sin embargo, el gasto del vapor que es generado, hay que determinarlo con un balance de masa considerando el cambio de fase del agua de mar. Este balance se analizará posteriormente.

Punto 3:

El tercer punto del sistema, denota la descarga de agua de mar que no se logra evaporar, denominada salmuera. El agua salada sale a una temperatura de 60°C y a una presión de 0.02 [MPa]. El balance de masa se analizará después.

⁷⁵ GLADE, Heike. "Fundamentals of thermal processes" DME Workshop. German Desalination January 19th – 22nd, 2009 Essen, Germany.

**Punto 4:**

Por esta sección se ingresa el recurso geotérmico al equipo. Este fluido, al ser de baja entalpía, posee una temperatura aproximadamente 80°C a 90°C, por lo que se ha buscado en el mercado un calentador de agua comercial que cumpla con esta condición para poder simular adecuadamente dicho recurso.

Para determinar la presión del fluido en este punto, se hizo un análisis similar al punto 1, partiendo del fluido a presión atmosférica, el cual es bombeado al calentador de paso incrementando su presión de 0.088 [MPa] hasta 0.3 [MPa].

En relación al gasto, se buscó esta información en los datos del fabricante, ya que cada equipo varía dependiendo el tamaño y la marca. El calentador de paso que se pretende utilizar en este proyecto, se ve limitado a trabajar con 34 [l/min]. Este es uno de los equipos más robustos que se pudo encontrar en el sector doméstico, ya que los calentadores con mayor caudal se construyen para el sector industrial y resultan demasiado costosos, lo que haría inviable este proyecto.

Punto 5:

Este punto es la salida del recurso geotérmico. Al haberse presentado la transferencia de calor de este fluido al agua de mar, resulta evidente que su temperatura en este punto es menor que en el punto 4.

Para poder evaporar el agua salada, es necesario manejar una presión de 0.02 [MPa]. Este valor fija la temperatura de saturación del agua de mar a 60°C y considerado un acercamiento⁷⁶ de 5°C (valor convencional para los intercambiadores de calor de tubo y coraza), el fluido geotérmico a la salida resulta de 65°C.

Por la conservación de masa, el flujo másico resulta el mismo que en el punto anterior.

Con las propiedades mostradas en la TABLA 4. 1, se pueden determinar otras propiedades como la entalpía, la viscosidad, la densidad, el calor específico, entre otras, necesarias para realizar el balance de energía del sistema.

TABLA 4. 1 Propiedades de los fluidos de trabajo en varias secciones del intercambiador de calor

PROPIEDAD	UNIDADES	PUNTO				
		1	2	3	4	5
Temperatura	°C	25	60	60	90	65
Presión	MPa	0.2	0.02	0.02	0.30	0.27
Flujo Másico	l/min	4	-	-	34	34
Calidad		0	1	0	0	0

*Es necesario realizar el balance de masa para conocer estos valores.

**En el punto 5 se ha considerado la misma presión que en el punto 4 porque aún no se ha determinado el número de pasos de la tubería, así como las características de los tubos, necesarios para determinar la caída de presión.

⁷⁶ En un intercambiador de calor, una corriente caliente no puede ser enfriada por debajo de la temperatura de entrada de la corriente fría, como tampoco una corriente fría puede calentarse por arriba de la temperatura de entrada de la corriente caliente, debido a la segunda ley de la termodinámica. En la práctica, una corriente caliente sólo puede ser enfriada a una temperatura definida por el **acercamiento mínimo de temperaturas** del intercambiador. Este acercamiento es la mínima diferencia permitida (ΔT_{min}) en los perfiles de temperatura de las corrientes para el intercambiador de calor.



El balance de energía es necesario para conocer la cantidad de calor que debe ser transferida por el intercambiador. Deben tomarse en cuenta los posibles cambios de fase que puedan sufrir los fluidos que se manejan, por ejemplo, evaporación o condensación en el equipo. A continuación se presentan las ecuaciones que rigen el fenómeno de la transferencia de energía.

- 1) Calentamiento o enfriamiento sin cambio de fase:

$$Q = \dot{m} \cdot c_{p_{med}} \cdot (T_1 - T_2) \quad (4-9)$$

O bien, podemos expresar la ecuación anterior en términos de la entalpía del fluido:

$$Q = \dot{m} \cdot (H_2 - H_1) \quad (4-10)$$

- 2) Calentamiento o enfriamiento con cambio de fase:

$$Q = \dot{m} \cdot H_{fg} \quad (4-11)$$

En otras palabras,

$$Q = \dot{m} \cdot (H_{g,2} - H_{f,1}) = \dot{m} \cdot H_{fg} \quad (4-12)$$

A continuación se desglosará el balance de masa para determinar la cantidad de agua destilada que se obtiene al final del proceso, para lo cual son necesarias algunas propiedades de cada fluido tanto a la entrada como a la salida del sistema, TABLA 4. 2

TABLA 4. 2 Resumen de las propiedades de los fluidos de trabajo del intercambiador de calor de la MED-LE

RECURSO GEOTÉRMICO				
DESCRIPCIÓN		ENTRADA	SALIDA	UNIDADES
Tasa de Flujo	$\dot{M}_{rg}$	35	34	l/min
Tasa de Flujo	$\dot{M}_{rg}$	2,000	2,000	kg/h
Temperatura	T	90	65	°C
Presión de Operación	P	0.30	0.27	MPa
Entalpía LÍQ. SATURADO	H _f	377	272	kJ/kg
Entalpía de VAPORIZACIÓN	H _{fg}	2,282	2,345	kJ/kg
Entalpía VAPOR SATURADO	H _g	2,660	2,618	kJ/kg
Densidad recurso geotérmico	ρ_{rg}	965	981	kg/m ³
AGUA DE MAR				
DESCRIPCIÓN		ENTRADA	SALIDA	UNIDADES
Tasa de Flujo	$\dot{M}_{am}$	8	9	l/min
Tasa de Flujo	$\dot{M}_{am}$	500	500	kg/h
Temperatura	T	25	60	°C
Presión de Operación	P	0.200	0.02	MPa
Entalpía	H	105	-	kJ/kg
Entalpía LÍQ. SATURADO	H _f	-	251	kJ/kg
Entalpía de VAPORIZACIÓN	H _{fg}	-	2,358	kJ/kg
Entalpía VAPOR SATURADO	H _g	-	2,609	kJ/kg
Densidad agua de mar	ρ_{am}	997	943	kg/m ³



Considerando la FIGURA 4.11, el balance de energía de la cámara resulta de la siguiente manera:

$$Q_{entrada} = Q_{salida} \quad (4-13)$$

De la ecuación (4-10) obtenemos:

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5 \quad (4-14)$$

Del balance de masa se tiene:

$$\begin{aligned} m_4 &= \dot{m}_5 \\ \dot{m}_1 &= \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \end{aligned} \quad (4-15)$$

Sustituyendo las ecuaciones (4-15) en la ecuación (4-14) y agrupando términos se tiene:

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{m}_4(H_4 - H_5) + \dot{m}_1(H_1 - H_3)}{H_2 - H_3} \quad (4-16)$$

Esta última ecuación representa la cantidad de vapor que se produce en cada cámara de un sistema MED, sin embargo, debido a que la presión en las cámaras siguientes es menor cada vez, la obtención de este vapor puede hacerse analizarse en dos procesos.

El primero consiste en una evaporación súbita o “flasheo” del agua de mar al salir de los aspersores y entrar a la cámara presurizada. El segundo paso es por medio de la transferencia de calor por conducción de los tubos al agua de mar.

Del balance de energía,

Vapor Flash:

$$\dot{m}_{flash} = \dot{m}_{am} \cdot \frac{(H_{am} - H_{f salm})}{H_{fg vapor}} \quad (4-17)$$

Sustituyendo:

$$m_{flash} = 500 \cdot \frac{(105 - 251)}{2,358} = -31 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

El valor negativo nos indica que no se evapora ningún kilogramo de agua de mar por flasheo.

Ahora bien, por medio del balance de energía, ecuaciones (4-10) y (4-12), se puede determinar el vapor producido por la transferencia de calor:

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{\dot{m}_{rg}(H_{rg,1} - H_{rg,2}) + \dot{m}_{am}(H_{am} - H_{salm})}{H_{fg vapor}} \quad (4-18)$$

Sustituyendo:

$$m_{vapor} = \frac{2,000 \cdot (337 - 272) + 500 \cdot (105 - 251)}{2,358} = 57.8 \approx 58 \left[\frac{kg}{h} \right]$$



De acuerdo al principio de la conservación de masa, la cantidad de salmuera obtenida es:

$$\dot{m}_{sal} = \dot{m}_{am} - \dot{m}_{vapor} \quad (4-19)$$

Sustituyendo:

$$\dot{m}_{sal} = 500 - 57.5 = 442.25 \approx 442 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

En la TABLA 4. 3, se muestra un resumen del balance de masa al interior del intercambiador de calor. Se puede observar que de los 247 [kg/h] que entran al sistema, el 19% se logra evaporar. Esta cantidad es muy pequeña debido a dos factores principales; el primero ellos, se refiere a la permanencia de las gotas en la superficie exterior de los tubos del intercambiador de calor y el segundo a que la temperatura del recurso geotérmico no es tan elevada como para evaporar una cantidad mayor de agua salada.

TABLA 4. 3 Resumen del balance de masa al interior de la cámara evaporadora

PRIMER ANÁLISIS (vapor flash)			TOTAL		
Masa Vapor	-31	kg/h	VAPOR TOTAL	58	kg/h
Masa Vapor	0	kg/h	TOTAL SALMUERA	442	kg/h
Masa Liquido	500	kg/h	TOTAL AGUA MAR	500	kg/h

SEGUNDO ANÁLISIS (Vapor producido por conducción)		Porcentaje de agua de mar desalada
Masa Vapor	58	12 %
Masa Salmuera	442	

La concentración de sales en la salmuera se determina de la siguiente manera:

$$C_{salm} = \frac{\dot{m}_{am} \cdot C_{am}}{\dot{m}_{salm}} \quad (4-20)$$

Sustituyendo valores:

$$Con_{sal} = \frac{500 \cdot 35,000}{442} = 39,571 [ppm]$$

Con esta información se obtiene el factor de concentración, el cual es un indicador de la variación de la concentración de sales en la salmuera. Se obtiene con la siguiente ecuación:

$$FC = \frac{C_{salm}}{C_{am}} \quad (4-21)$$

Los valores típicos del factor de concentración oscilan entre $1.3 \leq FC \leq 1.5$. Este factor, resulta muy útil para determinar ciertas condiciones de operación en la planta. De tal forma, se ha determinado que:



Un bajo factor de concentración implica:

- ✓ Alto gasto de agua de mar
- ✓ Gran consumo de químicos
- ✓ Baja salinidad
- ✓ Pérdidas térmicas menores

Un alto factor de concentración implica:

- ✓ Poco gasto de agua de mar
- ✓ Poco consumo de químicos
- ✓ Alta salinidad
- ✓ Pérdidas térmicas mayores

Sustituyendo las concentraciones obtenidas en la ecuación (4-21):

$$FC = \frac{39,571}{35,000} = 1.2$$

Este factor es bajo por lo que tendremos alto gasto de agua de mar, con pocas pérdidas térmicas pero con gran consumo de químicos.

4.5.5 Análisis de la diferencia de temperaturas entre los fluidos

La diferencia de temperaturas entre el fluido caliente y el fluido frío, que circula por el intercambiador, constituyen el gradiente o fuerza que permite que se realice el cambio de calor entre ambos fluidos. Para analizar este gradiente, se puede emplear alguno de los siguientes métodos:

- A) Método de la diferencia media logarítmica (LMTD, por sus siglas en inglés)
- B) Método ϵ - N_{tu}
- C) Método P - $N_{tu,c}$
- D) Método ψ - P

El método más utilizado en este tipo de intercambiadores es el de la diferencias de temperaturas media logarítmica (LMTD), ya que resulta muy sencillo de emplear y arroja resultados muy confiables. El resto de los métodos son un poco más complejos de utilizar, sin embargo, son bastante útiles cuando no hay información suficiente para calcular dicha diferencia de temperaturas, ya que toman en consideración la capacidad calorífica de cada fluido, la efectividad del equipo, así como el arreglo del flujo en el intercambiador. Para este caso en particular, se usará el método de la LMTD.

Este método, tiene una ecuación diferente para cada configuración que se pueda tener en el intercambiador de calor, es decir, para flujo paralelo, contracorriente, para el que tiene la temperatura del emisor constante a temperatura del receptor se incrementa, y viceversa, sin embargo, para el caso de los intercambiadores de calor de flujo cruzado o de múltiples pasos, la ecuación para determinar la LMTD queda restringida a usar un factor de corrección, el cual se determina mediante gráficas, de acuerdo a cada caso particular.

La ecuación de la LMTD resulta entonces:

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln[\Delta T_1 / \Delta T_2]} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln[\Delta T_2 / \Delta T_1]} \quad (4-22)$$

$$LMTD = \frac{(T_{rg,1} - T_{am,2}) - (T_{rg,2} - T_{am,1})}{\ln[(T_{rg,1} - T_{am,2}) / (T_{rg,2} - T_{am,1})]} \quad (4-23)$$

Sustituyendo los valores de la TABLA 4.2 en la ecuación (4-23):

$$LMTD = \frac{(90 - 60) - (65 - 25)}{\ln[(90 - 60) / (65 - 25)]} = 34.76$$



El factor de corrección de la LMTD se determina mediante los parámetros P y R mediante las siguientes ecuaciones:

$$p = \frac{T_{rg,2} - T_{rg,1}}{T_{am,1} - T_{rg,1}} \quad R = \frac{T_{am,1} - T_{am,2}}{T_{rg,2} - T_{rg,1}} \quad (4-24)$$

Sustituyendo valores:

$$P = \frac{65 - 90}{25 - 90} = 0.38 \quad R = \frac{25 - 60}{65 - 90} = 1.4$$

Para determinar el factor de corrección de la temperatura media logarítmica, se han desarrollado cartas para diferentes configuraciones del intercambiador que, mediante los parámetros P y R, se puede obtener un valor del factor de corrección confiable, FIGURA 4. 12.

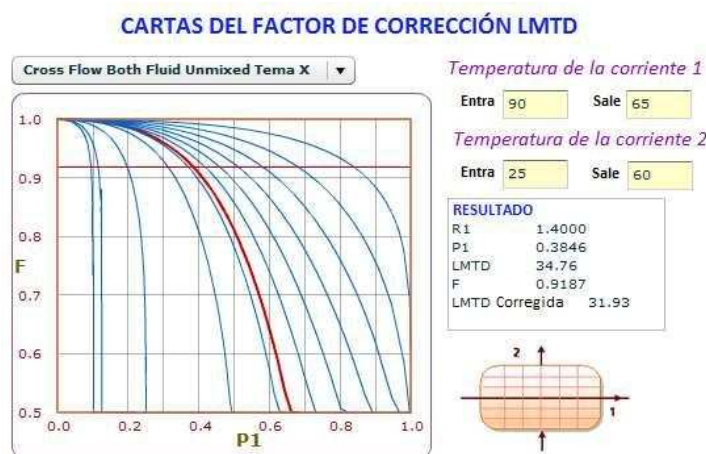


FIGURA 4. 12 Vista de un software desarrollado por ChemSOF para determinar el factor de corrección de la LMTD, en un flujo cruzado. (Obtenido de www.ChemSOF.com)

En este caso, se determina un factor de corrección de 0.9187, por lo que la diferencia de temperaturas media logarítmica corregida resulta:

$$LMTD_{corregida} = LMTD \cdot F \quad (4-25)$$

$$LMTD_{corregida} = 34.76 \cdot 0.9187 = 31.93$$

4.5.6 Calcular los coeficientes de película y los coeficientes globales de transmisión de calor

Las características físicas y materiales de construcción de los cambiadores, y las propiedades físicas de los fluidos manejados, presentan en conjunto una resistencia para que se realice la transferencia de calor. El coeficiente global de transferencia de calor, es igual al inverso de esta resistencia, y por lo mismo es un indicador de la rapidez con que se realiza el proceso de transferencia de calor.



En un intercambiador se tienen dos flujos de fluido, uno con mayor temperatura que el otro. La tasa de transferencia de calor, se determina mediante la siguiente ecuación:

$$Q = U \cdot A \cdot LMTD_{corregida} \quad (4-26)$$

El calor transferido del fluido caliente al frío se da a través de cinco resistencias térmicas principales:

Resistencia de capa convectiva de lado del fluido con mayor temperatura:

$$R_h = \frac{1}{H_h S_h} \quad (4-27)$$

Resistencia en el lado caliente por suciedad debido a la acumulación de residuos de materiales indeseables en la superficie de intercambio de fluido caliente.

$$R_{h,s} = \frac{1}{H_{h,s} S_h} \quad (4-28)$$

Resistencia del material del intercambiador, el cual presenta una conductividad térmica finita y que toma un valor en función del tipo de intercambiador. Para intercambiadores de tubos circulares:

$$R_m = \frac{\ln d_o \cdot d_i}{2\pi \cdot k_m \cdot L \cdot NT} \quad (4-29)$$

Resistencia en el lado frío por suciedad:

$$R_{c,s} = \frac{1}{h_{c,s} S_c} \quad (4-30)$$

Resistencia de capa convectiva de lado del fluido frío:

$$R_c = \frac{1}{h_c S_c} \quad (4-31)$$

El conjunto de resistencias listadas en las ecuaciones (4-27) a (4-31) se encuentran en serie y la resistencia total se puede representar por:

$$\frac{1}{US_r} = \frac{1}{h_h S_h} + \frac{1}{h_{h,s} S_h} + R_m + \frac{1}{h_{c,s} S_c} + \frac{1}{h_c S_c} \quad (4-32)$$

Al reescribir la ecuación (4-32) de la forma:

$$U = \frac{1}{\frac{S}{h_c S_c} + \frac{S}{h_{c,s} S_c} + S \cdot R_m + \frac{S}{h_{f,s} S_f} + \frac{S}{h_f S_f}} \quad (4-33)$$

Resulta una ecuación general y se puede especificar en términos de la superficie de referencia seleccionada.

Sí el espesor del metal es pequeño y la conductividad térmica del metal empleado es grande, la resistencia térmica del metal es despreciable y la ecuación (4-33) se reduce a:

$$U = \frac{1}{\frac{S}{h_c S_c} + \frac{S}{h_{c,s} S_c} + \frac{S}{h_{f,s} S_f} + \frac{S}{h_f S_f}} \quad (4-34)$$



Otras formas de simplificar la ecuación (4-34) son:

- Para el lado caliente considerando suciedad

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_{c,s}} + \frac{S_c}{h_{f,s} S_f} + \frac{S_c}{h_f S_f}} \quad (4-35)$$

- Para el lado frío considerando suciedad

$$U = \frac{1}{\frac{S_f}{h_c S_c} + \frac{S_f}{h_{c,s} S_c} + \frac{1}{h_{f,s}} + \frac{1}{h_f}} \quad (4-36)$$

- Para el lado caliente sin considerar suciedad

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{S_c}{h_f S_f}} \quad (4-37)$$

- Para el lado frío sin considerar suciedad

$$U = \frac{1}{\frac{S_f}{h_c S_c} + \frac{1}{h_f}} \quad (4-38)$$

Para calcular el coeficiente global de transferencia de calor, es necesario conocer los coeficientes convectivos de cada fluido. Estos se determinan mediante correlaciones matemáticas que toman en cuenta varios aspectos como, el número de Reynolds, el número de Prandtl, los diámetros interior y exterior del tubo, las viscosidades de los fluidos a la temperatura media así como sus densidades, los flujos máscicos, si es que se presenta cambio de fase, etc.

Como se observa en las ecuaciones (4-27) a (4-38), para obtener el coeficiente global de transferencia de calor, se necesitan dos coeficientes convectivos, uno para el fluido que transita por el interior de los tubos y otro para el fluido externo a éstos.

El coeficiente interno se puede determinar con diversas correlaciones, dependiendo los datos que se tengan y las condiciones de operación a las que está sometido el intercambiador de calor. Para este proyecto, se utilizarán las siguientes correlaciones:

1. Correlación Dittus y Boelter ⁷⁷, la cual se aplica en flujos turbulentos completamente desarrollados, con número de Prandtl entre 0.7 y 16,000, y Reynolds mayor a 10,000.

$$h_i = 0.023 \frac{k_i}{d_i} Re_i^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_i}{\mu_{i,w}} \right)^{0.14} \quad (4-39)$$

En la ecuación (4-39), el último término es conocido como factor de corrección de la viscosidad, y se emplea para fluidos altamente viscosos, compensa los efectos de la diferencia de viscosidad entre el flujo y la pared del tubo, ya que si el fluido de trabajo es muy viscoso, se percibirá un ligero incremento en el espesor de la película. Para el presente trabajo, el fluido geotérmico se simulará con agua a 90°C, cuya viscosidad es pequeña por lo que se despreciará este factor

⁷⁷ BELL K.J. y MUELLER, A.C. "Wolverine Tube Heat Transfer Data Book" Wolverine Tube Inc. Consultado al 2 de febrero del 2012. Disponible en: www.wolverine.com



2. Correlación Sleicher y Rouse⁷⁸ la cual se aplica en flujos turbulentos completamente desarrollados, con número de Prandtl entre 0.7 y 16,000, y Reynolds mayor a 10,000.

$$h_i = 0.027 \frac{k_i}{d_i} Re_i^{0.8} Pr^{1/3} \quad (4-39)$$

3. Correlación Prandtl se aplica en flujos con número de Prandtl mayor a 0.5:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) Re Pr}{1 + 8.7 * \left(\frac{f}{2}\right)^{1/2} * (Pr-1)} \quad (4-40)$$

$$f = (1.58 * \ln(Re) - 3.28)^{-2} \quad (4-41)$$

4. Correlación de Gnielinski:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) Re Pr}{1.07 + 9 * \left(\frac{f}{2}\right)^{1/2} * (Pr-1) * Pr^{1/4}} \quad (4-42)$$

El número de Reynolds y el número de Prandtl se determinan por:

$$Re = \frac{v \cdot \rho \cdot d_i}{\mu} \quad ; \quad Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (4-43)$$

Para el recurso geotérmico se han determinado los parámetros necesarios para calcular los números adimensionales con base en la presión y temperatura. Estos valores se presentan en la TABLA 4. 4.

TABLA 4. 4 Propiedades del recurso geotérmico necesarias para calcular Re y Pr

RECURSO GEOTÉRMICO (TUBE SIDE)			
Presión del recurso geotérmico	Pagua	0.30	Mpa
Temperatura del recurso geotérmico a la entrada	Tagua	90	°C
Temperatura del recurso geotérmico a la salida	Tagua	65	°C
Gasto del recurso geotérmico	M rg	0.6	kg/s
viscosidad del recurso geotérmico	μ	3.14E-04	Pa·s
Densidad del recurso geotérmico	ρ	983	kg/m ³
Coefficiente de conductividad térmica del recurso geotérmico	k	0.683	W/m·K
Calor Específico del recurso geotérmico	Cp	4.19	kJ / kg
Diámetro interior del tubo	D interior	0.0138	m

Es indispensable establecer en este momento el diámetro de los tubos del intercambiador de calor. El objetivo del proyecto es la construcción de un intercambiador económico y de manufactura sencilla, por esta razón se ha optado por la selección de tubos de medida comercial, ya que éstos son más económicos y se pueden conseguir fácilmente.

⁷⁸ Ibid.



Como una primera propuesta seleccionamos el diámetro nominal de los tubos del intercambiador de calor de 1/2 de pulgada. No existe alguna justificación relevante del porqué de esta selección, por el contrario, se ha hecho con fines de establecer un punto de partida en el diseño del equipo.

