



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Propuesta de Diseño de un
Vaporizador para una Planta
OTEC DE 1 MWe**

TESIS

Que para obtener el título de

Ingeniero Mecánico

P R E S E N T A

César Francisco de la Garza Cuevas

DIRECTOR DE TESIS

M. en I. Héctor Miguel Aviña Jiménez



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2016



Jurado asignado

Presidente: Ing. Agustín Nieves Saavedra

Vocal: M. en I. Héctor Miguel Aviña Jiménez

Secretario: M. en I. José Esteban Barrios Bonilla

Suplente 1: M. en I. Eduardo Lemus Soto

Suplente 2: Dr. José Melesio Sánchez Huerta



Dedicatoria

Este trabajo va dedicado a mis padres, Roberto y Carmen, quienes han sido, y siguen siendo, un ejemplo de integridad en todos los sentidos. He encontrado en sus palabras una verdadera fuente de inspiración, y en sus acciones, un maravilloso modelo a seguir. Les estoy infinitamente agradecido por haberme enseñado que la vida se gana con trabajo y honradez, y sobre todo, por otorgarme su apoyo y amor incondicionales. Muchas gracias, sin ustedes, nada de esto sería posible.

A mi hermano Roberto, quien desde que tengo uso de razón, desempeñó su trabajo de hermano mayor, siendo mi escudo y protector ante las adversidades de lo cotidiano. Te agradezco por haber soportado las duras lecciones que da la vida y despejarme el camino, librándome así de muchos tropiezos. Me siento orgulloso de ser tu hermano.

A mi Diana, que has sido, desde el día en que te conocí, una fuente interminable de amor, paciencia y comprensión, sin duda, tener tu amor ha sido el mejor de mis logros. Tu apoyo fue invaluable, y me has enseñado que, cualquier triunfo carece de sentido cuando no se comparte con tus seres queridos. Te agradezco infinitamente por haberme ayudado a darle sentido a cada una de mis acciones, y por ser la motivación que impulsa cada uno de mis pasos. Te amo.

A mis amigos, quienes compartieron conmigo los momentos más difíciles de la carrera, y, también así, los momentos más felices de ella. Son ustedes quienes, junto conmigo, sufrieron y celebraron en muchas ocasiones los caprichos de la ingeniería, haciendo de estos cinco años, una experiencia que me regalará los mejores recuerdos de mi vida. Muchas gracias a todos, los llevo conmigo siempre.

A Marisela Bernal, quien fue la persona que me dio la oportunidad de trabajar en este proyecto dentro del grupo IIDEA, quien confió en mi trabajo y me motivó a poner el mejor de mi empeño en el mismo. Te agradezco por haberme dedicado tantas horas de tu tiempo en asesorarme y aconsejarme. Fuiste esencial para poder sacar adelante este proyecto.

A Héctor Aviña, quien me supervisó durante el desarrollo de esta tesis, y quien me incluyó dentro de su equipo de trabajo, dándome así la oportunidad de conocer gente nueva y aprender de ellos. Te agradezco mucho tu ayuda, tu tiempo y tu confianza.

A Leonardo Flores, que sin ser parte de sus responsabilidades, me ofreció su invaluable conocimiento, experiencia y apoyo, demostrándome así, que la sabiduría existe para ser transmitida, esperando que algo útil nazca de ello, e inspirándome a actuar de la misma manera cuando sea necesario.



A mis sinodales, Agustín, Esteban, Eduardo y Melesio, que muy amablemente accedieron a revisar, corregir y aprobar mi estudio. Les agradezco mucho su tiempo y buena disposición para ayudarme a hacer de esta Tesis, un trabajo de la mejor calidad.

A mi familia, que a pesar de encontrarse lejos, siempre los tengo bien presentes. Son ustedes los que me hacen sentir orgulloso de mis raíces, y quienes siempre tienen una frase de consuelo y de sustento para mí. Muchas gracias.

A mis profesores, que cumplen con su humilde labor de compartir su conocimiento, y que son los pilares de esta generosa y magnífica casa de estudios. Les agradezco y felicito por su trabajo, y les puedo asegurar, que su esfuerzo se verá reflejado hoy y siempre en cualquier meta que logre alcanzar.

A todos los miembros del grupo IIDEA, quienes me acogieron por estos últimos meses, dejándome ser parte de un equipo comprometido con su trabajo. Les agradezco y felicito por su trabajo y dedicación.



Resumen

Uno de los elementos más críticos en las plantas de vapor para generación eléctrica son los intercambiadores de calor, ya sean vaporizadores o condensadores. Esta tesis fue realizada con el propósito de generar una propuesta de diseño de un vaporizador, el cual cumplirá con la tarea de suministrar el vapor requerido para accionar el turbogenerador de una planta *OTEC*. A diferencia de las plantas de vapor convencionales, las plantas *OTEC* utilizan el gradiente de temperaturas existente en el agua de mar como fuente de energía, prescindiendo así de la quema de combustibles fósiles.

Se llevó a cabo el diseño físico y térmico de dicho elemento mediante la implementación del *Método Delaware Simplificado* para el diseño de intercambiadores de calor de tubos y coraza. Los cálculos y resultados se presentan a lo largo de esta tesis. Es importante mencionar que, para poder realizar el diseño del vaporizador, fue indispensable llevar a cabo el cálculo del *Ciclo Rankine Orgánico* con el cual opera dicha planta, así como proponer un sistema de bombeo con el que será extraída el agua de mar. Las pérdidas de presión en el sistema de tuberías y a lo largo de los intercambiadores, obliga a aplicar un método iterativo al realizar el diseño del vaporizador.