Sustituyendo estos valores y los datos de la TABLA 4. 4 en las ecuaciones (4-43), podemos determinar estos números adimensionales:

$$Re = \frac{3 * \left(\frac{965 + 981}{2} \right) * 0.03}{\left(\frac{3.14E - 04 + 4.33E - 04}{2} \right)} = 9,767$$

$$Pr = \frac{\left(\frac{3.14E - 04 + 4.33E - 04}{2} \right) * 4.19}{0.683E - 03} = 1.96$$

Al sustituir los valores necesarios de la TABLA 4.2 y los valores de Re y Pr en las ecuaciones (4-39) a (4-42) se obtienen los coeficientes convectivos internos correspondientes (h_i):

TABLA 4. 5 Resultados del coeficiente convectivo interno

CORRELACIÓN	h_i W/m ² K
Prandtl	6,734
Gnielinski	6,397
Dittus y Boelter	3,541
Sleicher y Rouse	3,966

Ahora bien, el análisis del coeficiente convectivo externo, o del lado de la carcasa, se determinará de forma diferente a como se calcula tradicionalmente, debido a que la cámara evaporadora, que se desarrolla en el presente trabajo, presenta una gran diferencia al resto de los equipos. En los evaporadores convencionales el arreglo de tubos de la carcasa se encuentra inmerso en un fluido, ya sea en estado líquido o gaseoso, y esto permite una transferencia de calor continua, sin embargo, la alimentación del agua de mar en este intercambiador prototipo se hará por medio de aspersores que rociarán el fluido en la superficie externa de los tubos, lo cual afectará drásticamente la distribución del fluido en toda la superficie de los tubos.

Los estudios que se han realizado al respecto llevan el nombre de “evaporación de caída de película en arreglo de tubos horizontales”, y se han desarrollado por Ribatski y Jacobi⁷⁹, entre otros investigadores.

Este proceso de evaporación resulta muy ventajoso porque permite tener grandes coeficientes de transferencia de calor con poco gasto de agua de alimentación, además de que se ve reducida la temperatura de evaporación. Dicho proceso es un tipo de tecnología de destilación con ahorro de energía, comúnmente empleado desalación de agua de mar a bajas temperaturas (menores a 70°C), como es el presente trabajo. Para ello se analiza el patrón de goteo que se forma en el arreglo de tubos, así como el comportamiento térmico de la película de agua alrededor de los tubos. En la FIGURA 4. 13 Esquema de la distribución del agua de alimentación en un solo tubo se muestra un esquema de la cámara evaporadora con un tubo horizontal, en la que se aprecia el alimentador de agua de mar, el vapor generado y la película alrededor del tubo y en la FIGURA 4. 14 patrones de goteo en la caída del agua.

⁷⁹ RIBATSKI, G. y JACOBI, A.M. “Falling-film evaporation on horizontal tubes – a critical review”. International Journal of Refrigeration, 28:635–653, 2005.

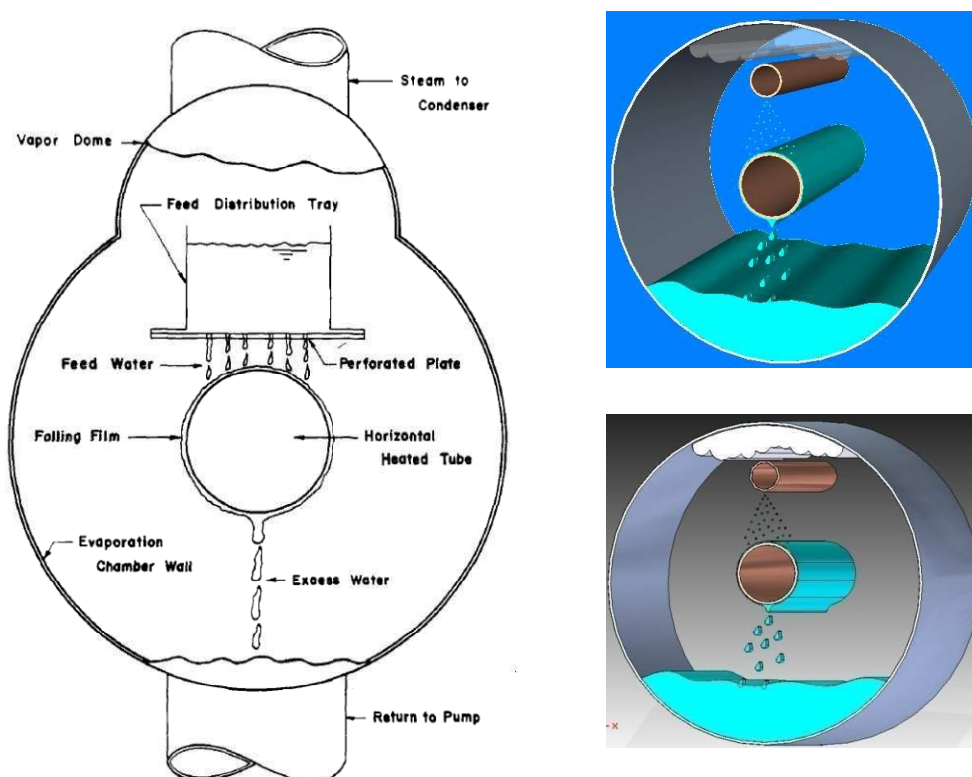


FIGURA 4. 13 Esquema de la distribución del agua de alimentación en un solo tubo⁸⁰

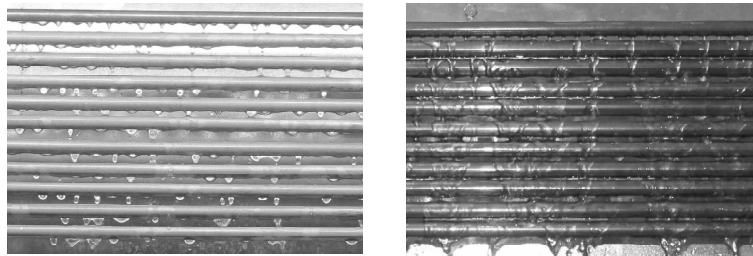


FIGURA 4. 14 Formación del goteo en la caída de agua sobre un arreglo de tubos horizontales⁸¹

Estas teorías, plantean la necesidad de determinar el espesor de la película de agua que se forma alrededor de los tubos del intercambiador, para lo cual, se emplean equipos especiales de medición, sin embargo, al no contar con ese instrumental, se usará la ecuación desarrollada por Mostafa M. Awad y El-Sayed R. Negeed para determinar la distribución del espesor de la película y el promedio de ésta alrededor del tubo.

⁸⁰ FLETCHER y GALOWIN "Evaporation from Thin Water Films on Horizontal Tubes" Ind. Eng. Chem., Process Des. Develop., 13, 59 (1974).

⁸¹ POSPISIL, CHROBOCZEK, FORTELNY y CHARVAT "Falling film heat exchange and backsplash on horizontal tube bundles".



La ecuación correspondiente es la siguiente:

$$\delta(\theta) = \left(\frac{4 \mu_{am} \Gamma_{am}}{\rho_{am} g \left(\frac{d_o}{2} \right) (\rho_{am} - \rho_{vapor}) (\sin \theta)^2} \right)^{1/3} \quad (4-44)$$

La ecuación (4-44) establece que el espesor de la película va variando de acuerdo a la posición angular, FIGURA 4. 15. Calculando el espesor para toda la circunferencia tenemos lo siguiente:

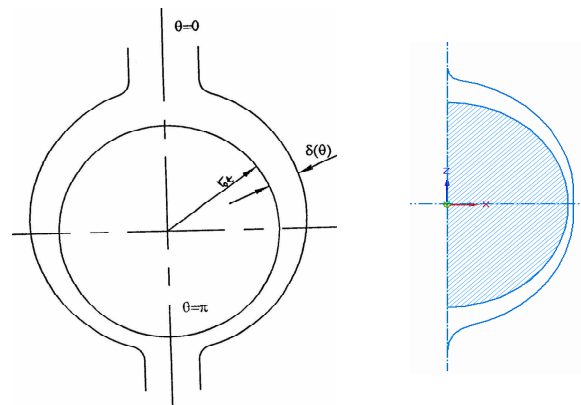


FIGURA 4. 15 Esquema de la variación del espesor de la película de agua con respecto a la posición angular⁸²

Sustituyendo los datos de la TABLA 4. 2 en la ecuación (4-44) y variando el ángulo de 0° a 90° (considerándolo simétrico), se puede obtener la variación del espesor con respecto a la posición angular.

Se observa en la FIGURA 4. 15 que el espesor de la película es mínimo en la tangente paralela al eje vertical, y mucho mayor en la parte superior e inferior del tubo. Esto suena muy lógico debido a la formación de las gotas, tanto al caer al siguiente tubo como al recibir las del anterior. Esto se puede comprobar en la TABLA 4. 7.

TABLA 4. 6 Características del tipo de tubería que se empleo en este análisis

TUBO DE COBRE TIPO L		
d nominal	1/2	in
di	0.545	in
de	0.625	in
espesor	0.001	m
k	379	W/m·K

⁸² Mostafa M. Awad and El-Sayed R. Negeed "Heat transfer enhancement of falling film evaporation on a horizontal tube bundle" Thirteenth International Water Technology Conference, IWTC 13 2009, Hurgada, Egypt.



r.

θ	$\delta(\theta)$	θ	$\delta(\theta)$
1.00	0.0152888800633	45	0.0003769741081
1	0.0152735927333	46	0.0003705633249
2	0.0076379596649	47	0.0003644761044
3	0.0050932660311	48	0.0003586931363
4	0.0038213076698	49	0.0003531967198
5	0.0030584438814	50	0.0003479706048
6	0.0025501278772	51	0.0003429998499
7	0.0021872682718	52	0.0003382706986
8	0.0019153194569	53	0.0003337704682
9	0.0017039783917	54	0.0003294874520
10	0.0015350633201	55	0.0003254108318
11	0.0013970040962	56	0.0003215306000
12	0.0012820873472	57	0.0003178374899
13	0.0011849730997	58	0.0003143229132
14	0.0011018471374	59	0.0003109789045
15	0.0010299124164	60	0.0003077980703
16	0.0009670711989	61	0.0003047735444
17	0.0009117193758	62	0.0003018989465
18	0.0008626093483	63	0.0002991683460
19	0.0008187562097	64	0.0002965762282
20	0.0007793720731	65	0.0002941174642
21	0.0007438191626	66	0.0002917872843
22	0.0007115756979	67	0.0002895812522
23	0.0006822106781	68	0.0002874952436
24	0.0006553649706	69	0.0002855254251
25	0.0006307369375	70	0.0002836682360
26	0.0006080713799	71	0.0002819203715
27	0.0005871509388	72	0.0002802787674
28	0.0005677893386	73	0.0002787405861
29	0.0005498260286	74	0.0002773032040
30	0.0005331218963	75	0.0002759642002
31	0.0005175558102	76	0.0002747213462
32	0.0005030218113	77	0.0002735725961
33	0.0004894268148	78	0.0002725160783
34	0.0004766887178	79	0.0002715500881
35	0.0004647348309	80	0.0002706730804
36	0.0004535005720	81	0.0002698836639
37	0.0004429283715	82	0.0002691805952
38	0.0004329667501	83	0.0002685627743
39	0.0004235695393	84	0.0002680292404
40	0.0004146952183	85	0.0002675791677
41	0.0004063063480	86	0.0002672118628
42	0.0003983690861	87	0.0002669267620
43	0.0003908527700	88	0.0002667234288
44	0.0003837295561	89	0.0002666015528
		90	0.0002665609481

$\delta_{\max}$ 0.00243 m
 $\delta_{\min}$ 0.00008 m

θ 179 °
 θ 90 °



Cabe mencionar que esta teoría ha sido aplicada directamente en la desalación térmica, propiamente en la destilación de múltiple efecto, desde hace ya bastante tiempo, sin embargo, algunos investigadores como L. Xu, M. Ge, S. Wang y Y. Wang, han desarrollado ecuaciones que permiten calcular los coeficientes convectivos del proceso de evaporación en la cámara.

Las ecuaciones que se ocuparon para determinar el coeficiente convectivo exterior, o del lado de la carcasa son las siguientes:

1. Correlación de L. Xu, M. Ge, S. Wang y Y. Wang (2004)⁸³:

$$h_o = 5.169 \times 10^{-11} \left(\frac{H_{fg} \cdot g \cdot \rho_{l,e}^2 \cdot d_o^2}{\Delta T_j \cdot \mu_{l,e}} \right) \left(\frac{\delta_{prom}}{d_o} \right)^{-0.422} \Delta t_2^{0.503} \left(1 + \frac{\delta_{max} - \delta_{min}}{\delta_{prom}} \right)^{5.708} \quad (4-44)$$

2. Correlación Han and Fletcher (1985)⁸⁴:

$$h_o = \frac{0.0004 \text{ Re}^{0.2} \text{ Pr}^{0.65} q^{0.4}}{\left(\frac{\mu^2}{\rho^2 g k^3} \right)^{1/3}} \quad (4-45)$$

Esta ecuación es válida para:

$$500 \leq \text{Re} \leq 7000$$

$$1.3 \leq \text{Pr} \leq 3.6$$

$$30 \leq q \leq 80 \text{ kW}$$

$$49 \leq T \leq 127 \text{ }^\circ\text{C}$$

3. Correlación Shah – Sciubba⁸⁵:

$$v = 0.62 \left[g (\rho_f - \rho_g) \overline{H_{fg}} \cdot \frac{d_o}{k_g v_g (T_w - T_{sat})} \right]^{1/4} \quad (4-46)$$

$$T_w = 0.5 \cdot (T_s - T_{sat})$$

$$\overline{H_{fg}} = H_{fg} \cdot (1 + 0.34 Ja)$$

$$Ja = C \cdot \frac{T_{sat} - T_w}{H_{fg}}$$

$$v = h_o \cdot \frac{d_o}{k_f}$$

4. Correlación de V. N. Slesarenko (1999)⁸⁶:

$$h_o = \frac{A}{\Gamma^m \cdot \left(\frac{C}{C_o} \right)^n} \quad (4-47)$$

⁸³ Li Xu, Murong Ge, Shichang Wang, Yuxin Wang "Heat-transfer film coefficients of falling film horizontal tube evaporators" Desalination 166 (2004) 223-230. ELSEVIER.

⁸⁴ Han, J.; Fletcher, L., Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev. 24 (1985) pp. 570±597.

⁸⁵ H. Bogaards Beng "Development of a basic design tool for Multi-effect distillation plant evaporators" May 2009. NorthWest University

⁸⁶ Slesarenko Vladimir N. "Intensification of the regime of thin film desalination plants" Far Eastern Marine Academy, Verkhneportovaya St., 50a, 690059 Vladivostok, Russia.. Desalination 126 (1999) 287–292



Donde m , n y C_o son constantes que dependen de la concentración de sales en el agua de mar, así como en la salmuera y en el vapor. Esta correlación es válida para $500 \leq Re \leq 1,500$. Como el número de Reynolds del lado de la carcasa resulta de 664, entonces sí es posible utilizarlas.

Sustituyendo los datos de la TABLA 4.2 en las ecuaciones (4-44) a (4-46) se obtienen los siguientes coeficientes convectivos:

TABLA 4. 8 Resultados del coeficiente convectivo externo

CORRELACIONES	h_o W/m ² K
Shah (1978), Sciubba (2005)	3,984
Han, Fletcher (1985)	5,082
Xu, Ge, Wang, Wang (2004)	3,986
V. N. Slesarenko (1999)	1,997

Promediando los coeficientes convectivos, tanto para el lado de los tubos como para el lado de la carcasa, y tomando en cuenta las características de la tubería empleada, se puede determinar el coeficiente global de transferencia de calor, partiendo de la ecuación (4-33):

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{e}{k_m} + \frac{1}{h_i} + R_f} \quad (4-48)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{4,102} + \frac{0.001}{393} + \frac{1}{5,160} + 1.75E-04} = 1,547 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

4.5.7 Calcular la superficie de transferencia de calor

Ahora bien, teniendo el coeficiente global se podrá determinar el área de transferencia de calor, a partir de la ecuación (4-26):

$$Q = U \cdot A \cdot LMTD_c$$

$$A = \frac{Q}{U \cdot LMTD_c} \quad (4-49)$$

El calor transmitido del fluido caliente al frío de calcula con la ecuación (4-9):

$$Q = \dot{M}_{rg} \cdot C_{p_{rg}} \cdot (T_{rg,1} - T_{rg,2}) = 2,000 \cdot 4.19 \cdot (90 - 65) = 58,128 [W]$$

Sustituyendo en (4-49):

$$A = \frac{Q}{U \cdot LMTD_{Corregida}} = \frac{58,128}{1,547 \cdot 31.9} = 1.202 [m^2]$$

Conociendo el área de transferencia de calor, puede determinarse el número de tubos del intercambiador de calor, proponiendo una longitud o viceversa, proponiendo el número de tubos para obtener la longitud de éstos.



4.5.8 Calcular las dimensiones del intercambiador

Para este caso, se fijara el número de tubos del intercambiador, ya que lo que se busca es un equipo de fácil transportación, que sea económico y pueda desmontarse en todas sus partes con fines académicos, y resulta muy cómodo establecer una cantidad de tubos razonable que satisfaga dichos propósitos. Se han propuesto 28 tubos de cobre de media pulgada de diámetro nominal.

Con el área de transferencia de calor conocida, y el número de los tubos propuestos, se puede determinar la longitud de éstos:

$$LT = \frac{A}{\pi d_0 NT} = \frac{1.202}{\pi \cdot 0.0159 \cdot 28} = 1.08 [m] \approx 1 [m] \quad (4-50)$$

Ahora solo resta distribuir los tubos en los espejos mediante un patrón definido, como los que se muestran en la FIGURA 4. 16. El arreglo escalonado es un poco más eficiente que el arreglo lineal, debido a que las gotas de agua pueden chocar con más de un tubo en su caída. Por esta razón se ha elegido esta configuración usando un ángulo de 45 grados.

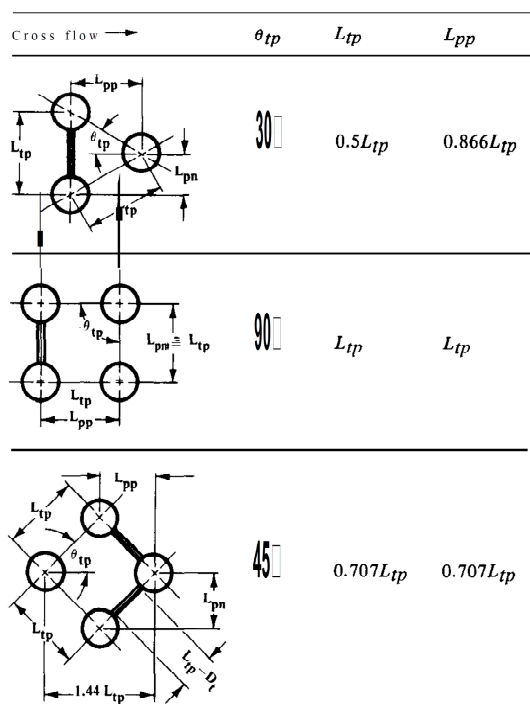


FIGURA 4. 16 Parámetros básicos de los arreglos tubulares más comunes⁸⁷

Para un diámetro exterior de media pulgada, se recomienda⁸⁸ un paso (L_{tp}) de 22 [mm]. Con este valor y el ángulo mencionado, los demás datos del arreglo pueden calcularse fácilmente con trigonometría.

El diámetro equivalente del arreglo de los tubos y los espacios entre éstos resulta de 12 [cm]. Estimando el espacio necesario para la instalación del resto de las partes, dentro de la carcasa, como los demisters, el tubo de alimentación, el cabezal flotante, etc., se determina que el diámetro de la carcasa resulta de 35 [cm].

⁸⁷ SPALDING, Brian y TABOREK, J. "Heat exchanger design book", Ed. Board. Published under the auspices of the international centre for heat and mass transfer, 1983.

⁸⁸ Ibid. pp.1007



CONCLUSIÓN DEL CAPÍTULO 4

En este capítulo se ha hecho el diseño de un intercambiador de calor de tubo y coraza para un prototipo de una planta desaladora de múltiple efecto, siguiendo una metodología, que abarca paso a paso, las consideraciones más importantes como, el tipo de fluidos a manejar, las presiones óptimas de trabajo, las variaciones de temperatura de cada fluido, la transmisión de calor entre éstos, etc., hasta llegar a la geometría final del equipo. Sin embargo, el diseño real de un intercambiador de calor es un problema mucho más complicado que el análisis de la transferencia de calor debido a que, en la selección del diseño final, los factores económicos, el peso, las dimensiones, la potencia de bombeo, los materiales, así como las condiciones de seguridad juegan un papel muy importante.

Los intercambiadores de calor son equipos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí. En la práctica, los intercambiadores de calor son de uso común en una amplia variedad de aplicaciones, desde los sistemas domésticos de calefacción y acondicionamiento de aire hasta los procesos químicos y producción de energía en las grandes plantas.

La importancia del intercambiador de calor radica en la precisión de la forma en que realice su función, para lo cual es necesario una exactitud en sus cálculos, de tal manera que cumpla con el equilibrio termodinámico para lo cual será aplicado. Un sobredimensionamiento o subdimensionamiento térmico del intercambiador, afectará drásticamente a las demás partes del sistema.

El uso de los intercambiadores de calor, a últimas fechas, ha crecido notablemente debido a que las empresas han adquirido conciencia del ahorro de energía, ya sea por el factor ambiental o por el factor económico. Esto ha promovido el uso de estos equipos en casi cualquier empresa que esté relacionada con algún proceso térmico o químico. Por esta razón se hace imperiosa la necesidad de aprender la metodología de diseño de estos equipos para obtener intercambiadores eficientes y precisos en su funcionamiento.



CAPITULO 5. ELABORACIÓN DE UN PROGRAMA DE CÓMPUTO, SOPORTADO EN UNA HOJA DE CÁLCULO, PARA EL DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y CORAZA QUE EMPLEA RECURSOS GEOTÉRMICOS DE BAJA ENTALPÍA EN UN SISTEMA DE DESALACIÓN MED.

Para poder diseñar un intercambiador de calor correctamente, hay que seguir una metodología similar a la que se presentó en el capítulo anterior de este trabajo, en donde hay que conocer las características de operación necesarias del proceso, como temperaturas, presiones, flujos másicos, velocidades, entre otras, para poder determinar el tipo de material adecuado, la configuración del equipo, las dimensiones, etc. Sin embargo, cuando algunos de los parámetros se desconocen, se torna laborioso realizar diversas pruebas o ensayos para lograr un equipo adecuado que satisfaga correctamente las demandas de la operación del proceso.

Cuando se tiene un proyecto como el que se presenta en este trabajo, resulta complicado conocer, de una forma precisa, las características del equipo a construir. La razón de ello radica en el empleo de recursos geotérmicos de baja entalpía como fuente de calor para la evaporación del agua de mar, lo que obliga a visitar los lugares donde están ubicados los pozos geotérmicos para obtener información de las características de los fluidos, necesarias para el correcto diseño del intercambiador de calor. En ocasiones estas visitas a las localidades se complican y el diseñador tiene que suponer estos parámetros o realizar una investigación bibliográfica para continuar con el trabajo en cuestión.

Aunado a ello, debido a la naturaleza de los flujos, dichos parámetros pueden variar significativamente de un lugar a otro, lo que impacta notablemente las condiciones de operación del proceso, por lo que hay que tener presente estos fenómenos al momento de diseñar el equipo.

Considerando lo anterior, se ha pensado en el desarrollo de una herramienta de cómputo con la finalidad de realizar modificaciones a los parámetros operacionales, de manera sencilla y, de esta manera, tener una visión más general del posible comportamiento del equipo bajo condiciones diversas.

El objetivo de este capítulo consiste en mostrar otras alternativas con las que puede contar un diseñador de intercambiadores de calor para obtener buenos resultados y garantizar confiabilidad en equipo terminado.

Nuevamente se hará mención de algunas de las consideraciones que se han tomado en cuenta para el diseño de este intercambiador de calor, las cuales se han de complementar con el programa desarrollado, para mostrar un panorama completo y hacer notar el impacto que ha de tener el equipo al variar las condiciones de trabajo. De esta manera, se podrá tomar una decisión acertada en la elección del equipo que satisfaga las condiciones de nuestro proceso.

Finalmente, se mostrarán los planos conceptuales del intercambiador de calor a los que se llegaron, y que han de tomarse en cuenta para la manufactura del equipo.



5.1 CONSIDERACIONES QUE SE TOMARON EN CUENTA PARA EL DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

El intercambiador de calor que se pretende construir para desalar agua de mar, se ha enfocado a ser, inicialmente, un modelo didáctico, el cual permita demostrar el funcionamiento del proceso, así como una herramienta educativa capaz de proveer información práctica a los estudiantes de ingeniería que se desarrollen en el área de la energía térmica.

Por esta razón, y debido a que el equipo ha de encontrarse la mayoría del tiempo en los laboratorios de la Universidad, no se contará con el recurso geotérmico capaz de proveer la energía necesaria para la evaporación del agua de mar, sin embargo, estos fluidos (tanto el recurso geotérmico como el agua de mar) se simularán en el laboratorio para realizar las pruebas correspondientes y corroborar el funcionamiento de la operación.

Se tiene contemplado realizar modificaciones a dicho equipo con base en los resultados obtenidos de las pruebas de laboratorio que sirvan para construir un segundo intercambiador, el cual sí esté instalado en un pozo geotérmico y demostrar las mejoras propuestas al proceso de desalación MED que se han planteado.

A continuación se muestra un esquema de la cámara evaporadora que se analizó para obtener las dimensiones del equipo. Para el diseño de este modelo didáctico, tanto el recurso geotérmico como el agua de mar se han considerado como agua dulce para realizar todos los cálculos en el balance de energía.

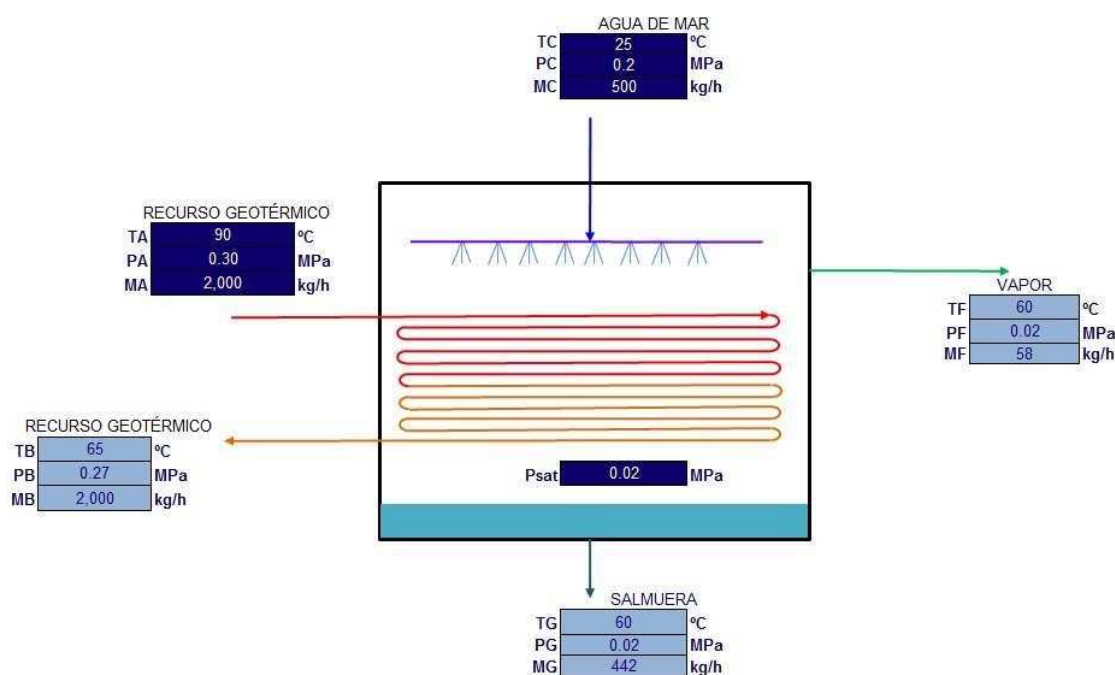


FIGURA 5. 1 Esquema de la cámara evaporadora del proyecto MED-LE (El Autor)

En la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, se muestran las condiciones iniciales que se tomaron en cuenta para comenzar los balances de masa y energía, y proseguir con el diseño del intercambiador de calor. Algunas de estas condiciones se vieron restringidas por los equipos auxiliares (calentador de paso y las bombas) como la temperatura, presión y gasto del recurso geotérmico, así como la presión del agua de mar, mientras que el resto se propusieron según la lógica de operación.



TABLA 5. 1 Parámetros empleados inicialmente para el diseño del equipo

PARÁMETRO	ABREVIATURA	VALOR	UNIDADES
Fluido al interior de los tubos (Recurso geotérmico)	rg	Agua	
Fluido al exterior de los tubos (Agua de mar)	am	Agua	
Flujo Másico del recurso geotérmico	Mrg	2,000	kg/h
Temperatura de entrada de del recurso geotérmico	Trg 1	90	°C
Presión de bombeo del recurso geotérmico	Prg 1	0.3	MPa
Flujo Másico del agua de mar	Mam	500	kg/h
Temperatura de entrada del agua de mar	Tam 1	25	°C
Presión de bombeo del agua de mar	Pam	0.2	MPa
Presión de la cámara	Pv	0.02	MPa
Concentración del agua de mar	Cam	35,000	ppm

Con estos valores se obtuvieron las características del resto de las etapas del intercambiador de calor, es decir, a la salida del recurso geotérmico, la salida de la salmuera y del vapor generado.

TABLA 5. 2 Resumen del balance de masa al interior de la cámara evaporadora

RECURSO GEOTÉRMICO				
DESCRIPCIÓN		ENTRADA	SALIDA	UNIDADES
Tasa de Flujo	Mrg	35	34	l/min
Tasa de Flujo	Mrg	2,000	2,000	kg/h
Temperatura	T	90	65	°C
Presión de Operación	P	0.30	0.27	MPa
Entalpía LÍQ. SATURADO	hf	377	272	kJ/kg
Entalpía de VAPORIZACIÓN	hfg	2,282	2,345	kJ/kg
Entalpía VAPOR SATURADO	hg	2,660	2,618	kJ/kg
Densidad recurso geotérmico	prg	965	981	kg/m ³
AGUA DE MAR				
DESCRIPCIÓN		ENTRADA	SALIDA	UNIDADES
Tasa de Flujo	Mam	8	9	l/min
Tasa de Flujo	Mam	500	500	kg/h
Temperatura	T	25	60	°C
Presión de Operación	P	0.200	0.02	MPa
Entalpía	h	105	-	kJ/kg
Entalpía LÍQ. SATURADO	hf	-	251	kJ/kg
Entalpía de VAPORIZACIÓN	hfg	-	2,358	kJ/kg
Entalpía VAPOR SATURADO	hg	-	2,609	kJ/kg
Densidad agua de mar	pam	997	943	kg/m ³



5.2 BALANCE DE MASA

Del mismo modo, con el balance de masa, se determina la cantidad de vapor que podemos producir con estas características. El resumen de los resultados obtenidos en la sección de la coraza del evaporador se muestra en la

TABLA 5. 3 Resumen del balance de masa de lado de la carcasa del intercambiador de calor

SEGUNDO ANÁLISIS			TOTAL		
(Vapor producido por conducción)					
Masa Vapor	58	kg/h	VAPOR TOTAL	58	kg/h
Masa Salmuera	442	kg/h	TOTAL SALMUERA	442	kg/h
			TOTAL AGUA MAR	500	kg/h

CONCENTRACIÓN DE SALES	
Masa agua mar entra	500 kg/h
Concentración a la entrada	35,000 ppm
Masa salmuera	442 kg/h
Concentración Salmuera	39,571 ppm
FACTOR DE CONCENTRACIÓN	1.13

Porcentaje de agua de mar desalada	
12 %	

Es importante mencionar que de los 500 [kg/h] de agua de mar que ingresa al sistema, solo se evaporan 50 [kg/h], es decir casi un kilogramo de vapor por minuto. Observamos que esta cantidad es muy pequeña, representando solamente el 12% del total de agua que se suministra. La razón de ello radica, como ya se mencionó con anterioridad, en el reducido tiempo de residencia que tiene el agua de mar en la superficie de los tubos, así como en las bajas temperaturas del fluido caliente, ya que al ser de baja entalpía, su temperatura difícilmente sobrepasa los 95°C.

5.3 COEFICIENTES CONVECTIVOS

Un aspecto importante que no se mencionó en la metodología de diseño del intercambiador de calor, presentada en el capítulo anterior, es la contemplación de deflectores en el lado de la coraza. Estos elementos sirven para lograr un flujo más turbulento y favorecer la transferencia de calor, sin embargo, para este tipo de equipos en particular, la alimentación se aloja en la parte superior, al ser suministrada por medio de aspersores, la circulación es natural, fluyendo sobre las paredes del evaporador, formando una película delgada en cada uno de los tubos, por lo que resulta innecesario la instalación de deflectores a lo largo de la coraza. Por esta razón, el análisis de estos elementos se ha omitido.

Una característica muy importante de estos evaporadores es que tienen tiempos de residencia muy bajos, generalmente menores a los diez segundos, por lo que sus coeficientes convectivos de transferencia de calor deben ser muy altos, para lograr el cambio de fase del agua de mar. El problema básico de este tipo de evaporador, es la alimentación del fluido. Esto, debido a que, la pared de cada tubo, debe permanecer mojada todo el tiempo, ya que de no hacerlo, una buena cantidad de energía se perdería, y su eficiencia se vería afectada negativamente. Sin embargo, no debe inundarse los tubos con el agua de mar porque, entonces, el vapor no podría subir, de modo que se detendría la evaporación y el agua de mar saldría igual que como entró



Una solución a este problema, HABERT 2009, es el uso colectores en la parte inferior de cada tubo, para que, estos distribuyan uniformemente el fluido a lo largo de la superficie. Otra solución es colocar un aspersor sobre cada tubo, **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, para que la película descienda en forma de goteo, lo cual, disminuye el tiempo de permanencia, la temperatura de operación y aumenta la transferencia de calor. Una tercer solución a este problema es emplear tubos aletados, que permitan mantener la película de agua por un tiempo más prolongado.

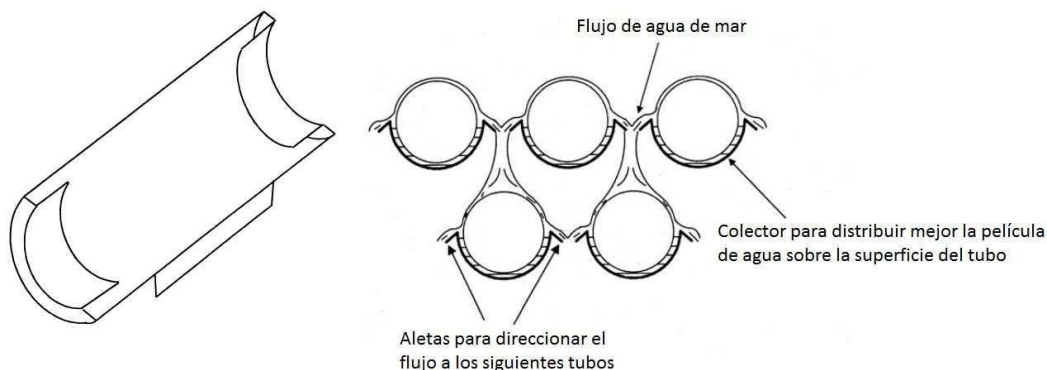


FIGURA 5. 2 Esquema de colectores cilíndricos para distribuir uniformemente la película de agua sobre la superficie de los tubos⁸⁹

Sin embargo, estas modificaciones incrementarían considerablemente el costo del equipo, y, dado que se trata de un modelo didáctico, se han descartado su aplicación. Posiblemente, en etapas posteriores del proyecto se considere alguna de éstas.

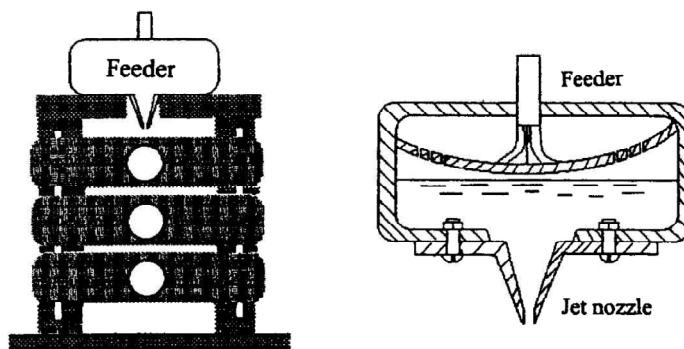


FIGURA 5. 3 Diagrama esquemático de un alimentador de agua por goteo en un arreglo de tubos⁹⁰

Para el análisis energético de este equipo, se han considerado correlaciones matemáticas que toman en cuenta el tipo de patrón de flujo y de goteo, **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, que ha de formarse sobre los tubos del intercambiador. Estas variaciones dependen del número de Reynolds externo, es decir, del lado de la carcasa, el cual, a su vez, está relacionado con el gasto de agua de mar que se suministra, con la viscosidad y densidad del fluido a las condiciones de operación (presión y temperatura), y de la tensión superficial de la película.

⁸⁹ T[B] Chang and J.S. Chiou "Spray evaporation heat transfer of R1030b on a horizontal tube bundle" International Journal of Heat and Mass Transfer 31 "0888# 0356_0367

⁹⁰ Zhen-Hua Liu, Qun-Zhi Zhu, and Yu-Ming Chen "Evaporation Heat Transfer of Falling Water Film on a Horizontal Tube Bundle" Heat Transfer—Asian Research, 31 (1), 2002 42

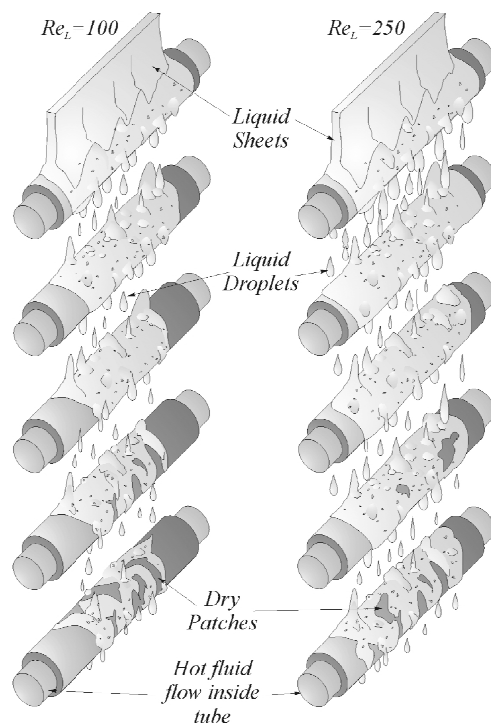


FIGURA 5. 4 Esquema de diferentes patrones de goteo y de película de agua sobre los tubos (J. R. Thome. Engineering Databook III)

Las correlaciones matemáticas que se tomaron en cuenta para determinar los coeficientes convectivos del lado de la carcasa (h_o), necesarios para el diseño del intercambiador de calor son:

- Shah (1978)
- Sciubba (2005)
- Li Xu, Murong Ge, Shichang Wang, Yuxin Wang (2004)
- Vladimir N. Slesarenko (1999)

Mientras que las correlaciones del lado de los tubos (h_i), consideradas en el presente trabajo son:

- Dittus
- Sleicher y Rouse
- Prandtl
- Gnielinski

Éstas últimas consideran principalmente el número de Reynolds y el número de Prandtl del fluido que transita por el interior de los tubos, en este caso, el fluido geotérmico.

Los resultados que se obtuvieron son los siguientes:

CORRELACIONES	h_o
	$W/m^2 K$
Shah (1978), Sciubba (2005)	3,984
Han, Fletcher (1985)	5,082
Xu, Ge, Wang, Wang (2004)	3,986
V. N. Slesarenko (1999)	1,997

CORRELACIONES	h_i
	$W/m^2 K$
Prandtl	6,734
Gnielinski	6,397
Dittus y Boelter	3,541
Sleicher y Rouse	3,966



5.4 BALANCE DE ENERGÍA

En cuanto al análisis térmico, con la información propuesta se puede determinar el coeficiente global de transferencia de calor, considerando el promedio cada uno de los coeficientes convectivos, tanto externo como interno, para el correspondiente cálculo. Además, se ha propuesto una resistencia debido al ensuciamiento e incrustaciones que pueda tener el equipo debido a la elevada concentración de sales en ambos fluidos. Este factor, se consideró el estándar para agua de mar⁹¹. Los valores a los que se llegó, se muestran en la TABLA 5. 4. En dicha tabla, se presentan dos resultados, uno que considera la resistencia de ensuciamiento formada en la superficie del tubo debido a los componentes salinos y sulfurosos de los fluidos y otro sin tomarla en cuenta. Es evidente que el coeficiente que considera esta resistencia de ensuciamiento es menor al que no la considera. Para este diseño, se ha tomado en cuenta el coeficiente que considera dicha resistencia por ensuciamiento.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR			
Coefficiente de transferencia de calor local	h_i	5,160	$W / m^2\text{°C}$
Coefficiente de convección en el lado del vapor	h_o	4,102	$W / m^2\text{°C}$
Resistencia de ensuciamiento	R_s	1.75E-04	$m^2\text{°C} / W$
Diámetro Interior del Tubo	D_i	0.0109	m
Diámetro Exterior del Tubo	D_o	0.0127	m
Espesor del tubo	espesor	0.001	m
Coefficiente de conductividad del material	k	393	$W/m\cdot K$
Coefficiente Global de Transferencia de Calor (Considerando Resistencia por ensuciamiento)	U	1,547	$W/m^2\cdot K$
Coefficiente Global de Transferencia de Calor (Sin considerar Resistencia por ensuciamiento)	U	2,273	$W/m^2\cdot K$

TABLA 5. 4 Resultados del coeficiente global de transferencia de calor.

5.5 DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA

Para determinar el área de transferencia de calor, es importante conocer la diferencia de temperaturas media logarítmica (LMTD, por sus siglas en inglés).

La diferencia global de la temperatura en un intercambiador de calor varía de acuerdo a lo largo de éste, por lo que es necesario definir una temperatura global que involucre el efecto de la temperatura a lo largo del intercambiador de calor. Esta temperatura es la media logarítmica de las temperaturas de las corrientes involucradas.

La LMTD se utiliza para determinar la temperatura del motor de la transferencia de calor en sistemas de flujo, como es el caso de los intercambiadores de calor. Cuanto mayor sea el LMTD, más calor se transferirá.

Esta diferencia resulta sencilla de obtener, ya que solamente se requiere conocer las temperaturas de entrada y salida de cada fluido al sistema. Sin embargo, es necesario considerar el efecto que tendrá sobre ésta la configuración de nuestro equipo, ya sea que se tenga flujos en paralelo, a contracorriente o cruzados, si éstos se mezclarán o no en la operación, si se tiene más de un paso de tubos o de coraza, etc.

⁹¹ M. AWAD, Mostafa. "Fouling of Heat Transfer Surfaces" Mansoura University, Faculty of Engineering, Mech. Power Eng. Dept., Egypt (2009)



Se han desarrollado factores de corrección que involucran todos estos aspectos, los cuales se pueden obtener por medio de gráficas según el caso particular que se tenga.

Para nuestro caso, se han considerado los factores de corrección para un sistema de flujos cruzados, y de dos pasos de tubos, por uno de carcasa. Éstos se observan en la FIGURA 5. 5. También pueden usarse programas de cómputo para determinar el correspondiente factor de corrección, como el que se muestra en la FIGURA 5. 6. El resultado obtenido para este caso se muestra en la TABLA 5. 5.

TABLA 5. 5 Resultado de la diferencia de temperaturas media logarítmica

DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA					
Temperatura del Recurso Geotérmico Entrada	Tube	$T_{rg,1}$	90	°C	
Temperatura del Recurso Geotérmico Salida	Tube	$T_{rg,2}$	65	°C	
Temperatura del Agua Mar Entrada	Shell	$T_{am,1}$	25	°C	
Temperatura del Agua Mar Salida	Shell	$T_{am,2}$	60	°C	
$P = (Th_2 - Th_1) / (Tc_1 - Th_1)$		p	0.38		
$R = (Tc_1 - Tc_2) / (Th_2 - Th_1)$		R	1.4		
De la gráfica		F	0.9		
Diferencia de Temperatura Media Logarítmica		LMTD	34.8	°C	

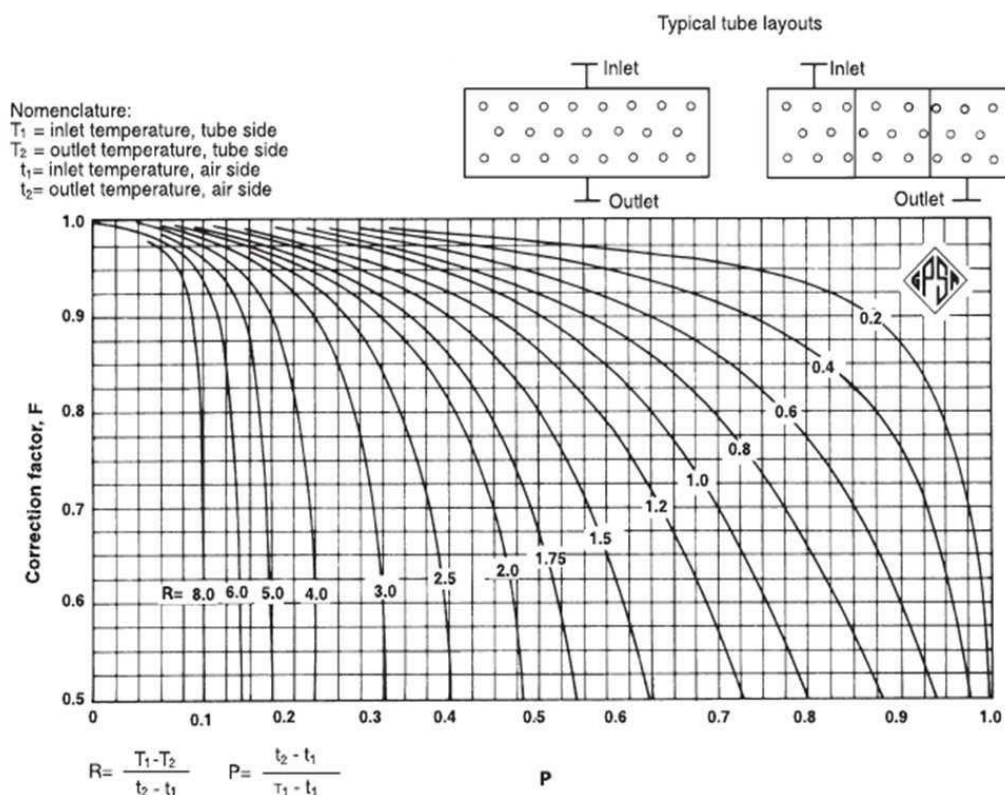


FIGURA 5. 5 Gráficas para determinar el factor de corrección para flujos cruzados que no se mezclan (KUPPAN, 2000)

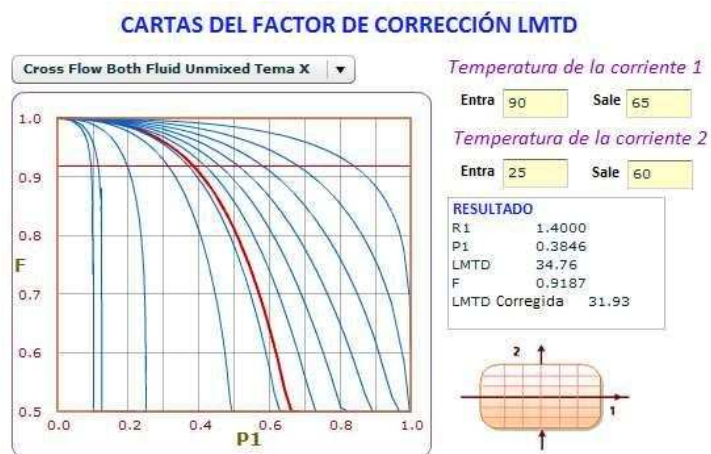


FIGURA 5. 6 Vista de un software desarrollado por ChemSOF para determinar el factor de corrección de la LMTD, en un flujo cruzado. (Obtenido de www.ChemSOF.com)

5.6 FLUJO DE CALOR TRANSFERIDO

Finalmente, el único valor que hace falta para poder calcular el área de transferencia de calor es la cantidad de calor transferida de un fluido al otro. Este valor se determina con un balance de energía, en cualquiera de las corrientes de flujo. Para el lado de la carcasa se tiene lo siguiente:

$$Q = \dot{M}_{salm} \cdot H_{salm} + \dot{M}_{vapor} \cdot H_{vapor} - \dot{M}_{am} \cdot H_{am} \quad (5.1)$$

$$Q = 442[kg/h] \cdot 251[kJ/kg] + 58[kg/h] \cdot 2,606[kJ/kg] - 500[kg/h] \cdot 105[kJ/kg]$$

$$Q = 158,156[W]$$

Para el lado de los tubos:

$$Q = \dot{M}_{rg} \cdot (H_{rg,1} + H_{rg,2}) \quad (5.2)$$

$$Q = 2,000 \cdot (377 - 273)$$

$$Q = 158,128[W]$$

Ahora sí ya se cuenta con todos los parámetros necesarios para calcular el área de transferencia de calor de este equipo. Empleando la ecuación (5.3), podemos obtener dicha superficie.

$$Q = U \cdot A \cdot F \cdot LMTD \quad (5.3)$$

$$A = \frac{Q}{U \cdot F \cdot LMTD} = \frac{158,156[W]}{1,547[W/m^2 K] \cdot 0.9 \cdot 35} = 1.202 [m^2]$$

Una vez calculado el parámetro de nuestro interés, se ha de proponer el número de tubos que se deseen instalar en el intercambiador de calor para conocer su longitud, o bien, se deberá proponer una longitud deseada para determinar el número de tubos correspondientes.