Se debe tener en cuenta que el bajo gradiente de temperaturas disponible en el mar, se ve reflejado en una eficiencia térmica sumamente baja, la cual debió ser compensada con el aumento del área de transferencia de calor en los intercambiadores, es decir, contar con una longitud de tubos considerablemente elevada; esto, ocasiona que la caída de presión en los fluidos dentro del vaporizador sea alta, haciendo que la potencia en las bombas y el flujo másico del refrigerante y del agua de mar aumenten. En adición a esto, el fluido de trabajo propuesto en esta tesis difiere del que generalmente se emplea en este tipo de plantas (Amoníaco), lo cual provoca también un aumento en los flujos másicos del agua de mar y del refrigerante, dicho cambio en el tipo de fluido de trabajo a utilizar se justifica con el hecho de que el refrigerante propuesto contiene un menor grado de toxicidad que el Amoníaco. Como resultado final, se presenta el diseño asistido por computadora del vaporizador, en el cual se contemplan los materiales empleados, la longitud y diámetro de los tubos, el espesor de la coraza, la configuración del intercambiador, el espejo de tubos, bridas, entre otros elementos. Con este conjunto de datos, se tiene el diseño final de un vaporizador, teóricamente funcional, que puede ser instalado en una planta *OTEC* de 1 MWe neto.



Índice

Jurado asignado	
Dedicatoria	
Resumen	
Índice	I
Índice de ilustraciones	IV
Índice de tablas	VII
Nomenclatura	VIII
<i>Siglas</i>	IX
<i>Unidades</i>	X
Objetivos.....	XI
<i>Objetivos generales</i>	XI
<i>Objetivos específicos</i>	XI
Introducción general	XII
CAPÍTULO I Estado del arte.....	1
<i>Introducción</i>	2
1.1 <i>Termodinámica en el océano</i>	2
1.2 <i>¿Qué es una planta OTEC?</i>	4
1.2.1 Características y principios básicos	4
1.2.2 Tipos de plantas OTEC.....	7
1.2.3 Dificultades técnicas.....	13
1.3 <i>Panorama general de Sistemas OTEC</i>	15
1.3.1 Antecedentes históricos.....	15
1.3.2 Plantas en funcionamiento	18
1.3.3 Consideraciones económicas.....	19
1.3.4 Proyectos futuros.....	20
1.4 <i>Impacto de las plantas OTEC</i>	21
1.4.1 Impacto ambiental	21
1.4.2 Beneficios	23
1.5 <i>Usos secundarios de plantas OTEC</i>	23



CAPÍTULO II Marco teórico de intercambiadores de calor.....	27
<i>Introducción</i>	28
2.1 ¿Qué es un intercambiador de calor?	28
2.2 Tipos de intercambiadores.....	30
2.2.1 Intercambiadores de calor de tubo doble	30
2.2.2 Intercambiador de calor de tubo y coraza	32
2.2.3 Intercambiador de calor de placas.....	33
2.2.4 Intercambiador de calor regenerativo	33
2.2.5 Intercambiadores de calor compactos.....	35
2.3 Principio de funcionamiento	36
2.3.1 Coeficiente de transferencia de calor total (U).....	40
2.3.2 Factor de incrustación.....	44
2.4 Consideraciones para la selección del intercambiador.....	45
2.4.1 Necesidades de transferencia de calor	45
2.4.2 Costo.....	45
2.4.3 Tamaño y peso	46
2.4.4 Potencia para el bombeo	46
2.4.5 Especificaciones del intercambiador.....	46
2.4.6 Materiales	46
2.5 Fluidos orgánicos.....	46
2.5.1 Según la presión de trabajo	47
2.5.2 Según el reglamento de seguridad	47
2.5.3 Según la toxicidad, inflamabilidad y explosividad del fluido	47
2.5.4 Según la composición química del fluido.....	47
2.5.5 Según la forma del domo en el diagrama T-S	48
CAPÍTULO III Metodología de cálculo	51
<i>Introducción</i>	52
3.1 Selección del fluido de trabajo	52
3.2 Selección del tipo de vaporizador	57
3.2.1 Proceso de vaporización	58
3.3 Consideraciones físicas del vaporizador.....	62



3.3.1 Colocación de los fluidos.....	62
3.3.2 Selección de tubos	64
3.3.3 Arreglo de tubos y espaciado de tubos (P_T).....	66
3.3.4 Número de pasos en tubos	67
3.3.5 Selección de coraza y cabezales.....	68
3.3.6 Baffles y espejos de tubos	72
3.3.7 Boquillas y tiras de sellado	73
3.3.8 Tablas de conteo de tubos	75
<i>3.4 Cálculos para el diseño físico y térmico del vaporizador</i>	<i>76</i>
3.4.1 Cálculo del Ciclo Rankine Orgánico	76
3.4.2 Cálculo de las propiedades del agua de mar y el sistema de bombeo	80
3.4.3 Cálculo de flujos máscicos y potencias	83
3.4.4 Método Delaware Simplificado.....	88
CAPÍTULO IV Diseño asistido por computadora	107
<i>Introducción</i>	<i>108</i>
<i>4.1 Selección de materiales.....</i>	<i>108</i>
<i>4.2 Cálculo del espesor de los componentes.....</i>	<i>110</i>
<i>4.3 Selección de bridas.....</i>	<i>112</i>
<i>4.4 Diseño asistido por computadora del vaporizador</i>	<i>113</i>
CAPÍTULO V Conclusiones	121
<i>5.1 Conclusiones generales</i>	<i>122</i>
<i>5.2 Trabajo futuro</i>	<i>123</i>
Anexos	125
<i>Anexo [1] Consideraciones para el diseño del vaporizador</i>	<i>125</i>
<i>Anexo [2] Planos del vaporizador</i>	<i>130</i>
Referencias	139