5.7 CONFIGURACIONES DEL ARREGLO DE TUBOS

El arreglo de los tubos es de gran importancia ya que de éste depende como se dará la distribución del agua de mar sobre cada cilindro. Se tienen dos configuraciones sugeridas, la de $\theta = 60^\circ$ y la de $\theta = 45^\circ$, FIGURA 5. 7, la variación de entre una y otra es muy pequeña y su elección dependerá de la cantidad de agua de mar que sea suministrada al sistema, así como la velocidad a la que sea rociada sobre los tubos.

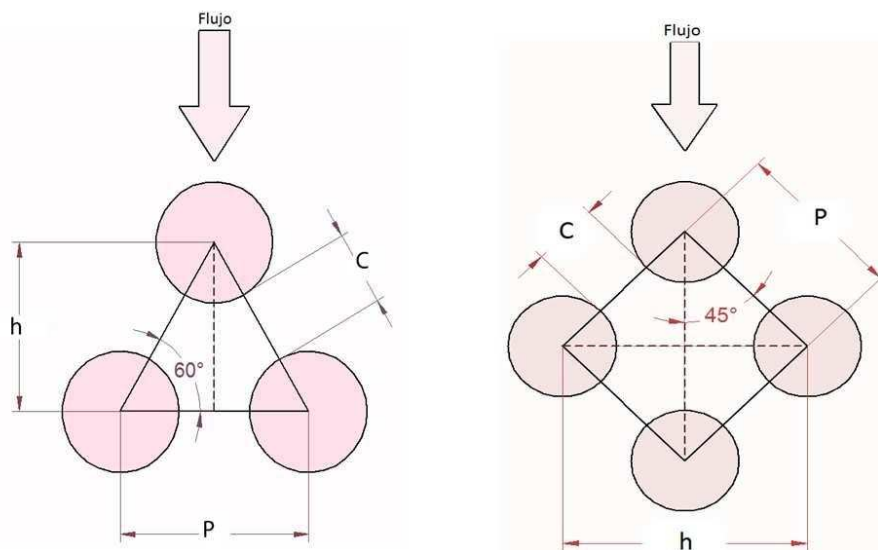


FIGURA 5. 7 Esquema de las configuraciones del arreglo de tubos para 60 y 45 grados
(Del autor, basado en KUPPAN, 2000)

Este tipo de configuración, permite calcular la distancia entre cada hilera de tubos, tanto vertical como horizontalmente y, de esta forma, determinar el diámetro del arreglo total de los tubos, con lo cual se obtendrán las dimensiones de la carcasa del intercambiador de calor. En la FIGURA 5. 7, se presentan los resultados que se obtuvieron para las dimensiones de ambas configuraciones. Estos parámetros, están en función del diámetro exterior de los tubos.

TABLA 5. 6 Dimensiones para los arreglos de 60 y 45 grados

TRIANGULAR			CUADRADA		
Do	1.3	cm	Do	1.3	m
Ángulo	60	°	Ángulo	45	°
Paso (P)	2.2	cm	Paso (P)	2.2	cm
Altura (h)	1.9	cm	Altura (h)	3.1	cm
Claro (c)	0.9	cm	Claro (c)	0.9	cm



5.8 DIMENSIONES DEL ARREGLO DE TUBOS Y DE LA CARCASA

Ahora bien, para determinar el diámetro del arreglo, deben considerarse todos los tubos, así como el número de pasos de los tubos en el intercambiador de calor. Esto se engloba en la ecuación (5.4).

$$D_a = d_o \cdot \left(\frac{NT}{K_1} \right)^{1/n} \quad (5.4)$$

Las constantes K_1 y n , se proporcionan en la TABLA 5. 7, y se observa que éstas dependen del número de pasos y del tipo de configuración, ya sea triangular o cuadrada.

TABLA 5. 7 Constantes K_1 y n para determinar el diámetro equivalente del arreglo de tubos⁹²

Arreglo triangular $P = 1.25 d_o$					
Número de pasos	1	2	4	6	8
K_1	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
n	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675

Arreglo cuadrado $P = 1.25 d_o$					
Número de pasos	1	2	4	6	8
K_1	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
n	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

Sustituyendo los valores correspondientes a un arreglo triangular de dos pasos de tubos, en la ecuación (5.4) se tiene:

$$D_a = 1.3 \cdot \left(\frac{28}{0.249} \right)^{\frac{1}{2.207}} = 11 [cm]$$

El diámetro de la carcasa se puede estimar con la siguiente fórmula:

$$D_{car} = 0.637 \cdot \sqrt{\frac{CL}{CTP}} \cdot \left[\frac{A \cdot \left(\frac{PT}{d_o} \right)^2 \cdot d_o}{LT} \right]^{1/2} \quad (5.5)$$

Donde las constantes CL y CTP dependen del número de pasos de tubos y el tipo de arreglo seleccionado. Éstas se muestran en la TABLA 5. 8.

TABLA 5. 8 Constantes CTP y CL para el dimensionamiento de la carcasa del evaporador⁹³

NÚMERO DE PASOS DE TUBO			TIPO DE ARREGLO		
		CTP			CL
1	Paso	0.93	θ	45	1
2	Paso	0.90	θ	60	0.87
3	Paso	0.85	θ	90	1

⁹² E. EDWARDS, John "Design and rating shell and tube heat exchangers" MNL 032A Issued 29 August 2008.

⁹³ Ramesh K. Shah & Dusan Sekulic John Wiley & Sons "Fundamentals of Heat Exchanger Design", 2003



Para este caso, se ha seleccionado utilizar 28 tubos con diámetro nominal de 3/8 de pulgada, con dos pasos, por lo que su longitud, obtenida de (5.3), resulta de 1 [m], el arreglo escogido es triangular de 60°. Sustituyendo los valores obtenidos en las últimas ecuaciones se tiene:

$$D_{car} = 0.637 \cdot \sqrt{\frac{0.87}{0.9}} \cdot \left[\frac{1.202 \cdot \left(\frac{0.022}{0.013}\right)^2 \cdot 0.013}{1} \right]^{1/2} = 48 \text{ [cm]}$$

Esta medida es un indicador para conocer las posibles dimensiones de la coraza, sin embargo, podemos reducirlo o expandirlo según favorezca a la operación. En el caso presente, debe tenerse en mente la instalación de los demisters y las juntas entre los elementos del equipo. Además hay que considerar que el equipo trabaja a bajas presiones, por lo que sus dimensiones no deben ser muy grandes puesto que implicaría un esfuerzo mayor el generar el vacío.

5.9 CAÍDA DE PRESIÓN

La caída de presión en el lado de los tubos, se puede determinar empleando la siguiente fórmula:

$$\Delta P = \frac{f \cdot L \cdot N \cdot T \cdot P \cdot \dot{m}_g^2}{2 \cdot d_i \cdot g \cdot \left(\frac{\mu_{rg,1}}{\mu_{rg,w}}\right)^{0.14}} \quad (5.5)$$

Donde,

$$f = 0.3164 / (\text{Re}^{0.25})$$

En la TABLA 5. 9, se presentan los valores de cada una de las variables involucradas en la ecuación para determinar la caída de presión en los tubos, así como el resultado de ésta.

TABLA 5. 9 Resultado de la caída de presión en los tubos

CAÍDA DE PRESIÓN		
Flujo másico	0.56	kg/s
Longitud del Tubo	1.08	m
Diámetro Interior Tubo	0.011	m
Aceleración gravedad	9.78	m/s ²
Densidad del fluido	973	kg/m ³
Viscosidad Tliq	3.14E-04	kg/m·s
Viscosidad Tpared	3.66E-04	kg/m·s
factor φ	9.79E-01	
Reynolds	12,379	
Número de tubos	28	
Número pasos TS	2	
Factor de fricción	0.030	
ΔP	0.003	MPa



Es importante mencionar, el cuidado que debe tenerse de que no caiga mucho la presión dentro de los tubos, ya que el fluido dentro de éstos podría cavitarse y podrían dañarse los tubos, y si los fluidos que se manejan son peligrosos, podría incluso afectar a los operadores. El lado externo del intercambiador, no presenta problemas de caída de presión, ya que al tener presiones muy bajas, se favorecería la operación de la evaporación de agua salina.

5.10 PROGRAMA DE CÓMPUTO

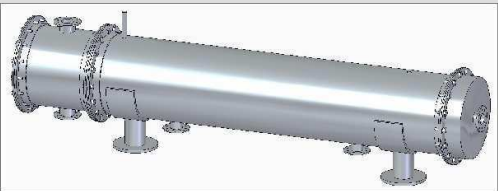
Con la finalidad de poder variar los parámetros antes mencionados y tener un mejor control del diseño del intercambiador de calor, se ha desarrollado una herramienta de cómputo que permita reunir toda esta información de manera rápida y precisa para poder comparar los resultados obtenidos y tomar la mejor decisión en función de lo que el usuario necesite.

El programa se desarrolló en Excel con el API de Visual Basic®, esta herramienta es muy práctica, ya que permite crear interfaces gráficas que hacen muy atractivo y sencillo el empleo de los programas.

El programa consta de una plataforma principal, FIGURA 5. 8, en la cual, se le solicita al usuario que ingrese las condiciones iniciales del proceso, TABLA 5. 1, para comenzar a calcular el resto de los parámetros. Una vez hecho esto, en dicha plataforma se presentan los resultados correspondientes. Esto se realizó con la finalidad de tener a la mano toda la información relevante del sistema, tanto a la entrada como a la salida.

INTERCAMBIADOR MED-LE

Page 1



INTERCAMBIADOR DE CALOR TUBO Y CORAZA PARA UNA PLANTA DESALADORA MED-LE

Resultados del Recurso Geotérmico		Resultados del Análisis Energético	
Temperatura Salida	65 [°C]	Calor Transferido	58 [kW]
Presión Salida	0.27 [MPa]	Coefficiente Convectivo	5160 [W/m² K]
Velocidad	0.435 [m/s]	Coefficiente Convectivo Externo	4102 [W/m² K]
Caída de Presión	0.005 [MPa]	Coefficiente	1547 [W/m² K]
		LMTD	24.6 [°C]
		Área de Transferencia de Calor	1.2 [m²]

Recurso Geotérmico (Fluido en los Tubos)		Resultados del Agua de Mar		Dimensiones del Equipo	
Tipo de Fluido	Water	Masa Vapor Generado	58 [kg/h]	Longitud Tubos	1.076 [m]
Flujo Másico	2,000 [kg/h]	Temperatura Vapor Generado	60 [°C]	Paso Entre Tubos	2.16 [cm]
Temperatura Entrada	90 [°C]	Masa Salmuera Resultante	442 [kg/h]	Clearo Entre Tubos	0.89 [cm]
Presión de Operación	0.3 [MPa]	Temperatura Salmuera	60 [°C]	Altura Entre Hileras	1.87 [cm]
		Agua de Mar Desalada	11.6 [kg]	Diámetro del Arreglo de	10.8 [cm]
		Concentración de la Salmuera	39571 [ppm]	Diámetro de la Carcasa	47.9 [cm]
		Factor de Concentración	1.13	Longitud de la Carcasa	1.32 [m]

Agua de Mar (Fluido en la Carcasa)	
Tipo de Fluido	Water
Flujo Másico	500 [kg/h]
Temperatura Entrada	25 [°C]
Presión en la Entrada	0.2 [MPa]
Presión de la Cámara	0.02 [MPa]
Concentración agua mar	35,000 [ppm]

Comportamiento

FIGURA 5. 8 Plataforma central del programa para el diseño de un intercambiador de calor de tubo y coraza



La sección para ingresar los datos está dividida en dos casillas, una reúne las condiciones del recurso geotérmico, mientras que la otra las del agua de mar. Para el caso del fluido que viaja por los tubos (recurso geotérmico), se cuenta con cinco casillas con datos establecidos, de los cuales, el usuario podrá hacer una elección del menú que se le presenta. Posee otras cuatro casillas libres para que capture la información adecuada a su proceso.

En la primera casilla establecida, podrá seleccionar el tipo de fluido que transita por el interior de los tubos. Las opciones que se presentan son, algunos refrigerantes como el R12, R134a, xenón, aire, agua, etanol, nitrógeno y oxígeno.

Se escoge también el tipo de material que se desee para los tubos del intercambiador de calor de una lista que abarca 51 materiales diferentes, desde aleaciones de aluminio, acero, cobre, etc., hasta metales puros como plata, zinc y cobre. Incluye materiales de reciente aparición en el mercado como el inconel, el monel, aleaciones de titanio, hastelloy, entre otros. De esta manera, el diseñador podrá contar con una infinidad de opciones con que comparar el equipo en cuestión.

Otra selección que el usuario puede hacer, es el diámetro nominal de los tubos del intercambiador. Se despliega una lista con 11 medidas diferentes, que abarca desde el $\frac{1}{4}$ de pulgada hasta las 3 pulgadas. Éste es un rango considerable para equipos pequeños como es el caso del presente trabajo, sin embargo, esta lista podría extenderse hasta considerar diámetros mayores.

La cantidad de pasos de tubos se limita a 2, 4, 6 y 8 pasos. Del mismo modo se ha considerado éstos últimos suficientes para este proceso, aunque podrían extenderse a más.

Finalmente, la última selección que puede hacer el usuario para el recurso geotérmico, es el tipo de arreglo de los tubos. Éste puede considerar emplear el arreglo de 60 grados o el de 45 grados, FIGURA 5. 7.

El resto de los parámetros iniciales, como el flujo másico del fluido, la temperatura de entrada, la presión de operación y el número de tubos, se dejan abiertos para que el usuario capture la información que requiera en su proceso.

Para el caso del fluido que se desplaza por la carcasa (agua de mar), se cuenta, también, con una sección para proporcionar la información necesaria para el diseño del evaporador. En esta sección solamente se cuenta con una casilla con información establecida, la cual corresponde al tipo de fluido, en ésta se han considerado los mismos fluidos que la sección anterior. El resto de los parámetros como, el flujo másico, la temperatura de entrada, las presiones de la entrada y de la cámara y la concentración de agua de mar, pueden ser capturados libremente por el usuario.

En la FIGURA 5. 9 y en la FIGURA 5. 10, se muestra un ejemplo del llenado de la información en la plataforma principal del programa para ambos fluidos. Los resultados obtenidos, se presentan del lado derecho de la plataforma, FIGURA 5. 11. Están agrupados en cuatro secciones para que sean fácilmente analizadas. Dichas secciones son: los resultados del fluido que viaja por dentro de los tubos, los del flujo de la coraza, los resultados del balance energético y finalmente, las dimensiones que se obtuvieron para el equipo.

Esta herramienta resulta muy ventajosa debido a que se puede variar los parámetros de operación en un rango muy amplio y observar rápidamente los resultados que se van obteniendo, sin la necesidad de perder tiempo en realizar los cálculos repetitivamente.

En las páginas secundarias del programa, se presentan algunas de las variaciones que tienen ciertos parámetros al modificar algún otro, estrechamente vinculado con el primero, por ejemplo, se observa el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor versus el diámetro de los tubos o versus el tipo de material seleccionado, de igual forma, se puede apreciar las variaciones de la longitud de los tubos al ir modificando el diámetro de éstos, etc.

Estas relaciones pueden hacerse tan variadas como se desee y permiten al usuario tener un control de las variables de su interés e ir modificando los parámetros según favorezca a su proceso.



Recurso Geotérmico (Fluido en los Tubos)

Tipo de Fluido:
Flujo Másico: [kg/h]
Temperatura Entrada: [°C]
Presión de Operación: [MPa]
Material de los Tubos:
Diámetro Nominal Tubos: [in]
Número de Tubos:
Pasos de Tubos:
Tipo de Arreglo:

Recurso Geotérmico (Fluido en los Tubos)

Tipo de Fluido:
Flujo Másico: [kg/h]
Temperatura Entrada: [°C]
Presión de Operación: [MPa]
Material de los Tubos:
Diámetro Nominal Tubos: [in]
Número de Tubos:
Pasos de Tubos:
Tipo de Arreglo:

Recurso Geotérmico (Fluido en los Tubos)

Tipo de Fluido:
Flujo Másico: [kg/h]
Temperatura Entrada: [°C]
Presión de Operación: [MPa]
Material de los Tubos:
Diámetro Nominal Tubos: [in]
Número de Tubos:
Pasos de Tubos:
Tipo de Arreglo:

Recurso Geotérmico (Fluido en los Tubos)

Tipo de Fluido:
Flujo Másico: [kg/h]
Temperatura Entrada: [°C]
Presión de Operación: [MPa]
Material de los Tubos:
Diámetro Nominal Tubos: [in]
Número de Tubos:
Pasos de Tubos:
Tipo de Arreglo:

FIGURA 5. 9 Esquema de la forma para ingresar los datos del fluido de lado de los tubos al programa para diseñar el intercambiador de tubo y coraza.



Agua de Mar (Fluido en la Carcasa)

Tipo de Fluido	Water Nitrogen Air Ethanol Xenon R12 R134a Oxygen	Presión en la Entrada		[MPa]	
Flujo Másico		/h	Presión de la Cámara		[MPa]
Temperatura Entrada		[°C]	Concentración agua mar		[ppm]

Agua de Mar (Fluido en la Carcasa)

Tipo de Fluido	Water	Presión en la Entrada	0.2	[MPa]	
Flujo Másico	500	[kg/h]	Presión de la Cámara	0.02	[MPa]
Temperatura Entrada	25	[°C]	Concentración agua mar	35,000	[ppm]

FIGURA 5. 10 Esquema de la forma para ingresar los datos del fluido del lado de la carcasa al programa para diseñar el intercambiador de tubo y coraza.

Resultados del Recurso Geotérmico	Resultados del Análisis Energético																																										
<table><tr><td>Temperatura Salida</td><td>65</td><td>[°C]</td></tr><tr><td>Presión Salida</td><td>0.27</td><td>[MPa]</td></tr><tr><td>Velocidad</td><td>0.435</td><td>[m/s]</td></tr><tr><td>Caída de Presión</td><td>0.005</td><td>[MPa]</td></tr></table>	Temperatura Salida	65	[°C]	Presión Salida	0.27	[MPa]	Velocidad	0.435	[m/s]	Caída de Presión	0.005	[MPa]	<table><tr><td>Calor Transferido</td><td>58</td><td>[kW]</td></tr><tr><td>Coefficiente Convectivo Interno</td><td>5160</td><td>[W/m² K]</td></tr><tr><td>Coefficiente Convectivo Externo</td><td>4102</td><td>[W/m² K]</td></tr><tr><td>Coefficiente Global</td><td>1547</td><td>[W/m² K]</td></tr><tr><td>LMTD</td><td>34.8</td><td>[°C]</td></tr><tr><td>Área de Transferencia de Calor</td><td>1.2</td><td>[m²]</td></tr></table>	Calor Transferido	58	[kW]	Coefficiente Convectivo Interno	5160	[W/m ² K]	Coefficiente Convectivo Externo	4102	[W/m ² K]	Coefficiente Global	1547	[W/m ² K]	LMTD	34.8	[°C]	Área de Transferencia de Calor	1.2	[m ²]												
Temperatura Salida	65	[°C]																																									
Presión Salida	0.27	[MPa]																																									
Velocidad	0.435	[m/s]																																									
Caída de Presión	0.005	[MPa]																																									
Calor Transferido	58	[kW]																																									
Coefficiente Convectivo Interno	5160	[W/m ² K]																																									
Coefficiente Convectivo Externo	4102	[W/m ² K]																																									
Coefficiente Global	1547	[W/m ² K]																																									
LMTD	34.8	[°C]																																									
Área de Transferencia de Calor	1.2	[m ²]																																									
Resultados del Agua de Mar	Dimensiones del Equipo																																										
<table><tr><td>Masa Vapor Generado</td><td>58</td><td>[kg/h]</td></tr><tr><td>Temperatura Vapor Generado</td><td>60</td><td>[°C]</td></tr><tr><td>Masa Salmuera Resultante</td><td>442</td><td>[kg/h]</td></tr><tr><td>Temperatura Salmuera</td><td>60</td><td>[°C]</td></tr><tr><td>Agua de Mar Desalada</td><td>11.6</td><td>[%]</td></tr><tr><td>Concentración de la Salmuera</td><td>39571</td><td>[ppm]</td></tr><tr><td>Factor de Concentración</td><td>1.13</td><td></td></tr></table>	Masa Vapor Generado	58	[kg/h]	Temperatura Vapor Generado	60	[°C]	Masa Salmuera Resultante	442	[kg/h]	Temperatura Salmuera	60	[°C]	Agua de Mar Desalada	11.6	[%]	Concentración de la Salmuera	39571	[ppm]	Factor de Concentración	1.13		<table><tr><td>Longitud Tubos</td><td>1.076</td><td>[m]</td></tr><tr><td>Paso Entre Tubos</td><td>2.16</td><td>[cm]</td></tr><tr><td>Claro Entre Tubos</td><td>0.89</td><td>[cm]</td></tr><tr><td>Altura Entre Hileras</td><td>1.87</td><td>[cm]</td></tr><tr><td>Diámetro del Arreglo de Tubos</td><td>10.8</td><td>[cm]</td></tr><tr><td>Diámetro de la Carcasa</td><td>47.9</td><td>[cm]</td></tr><tr><td>Longitud de la Carcasa</td><td>1.32</td><td>[m]</td></tr></table>	Longitud Tubos	1.076	[m]	Paso Entre Tubos	2.16	[cm]	Claro Entre Tubos	0.89	[cm]	Altura Entre Hileras	1.87	[cm]	Diámetro del Arreglo de Tubos	10.8	[cm]	Diámetro de la Carcasa	47.9	[cm]	Longitud de la Carcasa	1.32	[m]
Masa Vapor Generado	58	[kg/h]																																									
Temperatura Vapor Generado	60	[°C]																																									
Masa Salmuera Resultante	442	[kg/h]																																									
Temperatura Salmuera	60	[°C]																																									
Agua de Mar Desalada	11.6	[%]																																									
Concentración de la Salmuera	39571	[ppm]																																									
Factor de Concentración	1.13																																										
Longitud Tubos	1.076	[m]																																									
Paso Entre Tubos	2.16	[cm]																																									
Claro Entre Tubos	0.89	[cm]																																									
Altura Entre Hileras	1.87	[cm]																																									
Diámetro del Arreglo de Tubos	10.8	[cm]																																									
Diámetro de la Carcasa	47.9	[cm]																																									
Longitud de la Carcasa	1.32	[m]																																									

Comportamiento

FIGURA 5. 11 Presentación de resultados del programa

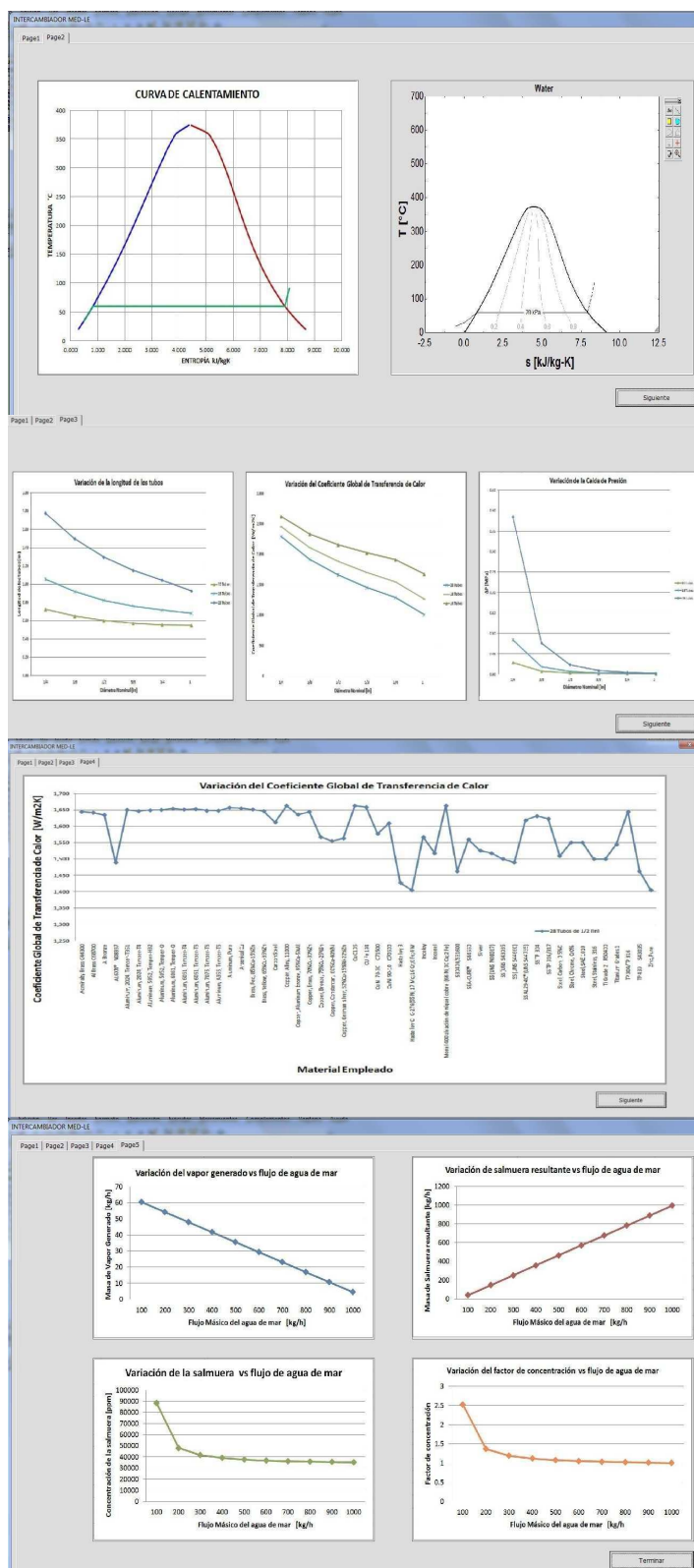


FIGURA 5. 12 Presentación de resultados gráficos en el programa.