Índice de ilustraciones

Ilustración 1.1 Mapa de circulación termohalina (Nuestro Mar, 2012).....	3
Ilustración 1.2 Ciclo de planta OTEC (OTEC Foundation, 2016)	5
Ilustración 1.3 Planta OTEC sobre tierra (Ocean Explorer, 2013)	9
Ilustración 1.4 Planta OTEC flotante (Institute of Ocean Energies, 2012)	9
Ilustración 1.5 Ciclo abierto OTEC para fines de acuicultura y agua dulce (Fernández Díez, 2008).....	10
Ilustración 1.6 OTEC ciclo abierto (Energy Systems Research Unit, 2008)	11
Ilustración 1.7 Ciclo cerrado OTEC, utilizando amoníaco como fluido de trabajo (Fernández Díez, 2008)	12
Ilustración 1.8 Ciclo cerrado OTEC, con temperaturas (CC-OTEC , 2016)	12
Ilustración 1.9 Máquina de Claude (Fernández Díez, 2008)	16
Ilustración 1.10 Planta OC- OTEC de 210 kW, diseñada por el Dr. Barathan (OTEC NELHA, 1998).....	18
Ilustración 1.11 Planta OTEC Okinawa (OTEC Okinawa, 2013)	19
Ilustración 1.12 Potencia vs. Costo por kWe neto generado (OTEC Foundation, 2016).....	20
Ilustración 2.1 Intercambiador de flujo paralelo (izq.) y contraflujo (der.) (Cengel, 2007) .	29
Ilustración 2.2 Evaporador de serpentín (TechnicSupport, 2016)	29
Ilustración 2.3 Evaporador inundado (TechnicSupport, 2016)	30
Ilustración 2.4 Intercambiador de calor de tubo doble (Kern, 1965).....	31
Ilustración 2.5 Intercambiador de calor de tubo doble con Multi-tubos (Koch, 2015)	31
Ilustración 2.6 Intercambiador de calor de tubo y coraza (Cengel, 2007)	32
Ilustración 2.7 a) Intercambiador de 2 pasos de tubos y 1 paso de coraza, b) intercambiador de 4 pasos de tubos y 2 pasos de coraza (der.) (Lienhard IV & Lienhard V, 2008)	33
Ilustración 2.8 Intercambiador de calor de placas (SECO, 2012)	34
Ilustración 2.9 Placas corrugadas de Intercambiador de calor de placas (Tranter, 2016)...	34
Ilustración 2.10 Intercambiador de calor regenerativo dinámico (Convergence Training, 2016).....	35
Ilustración 2.11 Intercambiador de calor compacto (Cengel, 2007).....	36
Ilustración 2.12 Distancia vs. Temperatura para fluidos con la misma razón de capacidad calorífica (Cengel, 2007)	38
Ilustración 2.13 Condensador y vaporizador, fluido en cambio de fase (Cengel, 2007).....	39
Ilustración 2.14 Transferencia de calor a través de una pared plana (Cengel, 2007).....	40
Ilustración 2.15 Red de resistencias térmicas en un intercambiador de tubo doble (Cengel, 2007).....	41
Ilustración 2.16 Área superficial asociado a intercambiador de calor de tubo doble (Cengel, 2007).....	43
Ilustración 2.17 a) Fluido isoentrópico, b) Fluido húmedo, c) Fluido seco (Esquerra Bosqued & Guallar Paracuellos, 2010)	48



Ilustración 2.18 Comparación gases de escape y un fluido orgánico para un foco a la misma temperatura (Esquerra Bosqued & Guallar Paracuellos, 2010)	50
Ilustración 3.1 Ciclo cerrado de planta OTEC utilizado como referencia para matriz de decisión (Vega, 2012)	53
Ilustración 3.2 Evaporador para planta de fuerza (INPSASEL, 2009)	59
Ilustración 3.3 Proceso de vaporización con circulación forzada (Kern, 1965).....	60
Ilustración 3.4 Esquema de un tubo de bajo aletado radial (Serth, 2007).....	66
Ilustración 3.5 Arreglo de tubos, espaciado de los tubos (P_T) y claro de tubos (C') (Kakas, 2002).....	67
Ilustración 3.6 Intercambiador de calor de tubos y coraza (Cengel, 2007).....	68
Ilustración 3.7 a) Intercambiador con cabezal fijo, b) Intercambiador con cabezal flotante (UNAD, 2015).....	69
Ilustración 3.8 Diseños TEMA para intercambiadores de tubos y coraza (Serth, 2007)	71
Ilustración 3.9 a) Baffles de un segmento. b) Baffles de doble segmento. c) Baffles de triple segmento. d) Baffles segmentados sin tubos en las ventanas. e) Baffles de varilla. (Serth, 2007).....	72
Ilustración 3.10 Corte de baffle recomendado (B_c) en función de la distancia entre baffles (B). SBC para flujos monofásicos y CV para vapores condensantes. (Serth, 2007)	73
Ilustración 3.11 Tiras de sellado en intercambiador de tubos y coraza (Lauterbach, 2016).....	75
Ilustración 3.12 Diagrama de planta OTEC de ciclo cerrado	77
Ilustración 3.13 Cálculo del Ciclo Rankine Orgánico (R152A), para planta OTEC	78
Ilustración 3.14 Diagrama TS de R152A para planta OTEC	79
Ilustración 3.15 Propiedades termofísicas del agua de mar en los intercambiadores de calor	81
Ilustración 3.16 Diagrama de planta OTEC de 10 MWe obtenido de NREL.....	81
Ilustración 3.17 Diagrama de sistema de bombeo para agua de mar fría	82
Ilustración 3.18 Diagrama de sistema de bombeo para agua de mar cálida	83
Ilustración 3.19 Correlación para el coeficiente de convección del lado de la coraza (Serth, 2007).....	90
Ilustración 3.20 Resumen de parámetros de vaporizador	91
Ilustración 3.21 Dimensiones del tubo aletado.....	91
Ilustración 3.22 Perfil de temperaturas en el vaporizador.....	105
Ilustración 4.1 Materiales compatibles con R152A (The Linde Group, 2016).....	109
Ilustración 4.2 a) Junta longitudinal con esfuerzo circunferencial. b) Junta circunferencial con esfuerzo longitudinal	111
Ilustración 4.3 Brida tipo AWWA C207, Clase 2B (Texas Flange, 2010).....	113
Ilustración 4.4 Cabezal frontal (Tipo N).....	114
Ilustración 4.5 Coraza (Tipo E).....	114
Ilustración 4.6 Cabezal trasero (Tipo L)	114
Ilustración 4.7 a) Espejo de tubos, b) Baffle	115
Ilustración 4.8 Tubo aletado.....	115