5.11 DIMENSIONES DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

La ventaja de este programa es que permite al usuario experimentar con diferentes especificaciones de diseño y visualizar las soluciones de manera rápida, y con la ayuda de gráficas, el usuario podrá interpretar los resultados de una manera más cómoda.

De esta manera, para dimensionar el intercambiador de calor para el prototipo de la planta desaladora MED-LE, se hizo un análisis de algunos parámetros importantes que serán decisivos en la toma de decisiones.

En primer lugar, se pretende diseñar un equipo de pequeñas dimensiones con la finalidad de que presente ventajas económicas en cuanto a su construcción y a su operación. Se optó por diseñar un evaporador de aproximadamente un metro de longitud, ya que de esta manera su peso sería conveniente para el traslado del equipo de un lugar a otro. Con esta premisa, en la FIGURA 5. 13, se observa el comportamiento de la longitud de los tubos del intercambiador con respecto al diámetro de éstos. Se presentan tres condiciones diferentes que contemplan diferentes cantidades de tubos en el equipo, las cuales han sido arbitrariamente propuestas. Se observa que para el caso de los 28 tubos, el diámetro de los tubos que podría ocuparse sería el de $\frac{3}{8}$ de pulgada o el de $\frac{1}{2}$ pulgada. Existe otra posibilidad empleando 18 tubos de $\frac{3}{4}$ de pulgada, sin embargo, al presentar tubos con diámetros mayores, las dimensiones de la carcasa aumentarán al igual que los costos para su manufactura, por lo que se tomarán en consideración solamente los dos primeros. Para establecer estas relaciones, se han considerado tubos de cobre C-106.

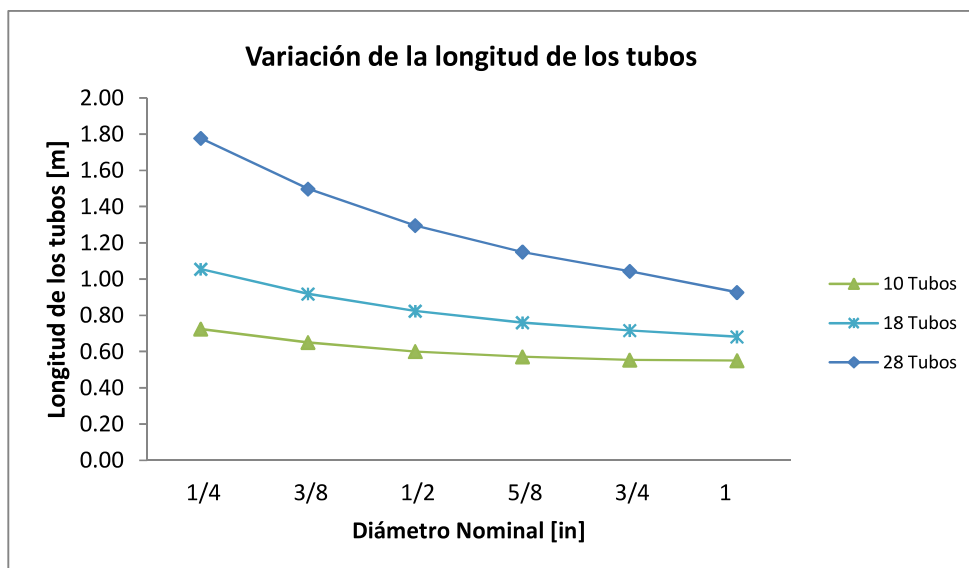


FIGURA 5. 13 Variación de la longitud de los tubos con respecto al diámetro de los mismos

En una segunda gráfica, FIGURA 5. 14, se observa la variación que tiene el coeficiente global de transferencia de calor, al modificar el diámetro de los tubos. Con las mismas propuestas de números de tubos, el rango de valores del coeficiente global oscila entre los 900 a 2,500 $[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$. Para el caso de los 28 tubos de media pulgada de diámetro, el valor correspondiente de este coeficiente es de 1,516 $[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$.

Se hizo una comparación entre los materiales de la lista que se proponen para ver su impacto en el coeficiente global, FIGURA 5. 15. Como el espesor de los tubos es muy pequeño, la resistencia que opone el material para transferir el calor por conducción es mínima, dejando solamente a los coeficientes convectivos modificar de manera significativa el valor del coeficiente global, sin embargo, se aprecia que hay materiales que dan mejores resultados que otros, como es el caso del cobre y algunas de sus aleaciones.

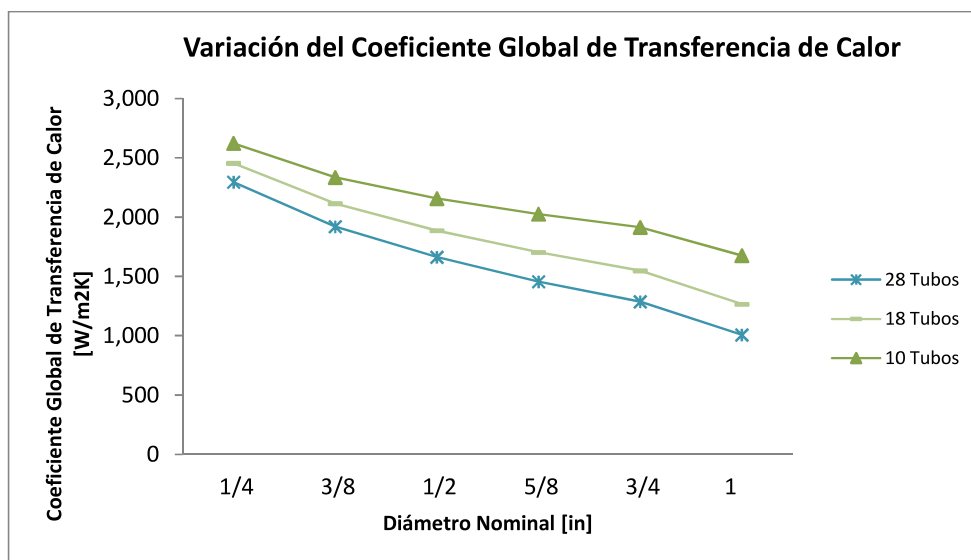


FIGURA 5. 14 Variación del coeficiente global de transferencia de calor con respecto al diámetro de los mismos

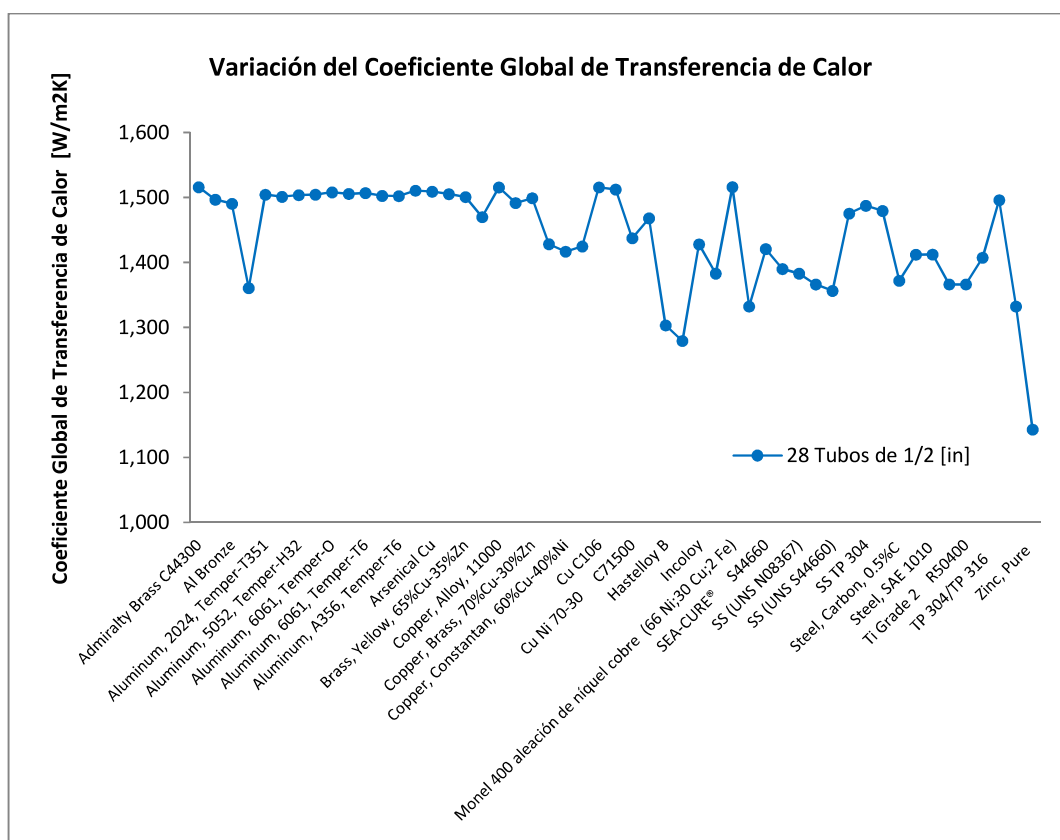


FIGURA 5. 15 Variación del Coeficiente Global de Transferencia de Calor en relación al tipo de material empleado en los tubos del intercambiador



El diámetro de la carcasa para estos valores resulta de aproximadamente 30 centímetros, ya considerando la instalación de los demisters al interior de ésta y los aspersores que suministrarán el agua de mar sobre los tubos.

Ahora solamente resta observar como cae la presión del fluido al interior de los tubos, para justificar la elección. Esto se aprecia en la FIGURA 5. 16.

La caída de presión está estrechamente relacionada con las características de los tubos como la rugosidad y la longitud, además de considerar el número de pasos de tubos del intercambiador de calor. Se observa que si el diámetro de éstos disminuye, la caída de presión es menor. Se pensaría que entre menos tubos, la presión se reduciría más, sin embargo, al reducir el número de tubos, su longitud se incrementa haciéndolo también la caída de presión. Es importante tomar en consideración estos aspectos para evitar problemas en la tubería del equipo. Empleando 28 tubos de media pulgada se observa que la caída de presión es mínima, por lo que se puede trabajar sin problemas de este tipo en el evaporador.

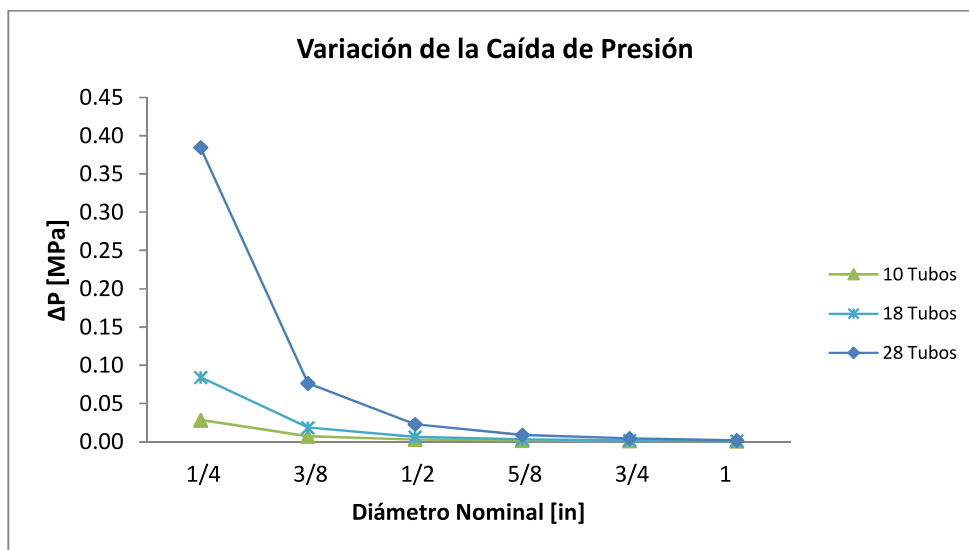


FIGURA 5. 16 Variación de la caída de presión con respecto al diámetro de los mismos

Un factor importante que rige la forma de operación del equipo es la cantidad de agua dulce que podemos obtener de la operación. Para observar cómo se comporta este parámetro, se puede variar la cantidad de agua de mar que ingresa al sistema. Resulta evidente que al mantener el mismo flujo de calor del fluido que transita por el interior de los tubos al agua de mar, y si de ésta se suministra menor cantidad de masa, el vapor generado será mayor. En la FIGURA 5. 17 y FIGURA 5. 18, se puede apreciar este comportamiento.

Otro parámetro que se ve afectado al modificar el flujo másico de agua de mar, es la concentración de la salmuera resultante. Entre menos agua salada entra al sistema, resulta más sencillo evaporarla, y la cantidad de salmuera que sale del equipo es menor, por lo que el grado de concentración salina en ésta se incrementa. Si, por el contrario, se suministra una cantidad de agua de mar mucho mayor, el vapor que se genere será muy poco y la salmuera resultante mantendrá un rango de concentración de sales similar al agua que entra al evaporador.

Se debe tener esto presente al momento de seleccionar los materiales de construcción del intercambiador de calor, ya que un alto grado de concentración de sales puede afectar químicamente al equipo, pudiéndose presentar corrosión y una mayor cantidad de incrustaciones.

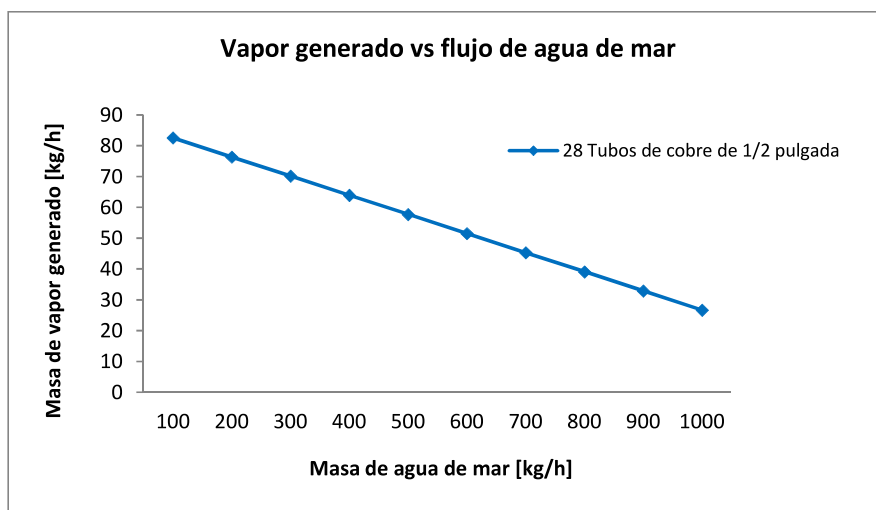


FIGURA 5. 17 Variación de la cantidad de vapor generado

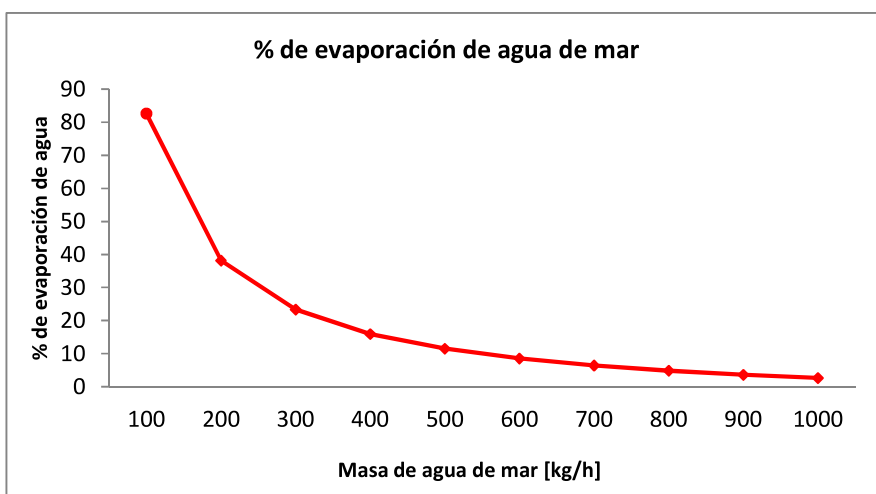


FIGURA 5. 18 Porcentaje de evaporación de agua de mar

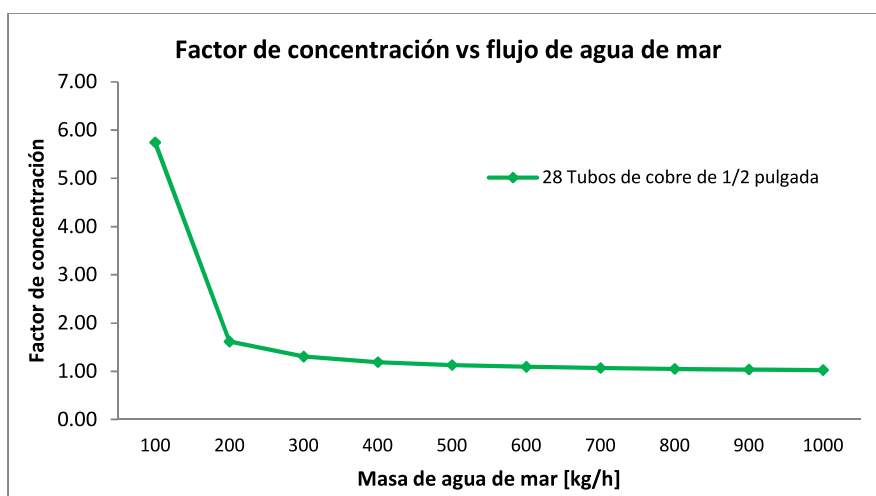


FIGURA 5. 19 Comportamiento del factor de concentración al variar el flujo de agua de mar



CONCLUSIÓN DEL CPÍTULO 5

En este capítulo se retomaron algunas cuestiones de la metodología de diseño de intercambiadores de calor de tubos y coraza expuesta en el capítulo anterior, pero con un enfoque comparativo que permite al diseñador de intercambiadores de calor tener un mejor control de las variables que involucran el diseño de este tipo de equipos.

Se planteó, a su vez, la ventaja que tienen las herramientas de cómputo para facilitar los cálculos, que en ocasiones, se tornan tediosos y repetitivos, en el desarrollo de los intercambiadores de calor. Como ejemplo de esto, se presentó un sencillo programa desarrollado en el API de Visual Basic® soportado en una hoja de cálculo Excel de la paquetería de Microsoft Office®.

En el mercado existen algunos softwares de esta naturaleza, sin embargo, la gran mayoría tienen un costo elevado y se enfocan principalmente a intercambiadores convencionales que manejan corrientes de flujo sin cambio de fase o se centran en operaciones de condensación. Aquellos que toman en cuenta la evaporación de algún fluido, utilizan el método de la nucleación evaporativa al inundar completamente ambas secciones del intercambiador de calor (tubos y coraza).

Sin embargo, para el caso del proyecto en cuestión, se mencionó que la alimentación de agua de mar se efectúa por medio de aspersores que rocían el fluido sobre la superficie del tubo, con esto, queda claro que las condiciones de funcionamiento del equipo son diferentes a las aplicaciones convencionales de intercambio de calor, donde no hay cambio de fase o aquellas en donde se inunda a los tubos por completo. Por esta razón, se tuvo que desarrollar el programa, con base en la metodología adecuada al diseño de este evaporador.

Gracias a estas herramientas, se pudo realizar un análisis comparativo más extenso que permitió experimentar y relacionar diferentes soluciones a los requerimientos de diseño, para obtener el equipo más adecuado.

En los anexos de este capítulo, se presentan los dibujos hechos en CAD del diseño final de este intercambiador de calor, así como de los planos correspondientes. Esta información se presentará ante empresas especialistas en manufactura para cotizar el equipo y determinar el costo total del intercambiador de calor, tanto en materiales como en mano de obra, así como el costo de traslado al lugar establecido para su instalación.



CONCLUSIONES

En el presente trabajo se ha explicado una alternativa de desalación térmica denominada MED-LE (Multi-Effect Distillation Low Energy, por sus siglas en inglés), la cual aprovecha recursos geotérmicos de baja entalpía como fuente de calor para lograr la evaporación del agua salada, permitiendo abastecer de agua dulce a las comunidades cercanas a yacimientos geotérmicos de baja entalpía y ubicadas próximas a costas para la sencilla captación de los fluidos de trabajo, por ejemplo, en la península de baja california, en algunas costas de Veracruz y en otras del océano pacífico principalmente en Jalisco y Nayarit.

En trabajos recientes se han hecho simulaciones en programas creados en Excel para comparar el desempeño de varias alternativas que puede adoptar un sistema de desalación MED convencional, incluyendo esta nueva propuesta MED-LE, obteniéndose resultados que apuntan a ser una opción bastante aceptable en la producción de destilado. Actualmente, este tipo de tecnología resulta costosa, y requiere cuantificar la disponibilidad de esas energías para su mejor aprovechamiento, sin embargo, las nuevas mejoras en la tecnología de los procesos de desalación continuarán y la reducción de costos conducirá aún más al crecimiento de la desalación térmica como una solución para el abastecimiento de agua.

Para comprobar el funcionamiento de esta propuesta, se pretende construir un modelo didáctico de una de las cámaras evaporadoras de la planta, que sirva a su vez, como una herramienta de aprendizaje para los estudiantes de ingeniería que cursan asignaturas como transferencia de calor, dinámica de fluidos, fenómenos de transporte, entre otras.

El objetivo del presente trabajo, consistió precisamente en el diseño de este evaporador. Para lograrlo, se planteó una metodología de diseño de un intercambiador de calor de tubo y coraza, la cual, es únicamente, una relación lógica de las operaciones necesarias para el cálculo de estos equipos.

La metodología propuesta, se orientó al desarrollo de intercambiadores de calor con evaporación por el lado de la carcasa, sin embargo, ésta puede emplearse, con modificaciones mínimas, para condensadores, evaporación y condensación en el mismo equipo, o en operaciones en donde no se requieran cambios de fase de los fluidos de trabajo. Estas modificaciones dependen del tipo de proceso involucrado. El método de cálculo de los coeficientes convectivos que se consideró, es sólo una de las alternativas existentes. Se han desarrollado métodos complicados que arrojan resultados más exactos y otros un poco más sencillos pero con un porcentaje de error mayúsculo. Debido a la forma en que se dispone de la información sobre las propiedades físicas o de transporte (gráficas o correlaciones no lineales), las soluciones de los problemas de diseño de equipo son de carácter iterativo. Este hecho conduce a enfocar la atención en una estrategia para la solución del problema, lo cual no solamente lleve a un diseño correcto, sino que siempre tenga un resultado óptimo y eficiente.

Este trabajo intenta mostrar alternativas para el diseño y selección de equipos que transfieren calor, al desarrollar una herramienta de cómputo que facilita considerablemente los cálculos necesarios para el diseño. El programa está soportado en una hoja de Excel que combina el API de Visual Basic para crear una interfaz gráfica, que permite la interacción amigable del usuario con la computadora, minimizando, considerablemente, el tiempo de ejecución de los cálculos mencionados.

Una vez que se determinó el diseño termodinámico, se eligió cada una de las partes que componen al intercambiador de calor. Para dicha elección, se tomaron en cuenta aspectos como la disponibilidad de espacio, el peso del equipo, la naturaleza de los fluidos, las condiciones de generación y el costo del conjunto.



Las dimensiones del intercambiador que se obtuvieron, son de aproximadamente un 1.20 [m] de longitud por 30 [cm] de diámetro. La cantidad de agua destilada que puede producir resultó ser de 1.5 [m³/día], esta cantidad es bastante aceptable, comparándola con una pequeña planta MED convencional que emplea recursos geotérmicos como fuente de calor, 50 [m³/día]⁹⁴. Las diferencias entre estos valores dependen, principalmente, de la cantidad de fluido caliente ingresa al sistema, así como el número de cámaras empleadas en el proceso. Recordemos que la desalación con tecnología MED, como su nombre lo indica, consiste en varias cámaras que van evaporando agua salada, por lo que entre más evaporadores se tengan más destilado se obtendrá. Otra variante a considerar, es la presión que se logre al interior de las cámaras. Las plantas MED convencionales manejan una presión de operación de aproximadamente

de 0.01 [MPa], sin embargo, para este caso, se consideró trabajar con una presión de 0.02 [MPa] debido a que los costos de los sistemas de generación de vacío se incrementarían considerablemente. Resulta sencillo comprender que a menor presión de las cámaras, la cantidad de vapor producido aumentará. Para este prototipo, el vapor generado ascendería de 58 [kg/h] a 119 [kg/h] al modificar la presión de operación de 0.02 a 0.01 [MPa]. Este modelo didáctico, arrojó una eficiencia del 40%.

Este equipo servirá para realizar dichas pruebas y determinar las mejoras correspondientes, considerando quizá adaptaciones al sistema para elevar dicha eficiencia, como la instalación de colectores en la parte inferior de los tubos o quizá el empleo de tubos aletados, etc., del mismo modo para identificar y remediar los problemas de incrustación y corrosión que seguramente habrán de presentarse, acciones que se deben justificar al operar el equipo y determinar si es rentable o no llevarlas a cabo.

Para un mejor aprovechamiento de los recursos geotérmicos, es necesario cuantificar su disponibilidad y ubicación de forma precisa con el objeto de recabar datos (como salinidad, cantidad de gases incondensables, composición química de los recursos, presiones reales, etc.) que sirvan de base para el diseño de estos equipos de las plantas.

Se tiene contemplado, para etapas posteriores del proyecto, construir un prototipo de la MED-LE con tres cámaras escalonadas, usando intercambiadores de calor de placas, que produzcan una cantidad mayor de vapor, con la seguridad de que aportarán experiencia para la construcción de las grandes plantas de operación.

⁹⁴ MATHIOULAKIS, BELESSIOTIS and DELYANNIS "Desalination by using alternative energy: Review and state-of-the-art" Desalination 203 (2007) 346–365. Elsevier- Science Direct. Received 6 February 2006; accepted 15 March 2006. www.elsevier.com



NOMENCLATURA

A	=	Área de transferencia de calor [m^2]
C	=	Concentración de sales [ppm]
C_p	=	Calor específico a presión constante [$kJ/kg\ ^\circ C$]
d	=	Diámetro [m]
e	=	Espesor del material [m]
FC	=	Factor de concentración
F	=	Factor de corrección
f	=	Factor de fricción
g	=	Aceleración de la gravedad [m/s^2]
h	=	Coefficiente de transferencia de calor o coeficiente convectivo de película [$W/m^2\ ^\circ C$]
H	=	Entalpía [kJ/kg]
k	=	Conductividad térmica [$W/m\ ^\circ C$]
LT	=	Longitud del tubo [m]
$LMTD$	=	Diferencia de temperatura media logarítmica [$^\circ C$]
$\dot{m}$	=	Flujo másico [kg/h]
NT	=	Número de tubos
p	=	Efectividad del lado frío
P	=	Presión [MPa]
PT	=	Número de pasos de tubos
q	=	Flujo de calor por unidad de área [kW/m^2]
Q	=	Flujo de calor [W]
R	=	Razón de capacidad térmica
S	=	Superficie de la geometría [m^2]
T	=	Temperatura [$^\circ C$]
U	=	Coefficiente global de transmisión de calor [$W/m^2\cdot\ ^\circ C$]
v	=	velocidad de la masa [$kg/m2s$]
Re	=	Número de Reynolds
Pr	=	Número de Prandtl

SUBÍNDICES

a	=	arreglo de los tubos
am	=	Condiciones del agua de mar
atm	=	Condiciones Atmosféricas
c	=	fluido frío
car	=	carcasa
$flash$	=	Condiciones de evaporación instantánea
f	=	Condiciones de líquido saturado
fg	=	Condiciones de vaporización
g	=	Condiciones de vapor saturado
g,e	=	Condiciones del componente gaseoso de la evaporación
l,e	=	Condiciones del componente líquido de la evaporación
h	=	fluido caliente
i	=	Condiciones al interior de los tubos
j	=	comparación entre condiciones de condensación y evaporación
m	=	Material
max	=	máximo
min	=	mínimo
o	=	Condiciones al exterior de los tubos
$prom$	=	pomedio
T_{med}	=	media aritmética de temperatura [$^\circ C$]
t	=	tubo
r	=	referencia
rg	=	Condiciones del recurso geotérmico
$salm$	=	Condiciones de la salmuera



s	=	suciedad
vapor	=	Condiciones del vapor
w	=	Condiciones de la pared del tubo
1	=	entrada
2	=	salida

LETRAS GRIEGAS

θ	=	posición angular
Γ	=	tasa de flujo másico por unidad de longitud [kg/sm]
Δ	=	Diferencia o variación
δ	=	Espesor de la película de agua de mar [m]
μ	=	Viscosidad dinámica del fluido [Pa·s] ó [kg/m·s]
$\mu_{i,w}$	=	Viscosidad del fluido interior evaluado a la temperatura de la pared [Pa·s]
ρ	=	Densidad [kg/m ³]

ACRÓNIMOS

CFE	=	Comisión Federal de Electricidad
IMPULSA	=	Investigación Multidisciplinaria de Proyectos Universitarios de Liderazgo y Superación Académica
II	=	Instituto de Ingeniería
UNAM	=	Universidad Nacional Autónoma de México
CAD	=	Diseño Asistido por Computadora



ANEXOS



A.1 DIBUJO EN CAD DEL MODELO DIDÁCTICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE LA MED-LE

Como se ha observado, este tipo de herramientas resulta muy útil para inferir el comportamiento del equipo con un sinfín de modificaciones a los parámetros operacionales. A continuación, se presentará el dibujo en CAD del prototipo del evaporador.