Ilustración 4.9 a) Brida para cabezales, b) Tapa (Brida ciega) para cabezales	116
Ilustración 4.10 Vista lateral del vaporizador (Ensamble completo)	116
Ilustración 4.11 Corte transversal del vaporizador (Vista de cabezal frontal)	116
Ilustración 4.12 Corte transversal del vaporizador (Vista del cabezal trasero)	117
Ilustración 4.13 Vista isométrica del vaporizador (sin coraza y con tubos en la mitad de la periferia)	117
Ilustración 4.14 Vista isométrica del vaporizador (sin coraza).....	117
Ilustración 4.15 Vista lateral del vaporizador (sin coraza)	118
Ilustración 4.16 Vista expandida del vaporizador	118
Ilustración 4.17 Vista expandida del vaporizador	118
Ilustración 6.1 Densidad, temperatura y salinidad del agua de mar en función de la profundidad	127



Índice de tablas

Tabla 2.1 Factores de incrustación (Cengel, 2007).....	45
Tabla 3.1 Consideraciones para determinar los estados del ciclo cerrado de una planta OTEC	53
Tabla 3.2 Clasificación de inflamabilidad de refrigerantes (IIR, 2011).....	54
Tabla 3.3 Clasificación de toxicidad de refrigerantes (IIR, 2011)	55
Tabla 3.4 Propiedades de los refrigerantes evaluados	56
Tabla 3.5 Porcentajes de importancia asignados a cada criterio de decisión.....	57
Tabla 3.6 Matriz de decisión con porcentajes alcanzados	57
Tabla 3.7 Consideraciones para colocación de los fluidos (Serth, 2007)	63
Tabla 3.8 Velocidades máximas recomendadas para agua en tubos (Serth, 2007).....	68
Tabla 3.9 Valores recomendados de espesor de baffles [cm] (Serth, 2007).....	73
Tabla 3.10 Consideraciones para el cálculo del Ciclo Rankine Orgánico	76
Tabla 3.11 Consideraciones para el cálculo de las propiedades del agua de mar y el sistema de bombeo.....	80
Tabla 3.12 Temperaturas a la entrada y salida de la sección de precalentamiento	89
Tabla 3.13 Temperaturas a la entrada y salida de la sección de vaporización	89
Tabla 3.14 Coeficientes y longitud de tubos para sección de precalentamiento	97
Tabla 3.15 Coeficientes y longitud de tubos para sección de vaporización.....	98
Tabla 3.16 Resultados generales por cada intercambiador	99
Tabla 3.17 Caídas de presión en la sección de precalentamiento	101
Tabla 3.18 Caídas de presión en la sección de vaporización.....	102
Tabla 3.19 Resumen del vaporizador	102
Tabla 3.20 Vaporizador con dos pasos en tubos.....	103
Tabla 3.21 Resumen final de vaporizador	104
Tabla 4.1 Diámetro de boquillas recomendado (Serth, 2007)	112
Tabla 4.2 Dimensiones para bridas de boquillas y coraza (Texas Flange, 2010).....	113
Tabla 6.1 Ventajas y desventajas para tipos de cabezales.....	126
Tabla 6.2 Hoja de cálculo para pérdidas en tuberías	127
Tabla 6.3 Conteo de tubos, para DE 1 in, Pt 1.25 in	128
Tabla 6.4 Catálogo para tubos de cuproníquel 90/10 S/T Trufin	128
Tabla 6.5 Catálogo para tubos de cuproníquel 90/10 S/T Trufin	129



Nomenclatura

A	Área de transferencia de calor [m ²]
a_s	Área transversal de la coraza [ft ²]
B	Distancia entre baffles [in]
C'	Claro de tubos [in]
C	Razón de capacidad calorífica [W/°C]
C_p	Calor específico del fluido [BTU/lbm°F]
d_e	Diámetro equivalente [in]
D	Diámetro [ft]
E	Eficiencia de la soldadura
f	Factor de fricción de <i>Darcy</i>
g	Aceleración de la gravedad [m/s ²]
G	Gasto masa [lbm/hft ²]
h	Coefficiente de convección del fluido [BTU/hft ² °F]
H	Carga de la bomba [m]
H_r	Pérdida total de altura en tuberías de admisión y succión [m]
j_H	Factor de Colburn modificado
k	Coefficiente de conductividad térmica del fluido [BTU/hft°F]
L	Longitud del tubo [m]
\dot{m}	Flujo másico [Kg/s]
n_b	Número de baffles
N_f	Número de aletas por pulgada
n_p	Número de pasos en tubos
n_t	Número de tubos
P	Presión de trabajo del lado de la coraza [psi]
P_M	Peso molecular del fluido vaporizado [lbm/lbmol]
Pr	Número de Prandtl
P_T	Espaciado de tubos [in]



\dot{Q}	Calor transferido [W]
R	Constante del gas ideal [ft ³ psi/°Rlbmol]
R_T	Resistencia térmica total [°C/W]
Re	Número de Reynolds del fluido
S	Máximo esfuerzo permitido por el material [psi]
s	Gravedad específica
t	Espesor de la coraza [in]
T	Temperatura [°C]
U	Coefficiente global de transferencia de calor [W/m ² °C]
V_n	Velocidad en la boquilla
\dot{W}	Potencia [W]
\dot{W}_e	Potencia eléctrica [W]

Símbolos griegos

α_r	Altura de velocidad asociada a la caída de presión [ft]
Δh	Cambio de entalpía [J/Kg]
ΔP	Caída de presión [psi]
ΔT	Cambio de temperatura [°C]
η	Eficiencia
ρ	Densidad del fluido [Kg/m ³]
τ	Espesor de la aleta [ft]
ϕ	Factor de corrección de viscosidad
ψ	Primer parámetro para ecuación de eficiencia de aleta [ft]

Siglas

ASME	American Society of Mechanical Engineers
ASTM	American Society for Testing Materials



CEET	Compañía de Energía Eléctrica de Tokio
CME	Consejo Mundial de Energía
CRO	Ciclo Rankine Orgánico
GWP	Global Warming Potential
MOE	Makai Ocean Engineering
NASA	National Aeronautics and Space Administration
NREL	National Renewable Energy Laboratory
OTEC	Ocean Thermal Energy Conversion
TEMA	Tubular Exchanger Manufacturers Association

Unidades

BTU	British Thermal Unit
°C	Grado centígrado
cm	Centímetro
°F	Grado Fahrenheit
ft	Pie
h	Hora
in	Pulgada
J	Joule
Kg	Kilogramo
lbm	Libra masa
m	Metro
Pa	Pascal
psi	Libra por pulgada cuadrada
s	Segundo
W	Watt



Objetivos

Objetivos generales

Proponer el diseño de un vaporizador para una planta OTEC de ciclo cerrado de 1 MWe, el cual deberá cumplir con los requerimientos térmicos y mecánicos necesarios para suministrar el vapor demandado por el turbogenerador de dicha planta.