FIGURA A. 1 Etapas de diseño del intercambiador de calor



FIGURA A. 2 Piezas empleadas en el intercambiador de calor

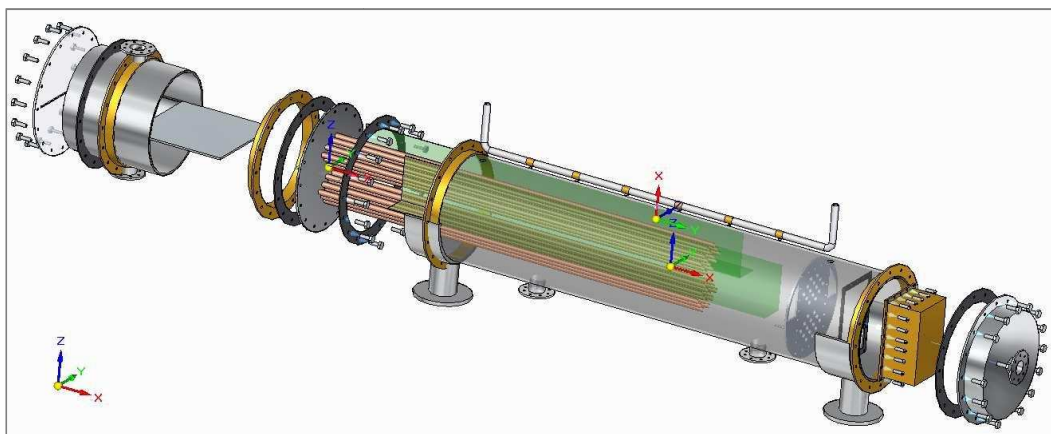


FIGURA A. 3 Esquema del ensamble del intercambiador de calor



A.2 PLANOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

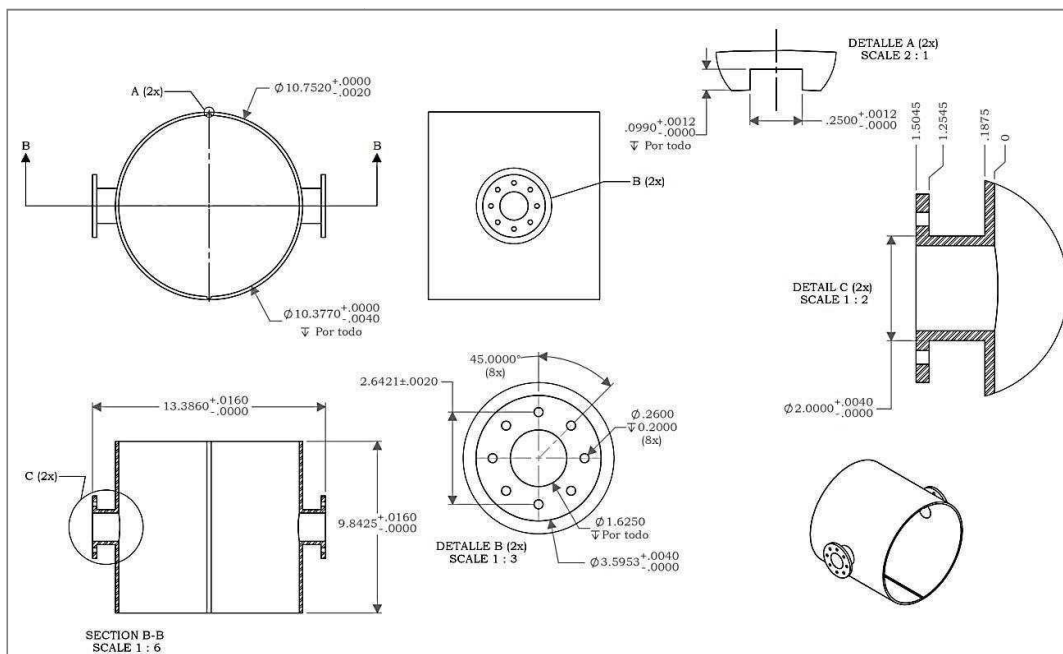


FIGURA A. 4 Cabezal frontal

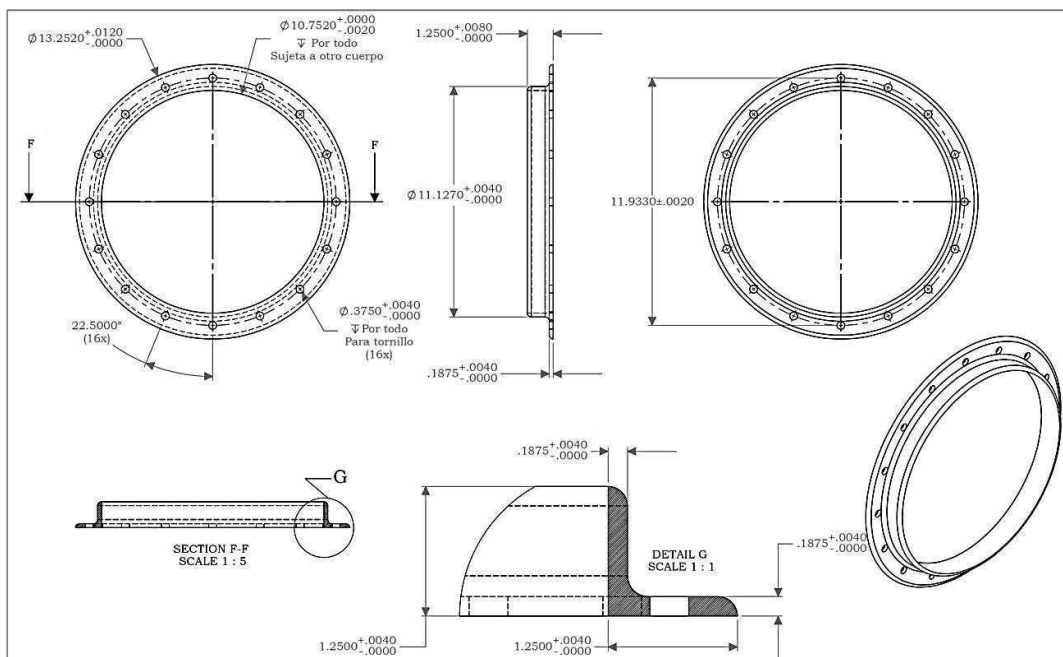


FIGURA A. 5 Brida de acoplamiento

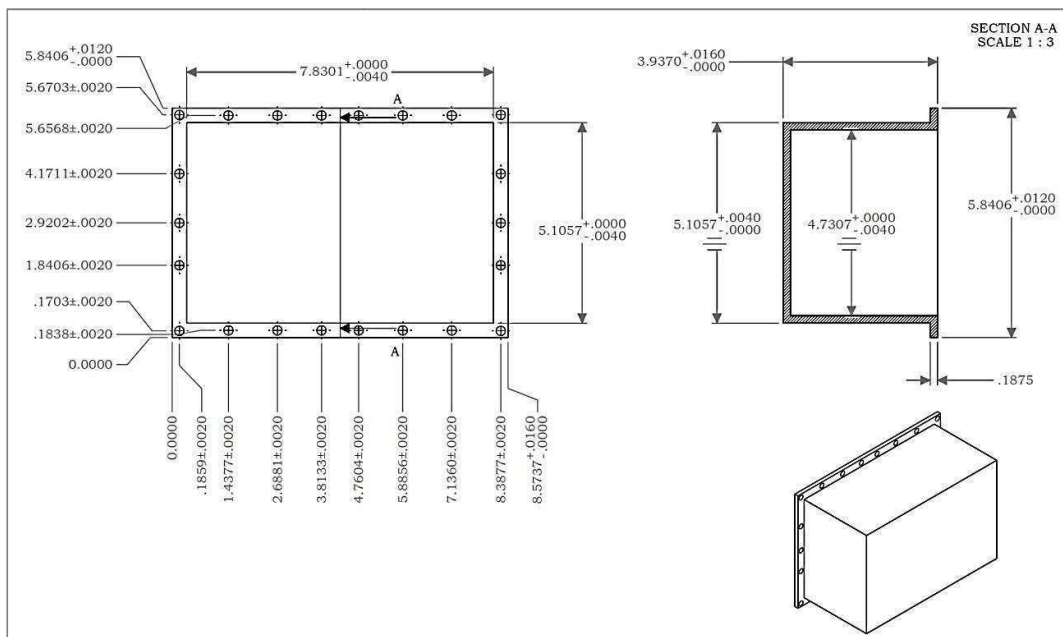


FIGURA A. 6 Cabezal Flotante

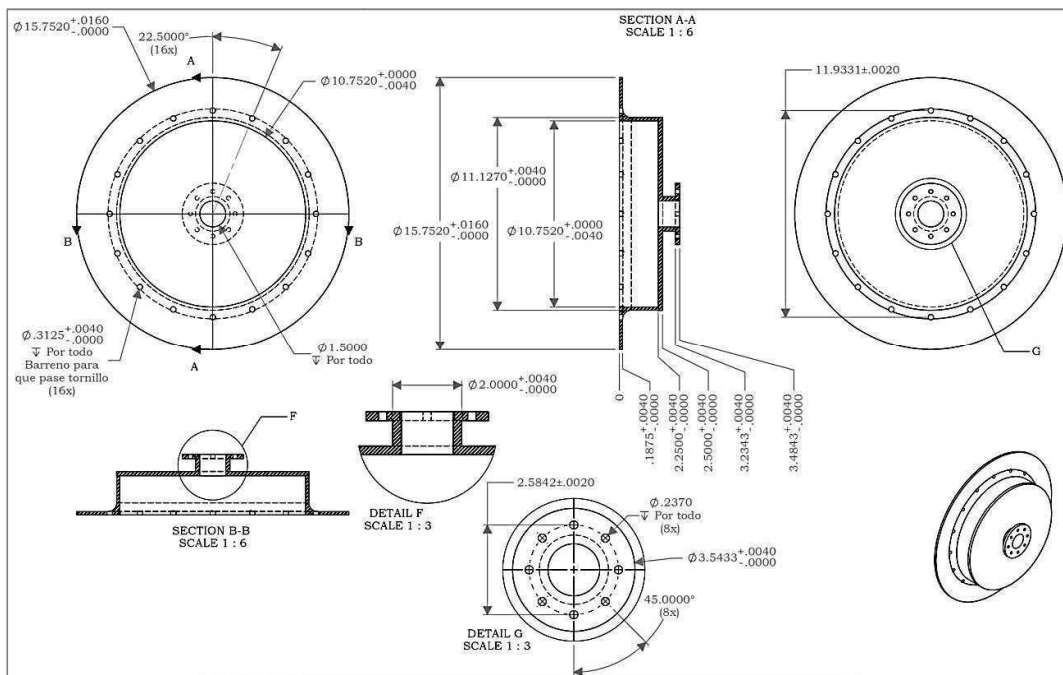


FIGURA A. 7 Cabezal Posterior

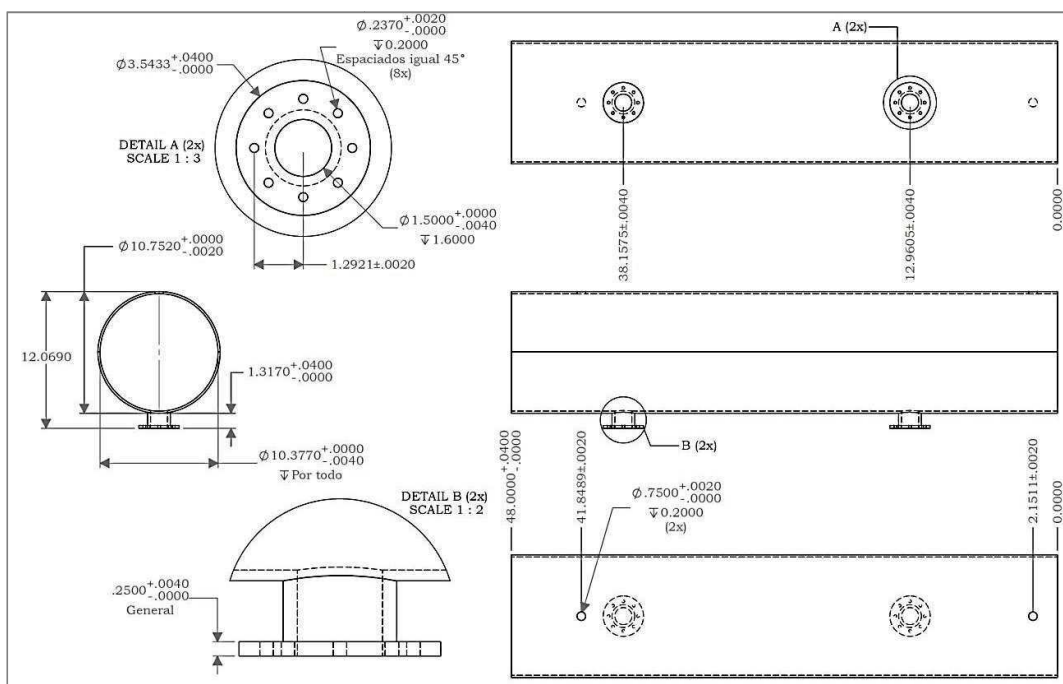


FIGURA A. 8 Carcasa

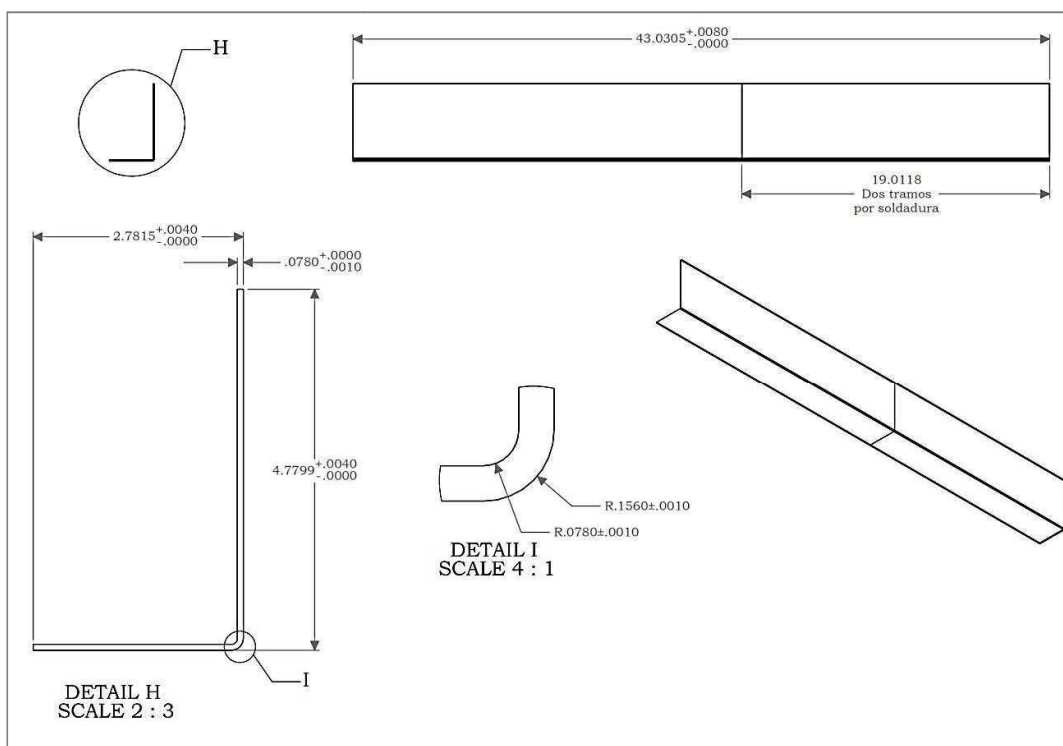


FIGURA A. 9 Demister

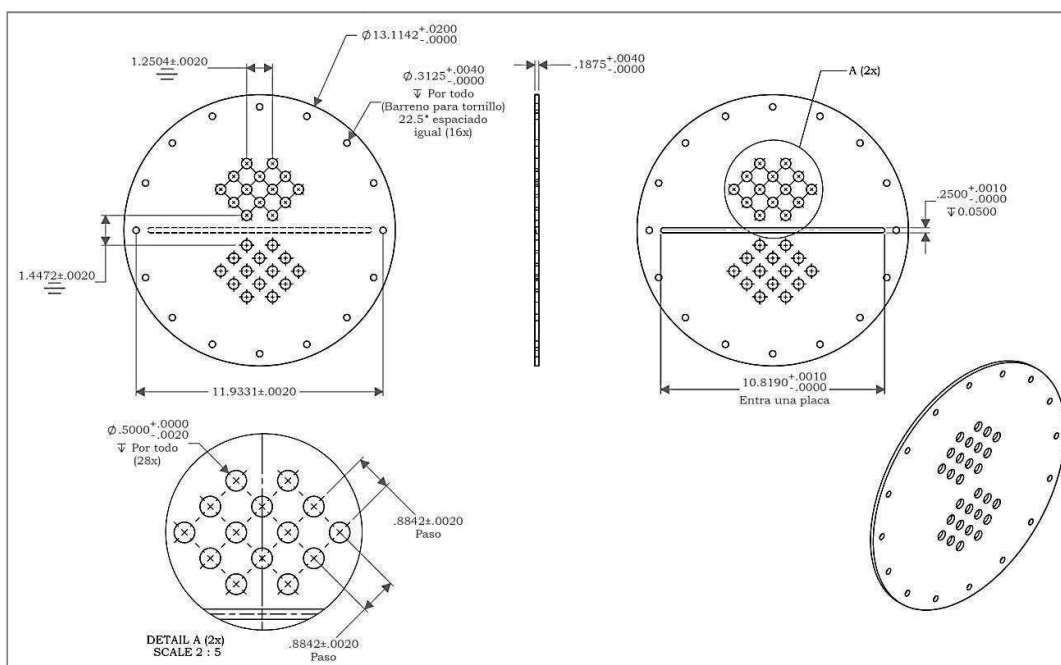


FIGURA A. 10 Espejo Frontal

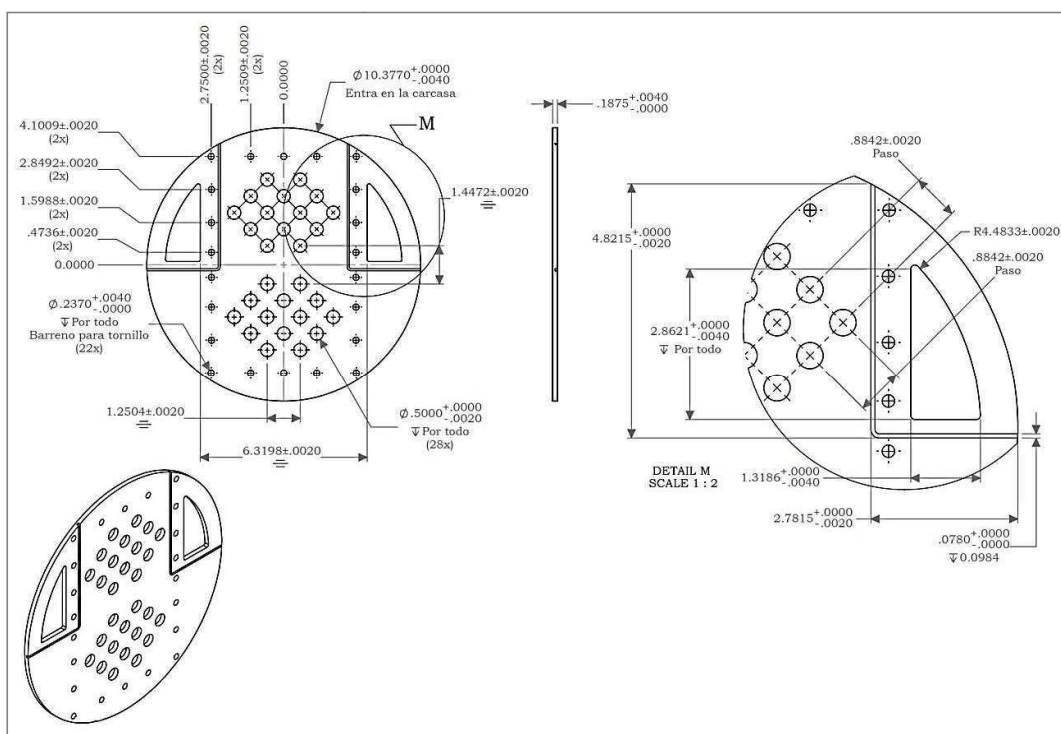


FIGURA A. 11 Espejo Posterior

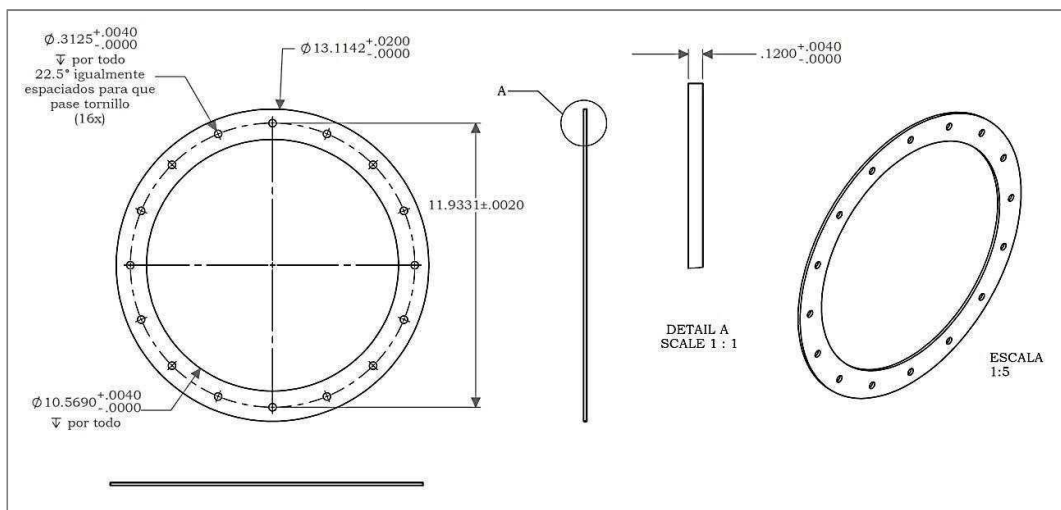


FIGURA A. 12 Junta circular

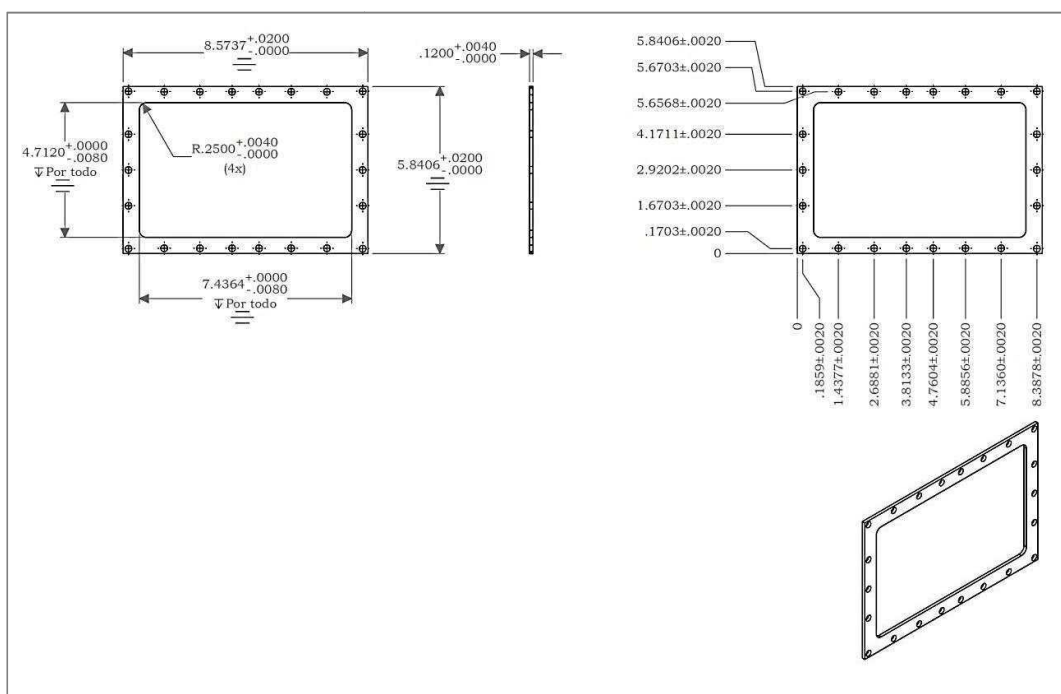


FIGURA A. 13 Junta Cuadrada para el cabezal flotante

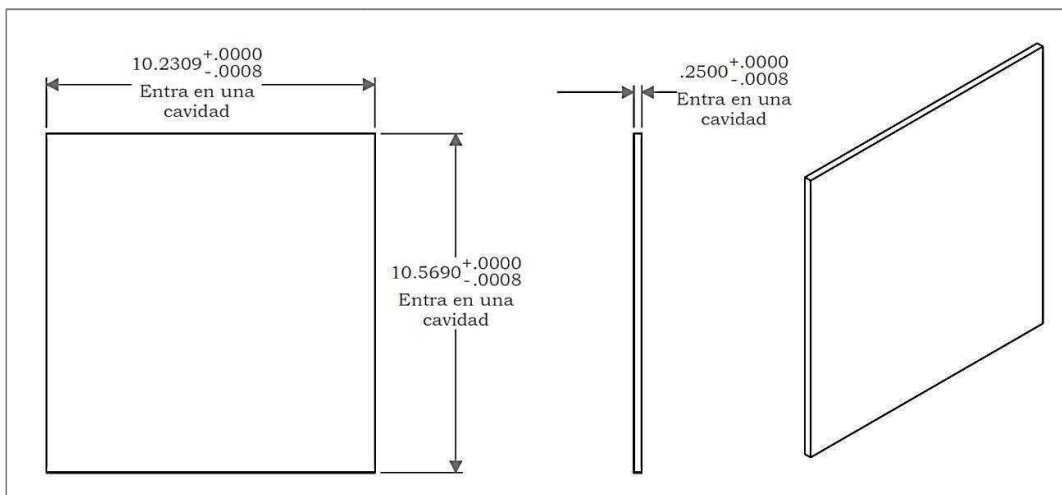


FIGURA A. 14 Placa divisora del cabezal frontal

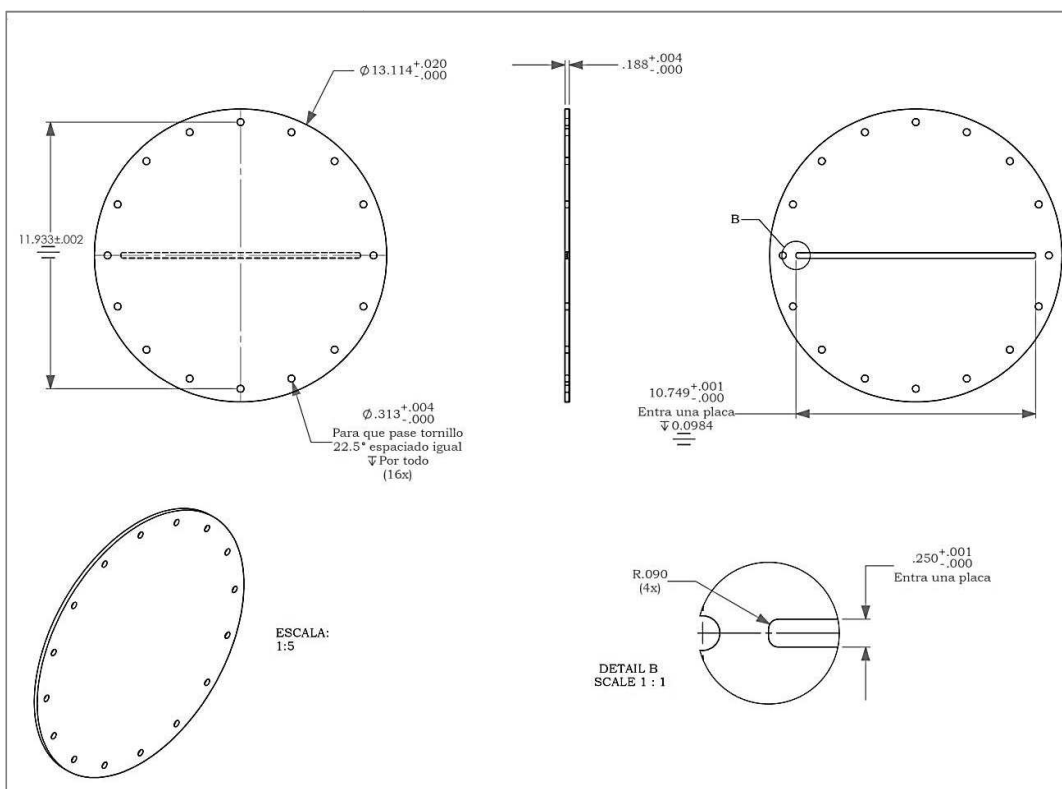


FIGURA A. 15 Tapa del cabezal frontal

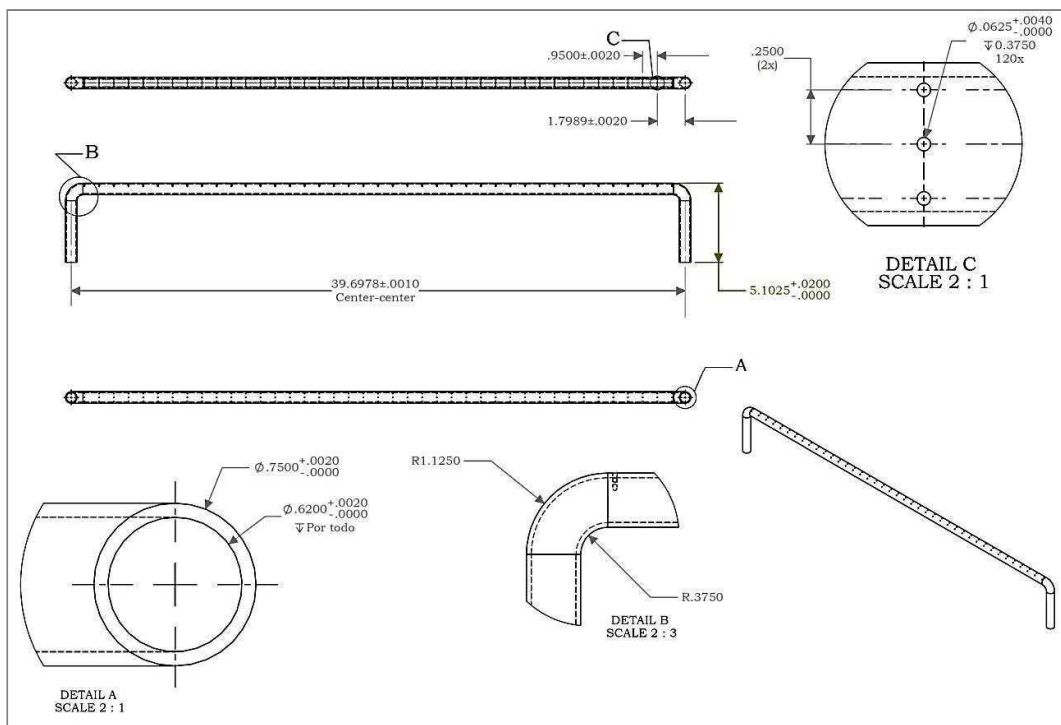


FIGURA A. 16 Tubo de alimentación del agua de mar

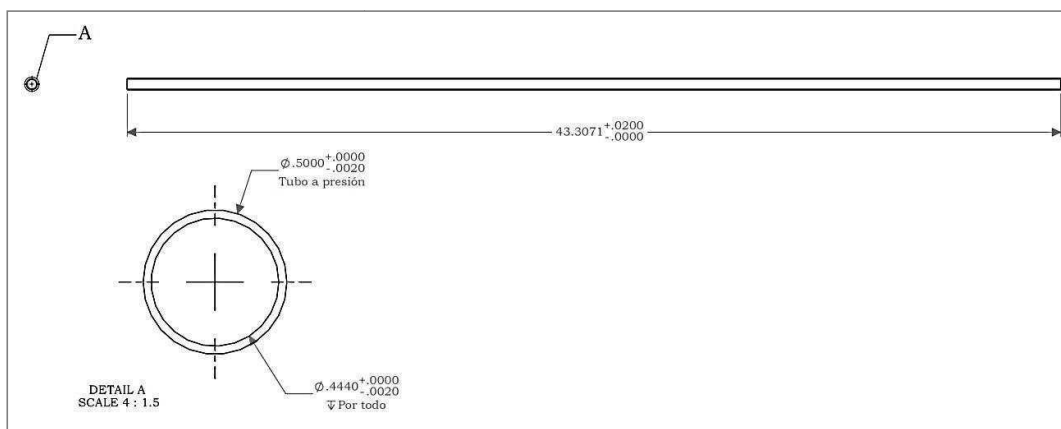


FIGURA A. 17 Tubo de cobre

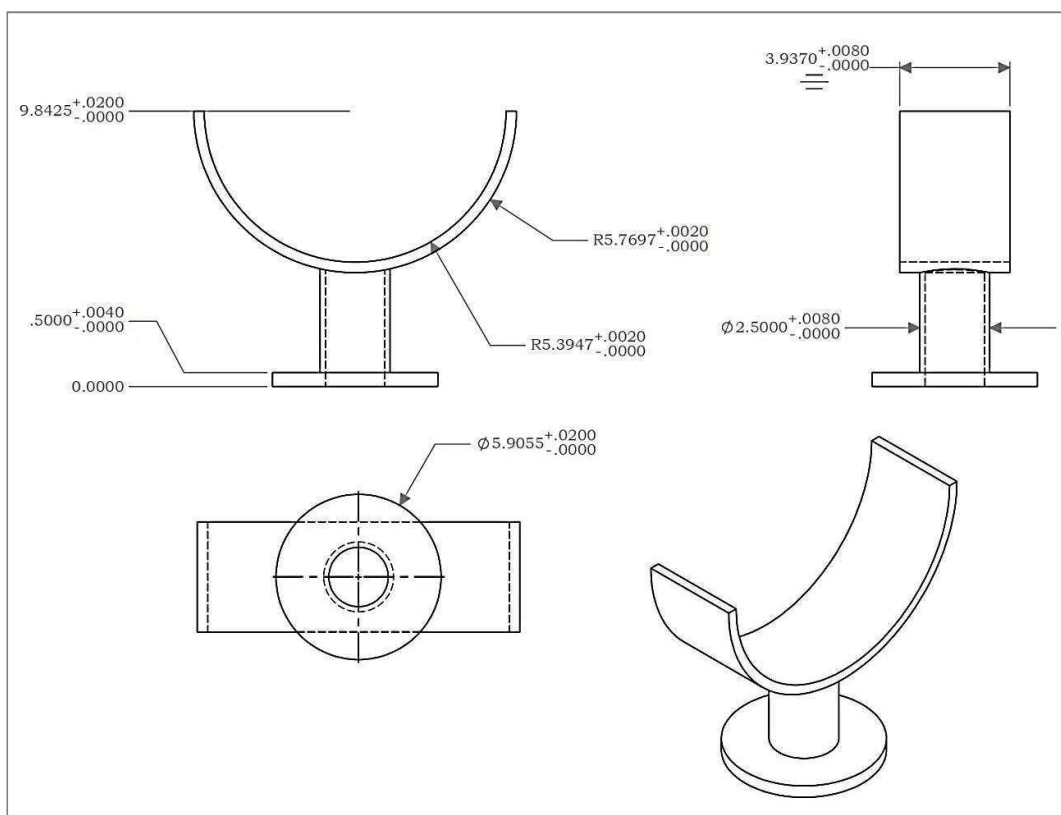


FIGURA A. 18 Soportes del intercambiador de calor

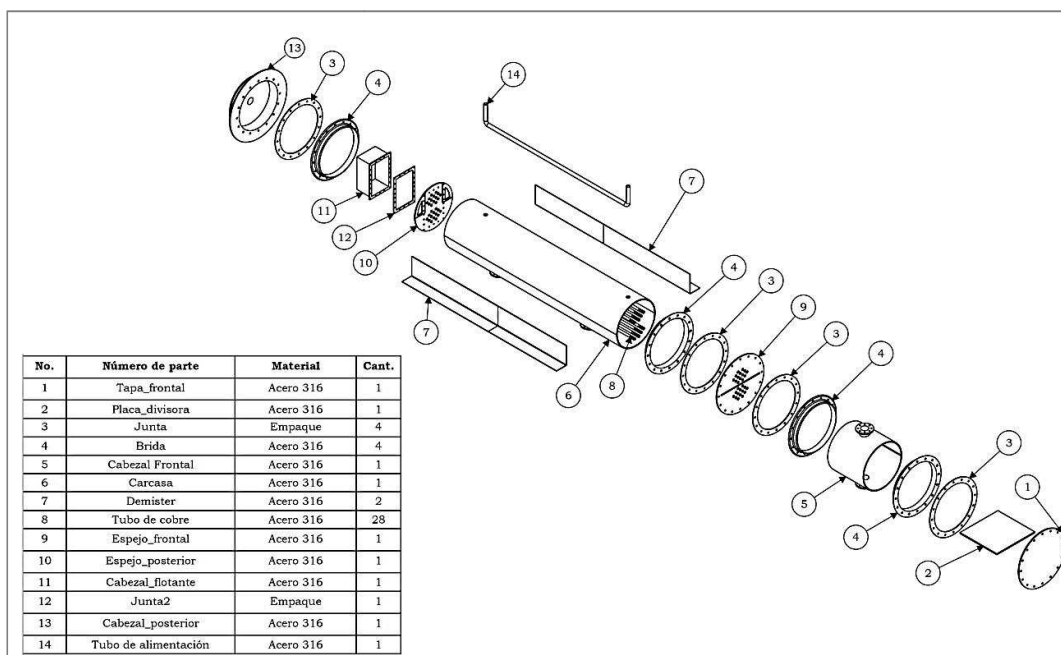
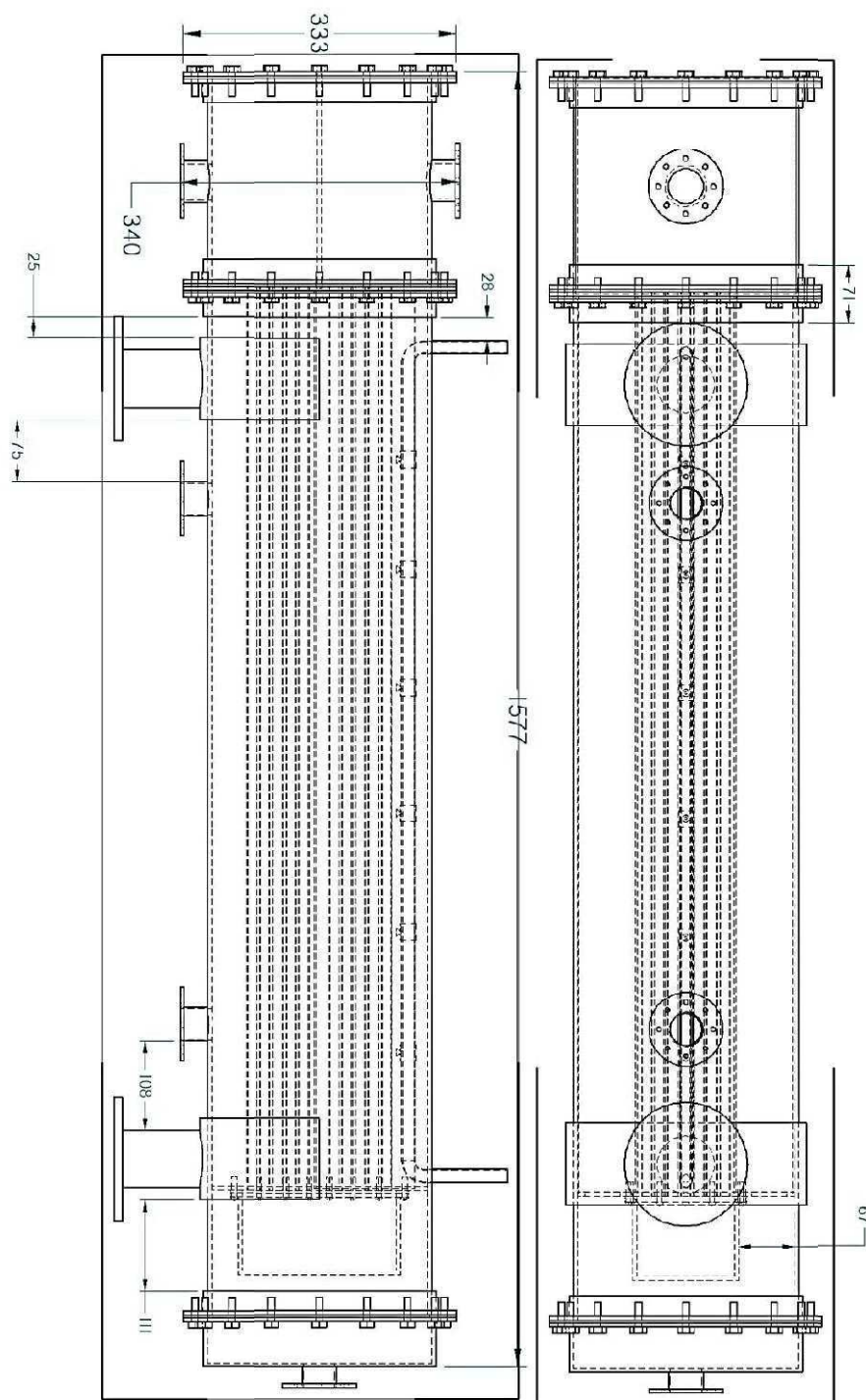
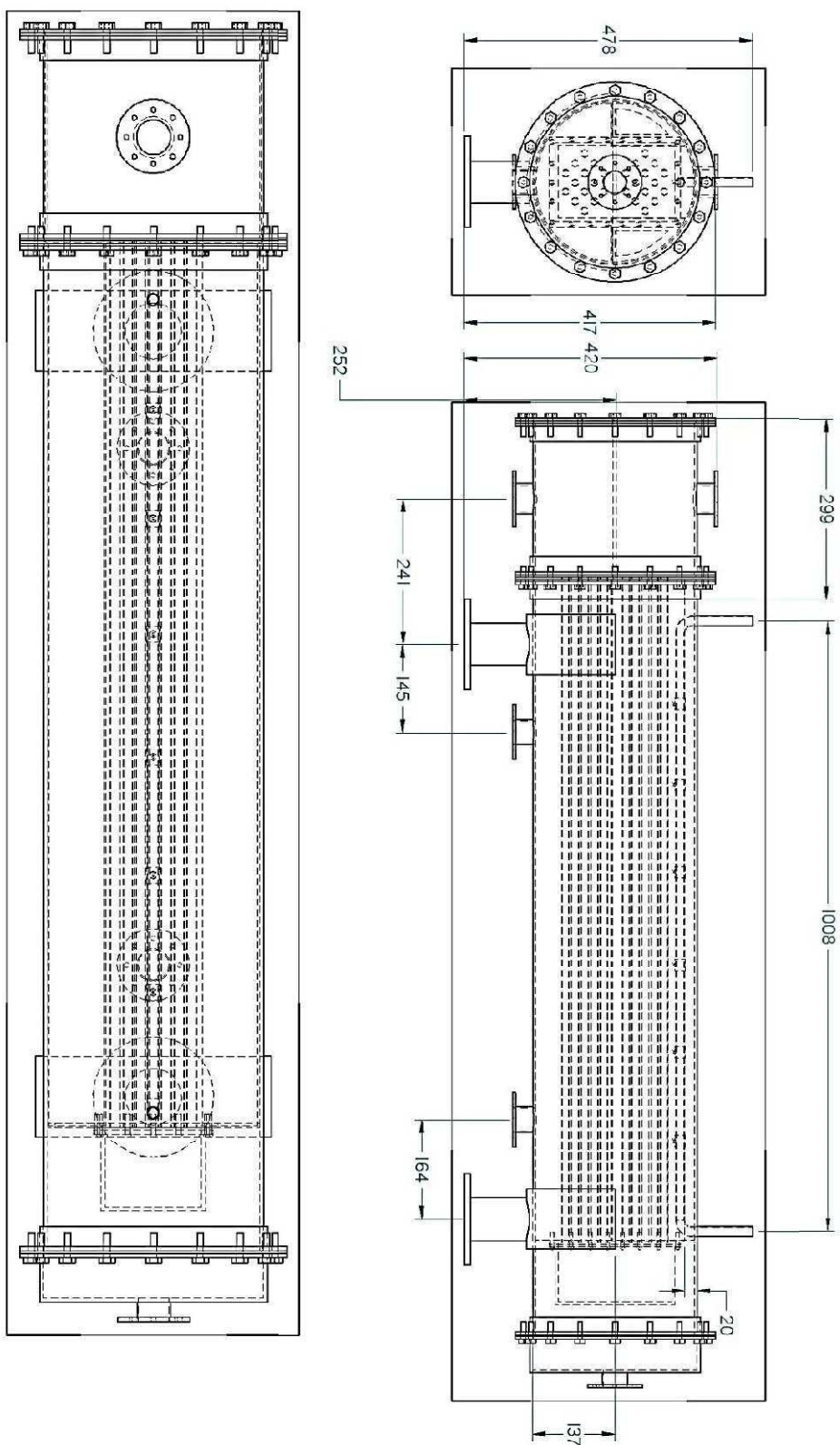


FIGURA A. 19 Diagrama de ensamble con señalización de piezas







A.3 DIÁMETROS NOMINALES DE TUBOS PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR

DIMENSIONES DE TUBOS PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR										
DIÁMETRO NOMINAL [in]	DIÁMETRO NOMINAL [in]	Diámetro Exterior [in]	Diámetro Interior [in]	Espesor de la pared [in]	Área de sección transversal [in ²]	Diámetro Exterior [in]	Diámetro Interior [in]	Espesor de la pared [in]	Área de sección transversal [in ²]	
1/4	0.25	0.38	0.32	0.06	0.08	0.0095	0.0080	0.0015	0.0020	
3/8	0.38	0.50	0.43	0.04	0.15	0.0127	0.0109	0.0009	0.0037	
1/2	0.50	0.63	0.55	0.04	0.23	0.0159	0.0138	0.0010	0.0059	
5/8	0.63	0.75	0.67	0.04	0.35	0.0191	0.0169	0.0010	0.0088	
3/4	0.75	0.88	0.79	0.05	0.48	0.0222	0.0199	0.0011	0.0123	
1	1.00	1.13	1.03	0.05	0.83	0.0286	0.0260	0.0013	0.0210	
1 1/4	1.25	1.38	1.27	0.06	1.26	0.0349	0.0321	0.0014	0.0320	
1 1/2	1.50	1.63	1.51	0.06	1.78	0.0413	0.0382	0.0015	0.0452	
2	2.00	2.13	1.99	0.07	3.09	0.0540	0.0504	0.0018	0.0785	
2 1/2	2.50	2.63	2.47	0.08	4.77	0.0667	0.0626	0.0020	0.1212	
3	3.13	3.13	2.95	0.09	6.81	0.0794	0.0748	0.0023	0.1730	
3 1/2	3.50	3.63	3.43	0.10	9.21	0.0921	0.0870	0.0025	0.2339	
4	4.13	4.13	3.91	0.11	12.00	0.1048	0.0992	0.0028	0.3048	
5	5.13	5.13	4.88	0.13	18.70	0.1302	0.1238	0.0032	0.4750	
6	6.13	6.13	5.85	0.14	26.80	0.1566	0.1485	0.0036	0.6807	
8	8.13	8.13	7.73	0.20	46.90	0.2064	0.1962	0.0051	1.1913	
10	10.13	10.13	9.63	0.25	72.80	0.2572	0.2445	0.0064	1.8491	
12	12.13	12.13	11.57	0.28	105.00	0.3080	0.2938	0.0071	2.6670	

calor



A.4 MATERIALES COMÚNMENTE USADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

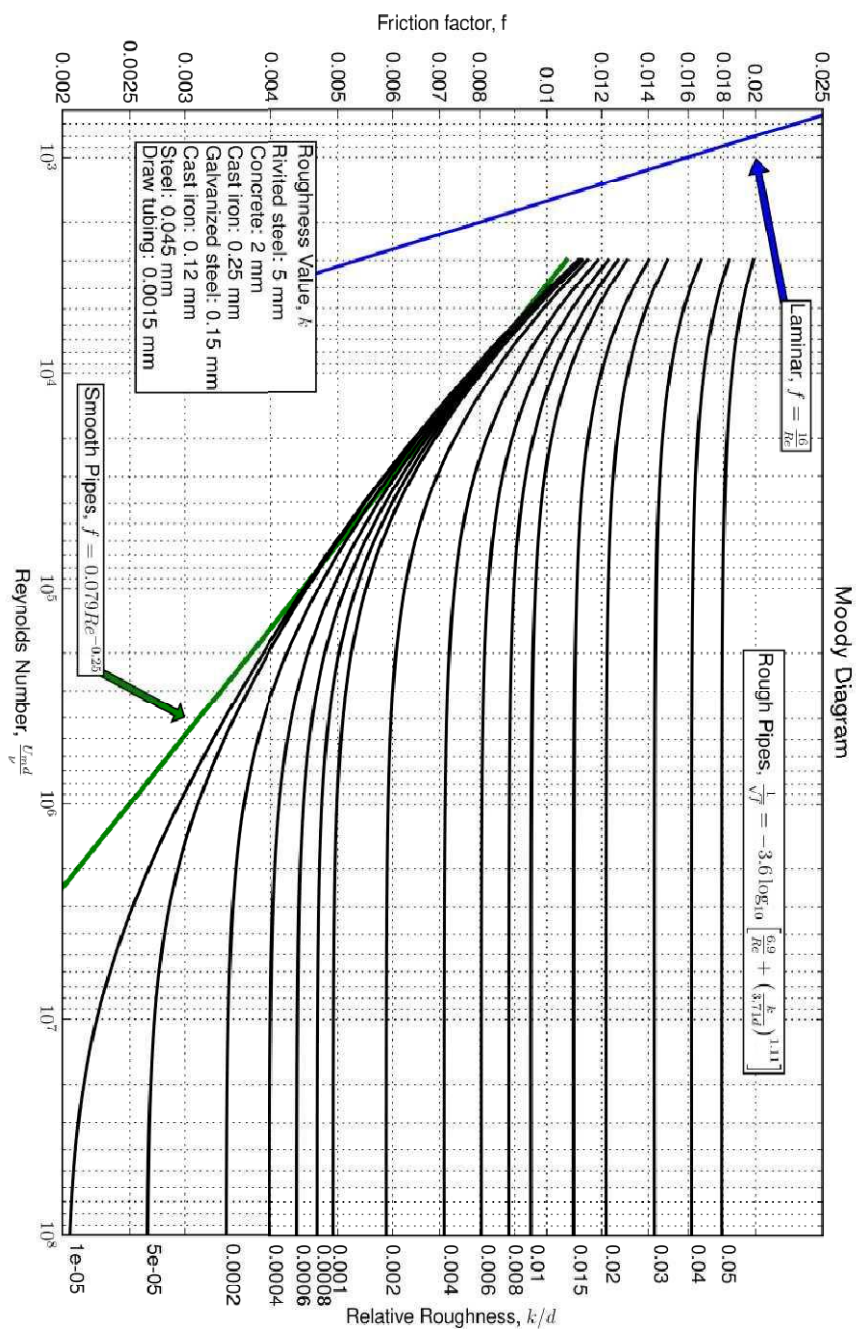
TABLA A. 2 Materiales propuestos para la construcción del intercambiador de calor⁹⁵

Material del tubo	k [BTU/(h·ft·°F)]	k [W/m·K]
Admiralty Brass C44300	64	111
Al Brass C68700	58	100
Al Bronze	46	80
AL6XN® N08367	7.9	14
Aluminum, 2024, Temper-T351	82.6	143
Aluminum, 2024, Temper-T4	69.9	121
Aluminum, 5052, Temper-H32	79.7	138
Aluminum, 5052, Temper-O	83.2	144
Aluminum, 6061, Temper-O	104.0	180
Aluminum, 6061, Temper-T4	89.0	154
Aluminum, 6061, Temper-T6	96.5	167
Aluminum, 7075, Temper-T6	75.1	130
Aluminum, A356, Temper-T6	74.0	128
Aluminum, Pure	127.1	220
Arsenical Cu	112	194
Brass, Red, 85%Cu-15%Zn	87.2	151
Brass, Yellow, 65%Cu-35%Zn	68.8	119
Carbon Steel	27.5	48
Copper, Alloy, 11000	224.2	388
Copper, Aluminum bronze, 95%Cu-5%Al	48.0	83
Copper, Brass, 70%Cu-30%Zn	63.6	110
Copper, Bronze, 75%Cu-25%Sn	15.0	26
Copper, Constantan, 60%Cu-40%Ni	13.1	23
Copper, German silver, 62%Cu-15%Ni-22%Zn	14.4	25
Cu C106	227	393
CU Fe 194	150	260
Cu Ni 70-30 C71500	17	29
Cu Ni 90-10 C70600	26	45
Hastelloy B	6	10
Hastelloy C C-276(55 Ni;17 Mo;16 Cr;6 Fe;4 W	5	9
Incoloy	15	26
Inconel	9.9	17
Monel 400 aleación de níquel cobre (66 Ni;30 Cu;2 Fe)	247	427
S30400/S31600	6.8	12
SEA-CURE® S44660	14	24
Silver	10.5	18
SS (UNS N08367)	10.1	17
SS (UNS S43035	8.6	15
SS (UNS S44660)	8.2	14
SS AL29-4C® (UNS S44735)	31.2	54
SS TP 304	42.2	73
SS TP 316/317	34.1	59
Steel, Carbon, 0.5%C	9.4	16
Steel, Chrome, Cr0%	12.5	22
Steel, SAE 1010	12.7	22
Steel, Stainless, 316	8.6	15
Ti Grade 2 R50400	8.6	15
Titanium Grades 1	12.3	21
TP 304/TP 316	64.8	112
TP 439 S43035	6.9	12
Zinc, Pure	5.2	9

⁹⁵ S. JANIKOWSKI, Daniel. "Selecting Tubing Materials for Power Generation Heat Exchangers" Plymouth Tube Co. – East Troy, WI Presented at the Southwest Chemistry Workshop (Irving, TX): July 28-31, 2003



A.5 DIAGRAMA DE MOODY PARA DETERMINAR EL FACTOR DE FRICCIÓN





BIBLIOGRAFÍA

ALBAINA URCELAY, Ainhoa. **“Tecnologías Sostenibles sobre la gestión del agua: La desalación. Estudio del caso en la zona costera del Mediterráneo”**. Escuela Universitaria de Ingeniería, Junio 2007.

ARMSTEAD H. Christopher. **“Energía Geotérmica”**, Editorial Limusa, Noriega Editores. 1993

BELL K.J. y MUELLER, A.C. “Wolverine Tube Heat Transfer Data Book” Wolverine Tube Inc. Consultado al 2 de febrero del 2012. Disponible en: www.wolverine.com

BENG H. Bogaards **“Development of a basic design tool for Multi-effect distillation plant evaporators”** May 2009. NorthWest University

GALANTE MARCOS, Alberto. **“Análisis de la viabilidad técnica-económica de una planta geotérmica para la generación de electricidad en Latinoamérica”**. ICAI - Universidad Pontificia Comillas

GARCÍA JAIMES, Oziel (2008) **“Los recursos geotérmicos de baja entalpía: una opción en la generación eléctrica y la desalación de agua de mar”**. (Tesis de Licenciatura - Universidad Nacional Autónoma de México)