Objetivos específicos

1. Describir el funcionamiento y los elementos que conforman a las plantas *OTEC*, así como los aspectos culturales, económicos y geográficos que favorecen la instalación de una planta *OTEC*.
2. Definir los diferentes tipos de intercambiadores de calor que existen, y seleccionar aquel que mejor se ajuste a los requerimientos térmicos de la planta.
3. Seleccionar el fluido de trabajo con el que operará la planta *OTEC*, basándose en sus propiedades termofísicas.
4. Plantear el *Ciclo Rankine Orgánico* con el que operará la planta, tomando en cuenta la eficiencia de cada elemento, así como la caída de presión existente en los intercambiadores de calor.
5. Establecer un sistema de bombeo para la planta, con el cual se podrán calcular las pérdidas de carga asociadas a la fricción en tuberías.
6. Llevar a cabo un balance de energía y masa, con el cual se podrán calcular los flujos máxicos y la transferencia de calor que se da en el vaporizador.
7. Realizar el análisis térmico del vaporizador, con el cual se obtendrá el área de transferencia de calor necesaria para llevar a cabo la vaporización.
8. Realizar el diseño asistido por computadora del vaporizador, tomando en cuenta las recomendaciones dadas por *TEMA*, y obedeciendo las normas *ASME* para la fabricación de equipos sometidos a presión interna.



Introducción general

El consumo de energía representa uno de los grandes medidores del progreso y se relaciona estrechamente con la calidad de vida de la sociedad. Actualmente, los combustibles fósiles son la fuente de energía más utilizada por el hombre, sin embargo, éstos representan dos problemas fundamentales: son recursos finitos, es decir, se prevé su agotamiento en plazos más o menos cercanos, según diferentes estudios publicados, y por otra parte, al ser consumidos, liberan a la atmósfera grandes cantidades de CO₂, el cual es un gas que contribuye al efecto invernadero que actualmente padece nuestro planeta. En un esfuerzo por mitigar estas consecuencias, día a día se logran mejoras en la eficiencia de las máquinas térmicas encargadas de aprovechar la energía de los combustibles fósiles; como ejemplo, se ha optado por trabajar con focos térmicos con temperaturas cada vez más elevadas así como la implementación de ciclos combinados y de cogeneración, los cuales transforman una mayor fracción de la energía de entrada en trabajo útil.

Además del esfuerzo que se ha hecho para aprovechar al máximo dichos recursos, el ser humano ha trabajado simultáneamente en aprovechar otras fuentes de energía, como sucede en las plantas nucleares e hidroeléctricas, y más recientemente, en las plantas eólicas, solares, geotérmicas, mareomotrices, etc. Tomando en cuenta el concepto de energía renovable, en donde la principal premisa es que la fuente de energía sea infinita y de fácil acceso, la idea de operar con máquinas térmicas que funcionan con fuentes de calor con diferencias de temperatura mínimas, aunque esto represente eficiencias térmicas muy bajas, resulta atractiva. De la misma manera, es necesario mencionar que el océano cubre el 70 % de la superficie terrestre, convirtiéndose así en el mayor colector de energía solar del planeta. Y es por eso que la Conversión de la Energía Térmica del Océano (*OTEC*, por sus siglas en inglés) es clasificada como una fuente de energía alterna sumamente prometedora.

El sistema *OTEC* tiene como fundamento operar con el agua cálida de la superficie oceánica y el agua fría de las profundidades del mar, accionando una máquina térmica que funciona con un fluido de trabajo al que se le ha transferido la energía térmica del agua oceánica. En la práctica, la diferencia de temperaturas necesaria para que la operación resulte económica es de alrededor de 20 °C, para lograr esta diferencia de temperaturas, se deben buscar zonas geográficas en donde la temperatura superficial del mar sea aproximadamente de entre 25 a 30 °C.

Para aprovechar al máximo el bajo gradiente de temperatura que se halla en el mar, es indispensable contar con equipos de transferencia de calor sumamente eficientes, pues de ellos depende que la extracción de la energía térmica contenida en el agua oceánica se lleve a cabo de manera satisfactoria. A raíz de esto nace el propósito de esta tesis, el cual consiste en realizar el diseño térmico y mecánico de un intercambiador de calor, o más



específicamente, de un vaporizador, el cual se encargará de llevar a cabo la transferencia de calor entre el agua oceánica y el fluido de trabajo con el que operará la planta *OTEC*.

En la primera sección de este trabajo, se describirá qué es una planta *OTEC*, su principio de funcionamiento y los principales elementos que la conforman, así como una descripción del panorama social, económico y geográfico que rodea y afecta a este tipo de plantas. Posteriormente, se expondrá el marco teórico de intercambiadores de calor, del cual se obtendrá información útil para el diseño del vaporizador de una planta *OTEC* de 1 MWe.

Se evaluarán cinco fluidos orgánicos a través de una matriz de decisión, para determinar cuál de ellos será utilizado como fluido de trabajo en la planta *OTEC*, más adelante, se realizará el cálculo del Ciclo Rankine Orgánico con el que operará dicha planta, y con la información recabada, se podrán definir los flujos másicos y transferencia de calor en el vaporizador.

Se llevará a cabo el diseño térmico y mecánico del vaporizador, el cual consiste en calcular el área de transferencia de calor necesaria para cumplir con los requerimientos térmicos del equipo. Para ello, se siguieron las recomendaciones dadas por *TEMA*, y se aplicaron las normas *ASME* para el diseño de equipos sometidos a presión interna. Después, se llevará a cabo la selección de los materiales con los cuales se pretende manufacturar el vaporizador, y se determinarán los espesores mínimos en los materiales, con el fin de asegurar que éstos soporten las presiones de trabajo a los que estarán sometidos.

Por último, se dibujarán todos los elementos del vaporizador con la ayuda de un programa de diseño asistido por computadora, y finalmente, se ensamblarán todas las piezas para generar el diseño completo del intercambiador de calor.

CAPÍTULO I

Estado del arte



Introducción

Durante este primer capítulo, se describirán diferentes aspectos relacionados con la energía térmica del océano, como la forma en que ésta está distribuida, el nivel de disponibilidad de este recurso, y los beneficios que se obtendrían en caso de poder aprovecharla. Más adelante, se explicará qué es una planta *OTEC*, qué tipos de plantas existen y cómo están clasificadas. Además, se hará un breve recorrido a través de la historia de los sistemas *OTEC*, en donde se hablará sobre las diferentes instalaciones que han existido, así como las que actualmente existen, sus dificultades técnicas, su impacto ambiental y sus beneficios. Finalmente, se enlistarán todos los productos secundarios que surgen a partir de una planta *OTEC*.

1.1 Termodinámica en el océano

El 71 % de la superficie de la Tierra está cubierta por agua, de la cual, 97.4 % se encuentra en los océanos (Miguel, 2011). El océano posee una propiedad elemental para el balance térmico de nuestro planeta, su capacidad para almacenar calor. Se estima que el océano almacena hasta mil veces más calor que la atmósfera, y que las capas superficiales de los mares tropicales retienen una cantidad de energía equivalente a trescientas veces las necesidades eléctricas actuales de nuestro planeta (Naboria, 2011). Toda esta energía se distribuye a través de toda la Tierra por medio de la *Circulación Termohalina*, la cual se define a continuación:

Circulación termohalina – Se le denomina así a una parte de la circulación oceánica a gran escala, la cual se origina esencialmente por el gradiente de densidad existente en el océano, producto del calor superficial, la salinidad del agua, la rotación de la tierra, y por los flujos de agua dulce existentes en él. Esta circulación convectiva afecta a todas las masas oceánicas, transportando grandes cantidades de calor y de residuos sólidos, cuyo efecto tiene un gran impacto sobre el clima terrestre. Su circulación sigue un recorrido en el cual el agua es calentada por el Sol en la zona ecuatorial del Atlántico, cercana a las costas del Caribe, el flujo de agua caliente asciende a los mares árticos para enfriarse y descender a las zonas más profundas del mar, esta corriente ahora se dirige al sur a través del Atlántico, para después calentarse en el océano Índico y Pacífico, dirigiéndose de nuevo hacia el Atlántico para cerrar el ciclo. Éste es un proceso sumamente lento, que puede durar desde 200 hasta 1600 años (Rahmstorf, 2006). En la Ilustración 1.1 se muestra un mapa en el que se puede observar el ciclo que recorre el flujo de agua:

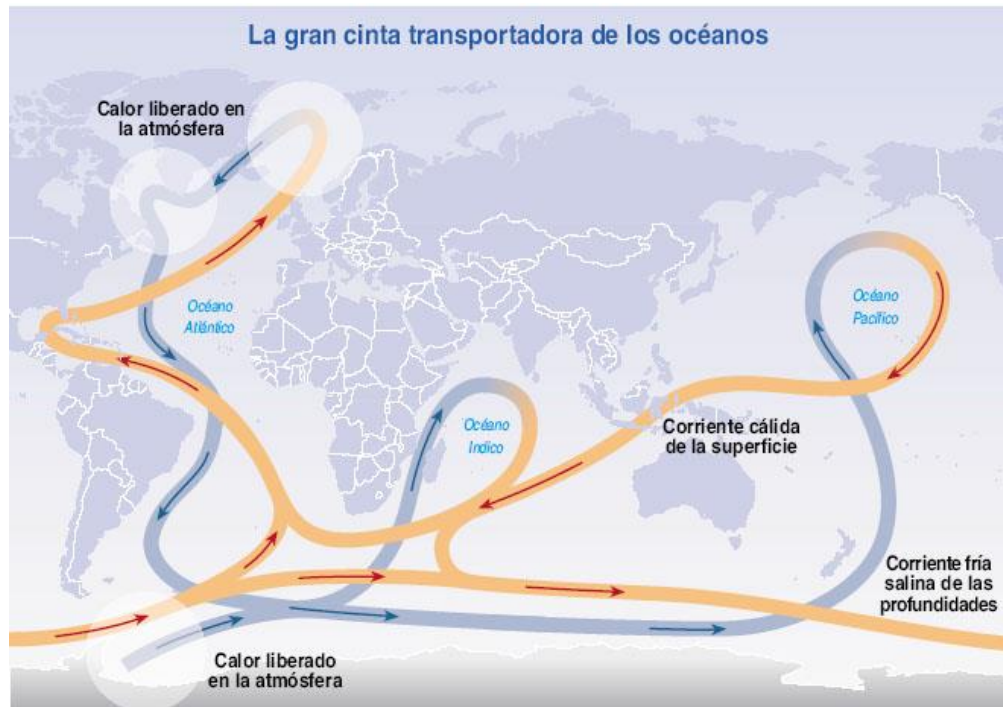


Ilustración 1.1 Mapa de circulación termohalina (Nuestro Mar, 2012)

Otra propiedad importante de las grandes masas de agua, tales como los océanos, es la denominada *Inercia térmica*, la cual se define como la cantidad de calor que almacena un cuerpo, y la velocidad con la que éste lo absorbe o lo cede (IECA, 2016). Esta capacidad depende de la masa térmica, del calor específico y del coeficiente de conductividad térmica de la sustancia en cuestión. En el caso de los mares, la inercia térmica es muy elevada, lo cual ocasiona que se caliente lentamente a medida que el Sol le suministra calor, y a su vez, que éste lo libere lentamente una vez que el medio ambiente se ha enfriado, tomando el papel de un regulador térmico para el planeta. Es de suponerse que las regiones situadas entre los trópicos, es decir, regiones que corren a lo largo de la zona ecuatorial, reciban una gran cantidad de energía térmica irradiada por el Sol, lo cual ocasiona un aumento de temperatura en la capas superficiales de los océanos, además de que las mareas y las olas generadas por el viento mezclan el agua y hacen que este calor se distribuya de manera uniforme a lo largo de toda esta región. Sin embargo, las zonas que se encuentran a mayor profundidad, las cuales contienen el 90 % del agua oceánica, no se mezclan con las zonas superficiales de mayor temperatura, generando una brusca transición de temperaturas entre la superficie y la zonas más profundas. A esta transición se le llama *termoclina*, y tiene lugar en profundidades de centenares de metros en todos los océanos (Bergman, 2011). Con la información antes mencionada, se tienen las primeras bases sobre lo que se va a trabajar más adelante, pues todo lo que envuelve la energía térmica almacenada en los océanos es la materia prima para poner en funcionamiento a las plantas OTEC.