GONZÁLEZ-MENDIZABAL, Dosinda. **“Guía de intercambiadores de calor: tipos generales y aplicaciones”**. Venezuela, 2002. Presentado en la Universidad Simón Bolívar.

THOME J. R. **Heat Exchangers Engineering Databook III**

JARAMILLO, O.A. [en línea] **“Intercambiadores de Calor”**. México, Centro de Investigación en Energía, UNAM, Noviembre 2007. Dirección URL: <http://www.cie.unam.mx/>. [Consulta: 18 de marzo del 2011]

KAGEL & GAWELL **“A Guide to Geothermal Energy and the Environment”**. Geothermal Energy Association. Abril, 2007.

LLOPIS TRILLO, Guillermo y RODRIGO ANGULO, Vicente. **“Guía de la energía geotérmica”**. COMUNIDAD DE MADRID. FUNDACIÓN DE LA ENERGÍA DE LA COMUNIDAD DE MADRID. 2008

LOMELÍ, Guadalupe **“Recursos Hidrológicos en México”**. Proyecto de Investigaciones del C.C.H. de la UNAM, México, 2006

MERCADO, 1988; Villanueva et al., 2006

MUKHERJEE, Rajiv. **“Effectively Design Shell-and-Tube Heat Exchangers”**. Engineers India Ltd. CHEMICAL ENGINEERING PROGRESS. Febrero, 1998

ORTIZ GARCÍA, Edgar. **“Programación modular aplicada al diseño de intercambiadores de calor”**. México, 2005. Presentado en la Universidad Nacional Autónoma de México para la obtención del grado de Ingeniero Químico.

PABLO BARRIENTOS, Jorge Eleazar (2009) **“Desalación de agua de mar con agua caliente utilizando procesos térmicos”**. (Tesis de Licenciatura - Universidad Nacional Autónoma de México)

Revista Aqua Vitae año 6, 2010 número 12. Disponible en: www.aquavitae.com

SHAH R.K., **“Classification of Heat Exchangers. In Heat Exchangers Thermo-Hydraulic Fundamentals and Design”**, S. Kakac, A.E. Begles and F. Mayinger (Eds.), Wiley, New York.



SHAH, Ramesh & Dusan Sekulic John Wiley & Sons "**Fundamentals of Heat Exchanger Design**", 2003

SPALDING, Brian y TABOREK, J. "**Heat exchanger design book**", Ed. Board. Published under the auspices of the international centre for heat and mass transfer, 1983.

TEMA, Standards, 7th ed., Tubular Exchanger Manufacturers Association, Tarrytown, NY, 1988.)

TORRES RODRÍGUEZ, Vicente. "**Geotermia en México**", Programa Universitario de Energía, 1993 UNAM, México

TORRES, Miguel, "**La desalación de agua de mar y el vertido de la salmuera**" CEDEX, Área de Calidad de las Aguas. España, 2004.

Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc

VALERO Antonio, et.al., "**La desalación como alternativa al PHN**", CIRCE – Universidad de Zaragoza, Enero 2011.

WELTY R., James, WICKS E. Charles y WILSON E. Robert "**Fundamentos de transferencia de momento, calor y masa**" Ed. Limusa, Primera Edición

REVISTAS ELECTRÓNICAS Y ARTÍCULOS CIENTÍFICOS CONSULTADOS:

AWAD, Mostafa M. and El-Sayed R. Negeed "**Heat transfer enhancement of falling film evaporation on a horizontal tube bundle**" Thirteenth International Water Technology Conference, IWTC 13 2009, Hurghada, Egypt.

AYALA, R., Heard, C.L., Holland, F.A. "**Ammonia lithium nitrate absorption/compression refrigeration cycle. Part II**". Experimental. Applied Thermal Engineering, 1998 Vol. 18, 661-670.

BERTANI, Ruggero. "**Geothermal Power Generation in the World 2005–2010. Update Report**" Presentado en: Proceedings World Geothermal Congress el 29 de abril del 2010.

CFE, Boletín de prensa, México D.F. 5 de febrero de 2003 en: www.cfe.gob.mx

CHANG T.B and J.S. Chiou "**Spray evaporation heat transfer of R1030b on a horizontal tube bundle**" International Journal of Heat and Mass Transfer 31 "0888# 0356_0367

COMISIÓN NACIONAL DEL AGUA. **Estadísticas del Agua en México. Sistema Unificado de Información Básica del Agua**. Edición 2003, México.

DE LA CRUZ, Carlos. "**La desalinización de agua de mar mediante el empleo de energías renovables**" Laboratorio de alternativas 2006. Disponible en: <http://es.scribd.com/>

E. EDWARDS, John "**Design and rating shell and tube heat exchangers**" MNL 032A Issued 29 August 2008.

FLETCHER y GALOWIN "**Evaporation from Thin Water Films on Horizontal Tubes**" Ind. Eng. Chem., Process Des. Develop., 13, 59 (1974).



FUENTES DÍAZ, Manuel ***“Desalación del agua, una alternativa para resolver la demanda de agua potable en el sur de la república mexicana”*** XXVIII Congreso Interamericano de Ingeniería Sanitaria y Ambiental. Cancún, México, octubre, 2002.

GREFFRATH, Rainer ***“Effect of Scaling on Design and Operation of Thermal Seawater Desalination Plants”*** Alemania. Disponible en: www.dieselduck.net

HAN, J.; FLETCHER, L., Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev. 24 (1985) pp. 570±597.
IGLESIAS R., E. et. Al. ***“Estimación del recurso y prospectiva tecnológica de la geotermia en México”*** Instituto de Investigaciones Eléctricas. Informe IIE/11/3753/I 01/P. Marzo 2005
Instituto Mexicano de Tecnología del Agua. www.imta.mx/

Li Xu, Murong Ge, Shichang Wang, Yuxin Wang ***“Heat-transfer film coefficients of falling film horizontal tube evaporators”*** Desalination 166 (2004) 223-230. ELSEVIER.

POSPISIL, CHROBOCZEK, FORTELNY y CHARVAT ***“Falling film heat exchange and backslash on horizontal tube bundles”***.

“Recursos hídricos en México” Revista Digital Universitaria. 10 de agosto del 2009, Vol.10, Núm.8 [Disponible en: www.revista.unam.mx, página consultada al 16 de noviembre del 2011].

“REVISTA DIGITAL UNIVERSITARIA” 1 de Oct. Del 2010. Volumen 11. Número 10. ISSN: 1067-6079

RIBATSKI, G. y JACOBI, A.M. ***“Falling-film evaporation on horizontal tubes – a critical review”***. International Journal of Refrigeration, 28:635–653, 2005.

SANTOYO GUTIÉRREZ, Edgar y TORRES ALVARADO Ignacio. ***“Escenario futuro de explotación de la energía geotérmica: hacia un desarrollo sustentable”***. CIE-UNAM (Disponible en: “Revista Digital Universitaria” 1/oct/2010. Volumen 11. Número 10. ISSN: 1067-6079

SLESARENKO Vladimir N. ***“Intensification of the regime of thin film desalination plants”*** Far Eastern Marine Academy, Verkhneportovaya St., 50a, 690059 Vladivostok, Russia.. Desalination 126 (1999) 287–292

W. LUND, John. ***“Direct Utilization of Geothermal Energy 2010 Worldwide Review”***. Presentado en: Proceedings World Geothermal Congress, Indonesia Abril, 2010.

ZHEN-HUA Liu, Qun-Zhi Zhu, and Yu-Ming Chen ***“Evaporation Heat Transfer of Falling Water Film on a Horizontal Tube Bundle”*** Heat Transfer—Asian Research, 31 (1), 2002 42