1.2 ¿Qué es una planta OTEC?

La Conversión de Energía Térmica del Océano, *OTEC (Ocean Thermal Energy Conversion)*, es un sistema que tiene como principio de funcionamiento utilizar el gradiente de temperaturas existente entre las aguas profundas y las aguas cercanas a la superficie del océano para generar un trabajo mecánico y posteriormente energía eléctrica (Fernández Díez, 2008). Dicho gradiente de temperaturas se genera debido a que el océano absorbe hasta el 80 % de la energía térmica irradiada por el Sol, sin embargo, el agua más cercana a la superficie es la que absorbe la mayor cantidad de energía, reflejándose así una disminución en la temperatura conforme aumenta la profundidad.

En el sistema *OTEC* se utiliza el agua cálida ($\sim 25\text{ }^{\circ}\text{C}$) extraída desde la superficie oceánica para evaporar, mediante un intercambiador de calor, un fluido de trabajo que posea un bajo punto de ebullición como el amoníaco o un refrigerante. El vapor generado se conducirá a una turbina de baja presión para ser expandido y realizar así un trabajo mecánico, que posteriormente será transformando en energía eléctrica mediante un generador. Más adelante, el vapor es dirigido a un condensador, el cual usará agua del océano a baja temperatura ($\sim 5\text{ }^{\circ}\text{C}$), extraída desde las profundidades del mar a través de un sistema de tuberías, para condensar el vapor. El fluido de trabajo ahora en estado líquido se lleva a una bomba que se encargará de aumentar su presión e introducirlo de nuevo al vaporizador. En este punto se habrá completado el ciclo, al cual se le puede denominar como *Ciclo Rankine Orgánico*. Es importante reiterar que la fuente de energía *OTEC* es gratis y que su disponibilidad puede llegar a ser 100 veces mayor que la de la energía mareomotriz. Además, puede ofrecer otro tipo de beneficios, como la producción de agua dulce por medio de un sistema de desalinización, la implementación de esta agua en invernaderos, y sistemas de aire acondicionado aprovechando la temperatura del agua fría extraída de las profundidades del mar (Vega, 2012). Es por eso que, este sistema es considerado como una alternativa altamente viable para la generación de potencia eléctrica en la actualidad. A continuación, en la *Ilustración 1.2*, se ejemplifican el ciclo que recorre el fluido de trabajo, así como los principales elementos de este sistema.

1.2.1 Características y principios básicos

OTEC es un sistema de generación eléctrica de carga base, es decir, puede estar en funcionamiento las veinticuatro horas del día a lo largo de todo el año para producir un mínimo de demanda eléctrica requerida, a una razón constante (Vega, 2012). El potencial energético ofrecido por este sistema se considera mucho mayor que cualquier otra forma de energía procedente del océano, según el *Consejo Mundial de Energía*.

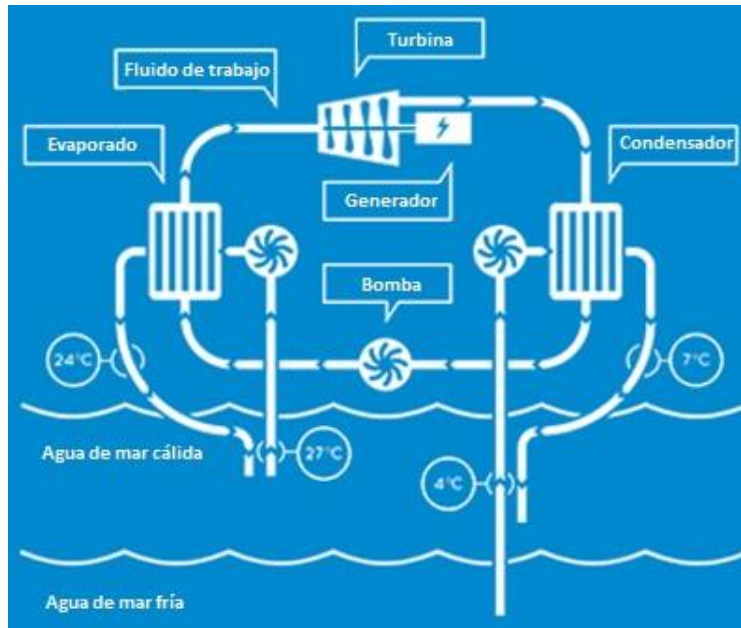


Ilustración 1.2 Ciclo de planta OTEC (OTEC Foundation, 2016)

Se estima que se pueden generar arriba de 88,000 TWh por año, sin siquiera afectar la estructura térmica del océano o el medio ambiente, ofreciendo de esta manera, un método sustentable de generación eléctrica, y disminuyendo la dependencia a los combustibles fósiles importados (Seyboth, y otros, 2012). Como ejemplo de lo mencionado anteriormente, se estima que una planta de 75 MWe puede generar arriba de 600 millones de KWh al año, suficiente para suplir la necesidad eléctrica de 75 mil personas en áreas sumamente desarrolladas, o hasta 10 veces este número en áreas menos desarrolladas (Martí, Plocek, & Laboy, 2008). La eficiencia de este ciclo depende en gran medida de la diferencia de temperaturas que existe en el agua del océano, es por esto que es preciso comenzar por clasificar las diferentes zonas del océano según su profundidad. Estas zonas se pueden clasificar en tres principalmente¹:

- *La superficial:* va desde los 100 a 200 m de profundidad, dicha capa actúa como colector solar, con temperaturas entre 25 y 30 °C.
- *La intermedia:* Va desde los 200 hasta los 400 m de profundidad, aquí la variación de temperaturas se da de manera rápida (sección también conocida como termoclina), y actúa como barrera térmica entre las capas superior e inferior a ésta.
- *La profunda:* En esta sección, la temperatura disminuye de manera lenta, alcanzando los 4 °C a 1,000 m de profundidad, y 2 °C a 5,000 m de profundidad.

¹ La temperatura en cada zona puede variar de acuerdo a la latitud. Los valores aquí presentados se aplican generalmente para latitudes medias y regiones subtropicales.



Con base en lo anterior, se observa que la diferencia de temperaturas entre la superficie y los 1, 000 m oscila alrededor de los 20 °C, dando la oportunidad de aprovechar la energía existente en este segmento para accionar una máquina térmica. Esta diferencia de temperaturas es más sensible en las regiones tropicales, en donde se alcanzan hasta 20 °C de diferencia entre la superficie y los 500 m de profundidad (Fernández Díez, 2008). Es por eso que las zonas más recomendadas para la implementación de estos sistemas se localizan en la zona occidental del Océano Pacífico, las regiones circundantes de Centroamérica y algunas zonas alejadas de la zona sur de Estados Unidos. Por lo tanto, de esto se puede afirmar que las regiones localizadas en los trópicos son grandes candidatos para adoptar el sistema *OTEC* (Fernández Díez, 2008). Un riguroso estudio reveló que una planta *OTEC* que trabaja con una diferencia de temperaturas de 20 °C, produciría la misma cantidad de energía que una planta hidroeléctrica con una carga hidráulica de 34 m, considerando desde luego que ambas tienen el mismo gasto volumétrico (Vieira Da Rosa, 2013). De esto se desprende el hecho de que una planta *OTEC* requiere que los sistemas de circulación del agua fría y cálida sean de grandes dimensiones, para cubrir el gasto volumétrico necesario para extraer la cantidad de energía térmica requerida. El rendimiento de una máquina térmica está limitado por el principio de Carnot, una máquina de tipo *OTEC*, trabajando entre las temperaturas $T_1= 30\text{ °C}$ (303 K) y $T_2= 2\text{ °C}$ (275 K) tendrá un rendimiento máximo de:

$$\eta_{m\acute{a}x} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \times 100 = 9.24\%$$

Que en la práctica se reducirá a valores que rondan alrededor del 3 % y 4 % (Fernández Díez, 2008). Como se puede deducir, la eficiencia de una planta *OTEC* es directamente proporcional a la diferencia de las temperaturas del agua extraída. Generalmente, esta diferencia es muy pequeña, por lo que la generación de una cantidad de energía apreciable del orden de los MWe requiere utilizar grandes cantidades de agua; como ejemplo, una planta de 100 MWe requeriría bombear una cantidad aproximada de 2, 700, 000 metros cúbicos por hora, lo cual supone una gran pérdida energética en el sistema de bombeo². Este gran flujo másico requiere que los intercambiadores de calor sean a su vez de grandes dimensiones, mucho más grandes que los de una planta termoeléctrica convencional, haciendo que estos elementos sean los más costosos e importantes de todo el sistema, por su impacto directo sobre la eficiencia de la planta. Debido a que el rendimiento de una planta *OTEC* es sumamente bajo, es indispensable acercarse a la reversibilidad, aumentando el número de pasos de evaporación y de condensación, y haciendo que la

² Tomando el caso de una planta *OTEC* diseñada por Lockheed Martin, se consumen 19.55 MWe en el sistema de bombeo por cada 49.8 MWe de energía neta generados



energía consumida por los sistemas auxiliares se reduzca al mínimo. También es importante considerar en el diseño, que la turbina sea de grandes dimensiones (lo que implica bajas velocidades de rotación) para lograr que la presión de vapor entre el condensador y el vaporizador sea mínima.

En cuestiones económicas, existen registros recabados a partir de plantas *OTEC* experimentales, los cuales incluyen evaluaciones económicas que indican que el futuro comercial de este sistema reside en las plantas flotantes de aproximadamente 50 a 100 MWe de capacidad para ciudades industrializadas, y de capacidades menores para naciones en vías de desarrollo (Magesh, 2010). Desafortunadamente, las plantas experimentales existentes tienen capacidades menores a los 300 KWe, lo que significa que su potencia está muy por debajo al de las plantas comerciales para naciones industrializadas, hecho que despierta desconfianza en los inversionistas o instituciones para aprobar un proyecto de esta clase. A pesar de ello, la información disponible permite diseñar plantas de alrededor de 2 MWe, cuya capacidad es suficiente para ser implementada en naciones en vías de desarrollo (Vega, 2012). Por último, esta fuente de energía es prácticamente inagotable ya que va de la mano con los grandes procesos climatológicos, a pesar de ello, los lugares favorables para su instalación, como lo son las zonas con temperaturas elevadas en la superficie del océano, con variaciones estacionales irrelevantes y con profundidades marítimas muy grandes cerca de las costas, son muy escasas; sin embargo, se está trabajando para encontrar las mejores condiciones posibles para la implementación de este tipo de plantas, como por ejemplo, el uso de instalaciones flotantes o el aumento la temperatura de la capa caliente aprovechada, haciendo de este sistema una opción cada vez más viable.

1.2.2 Tipos de plantas *OTEC*

Según su localización

Plantas sobre tierra (On-shore)

Las plantas sobre tierra (ver *Ilustración 1.3*) pueden estar localizadas ya sea en la costa, o alejadas de ella, pero siempre sobre la tierra, y ofrecen tres principales ventajas sobre las plantas *OTEC* flotantes. La primera de ellas es que éstas no necesitan un sofisticado sistema de anclaje ni sistemas de cableado eléctrico de grandes longitudes. La segunda es que estas plantas pueden ser construidas en lugares seguros, en donde puedan estar protegidas de tormentas o mareas altas. Y por último, los productos secundarios de estas plantas, como agua dulce, hidrógeno, agua fría para refrigeración e incluso la electricidad, pueden ser trasladados de manera sencilla hacia su destino final. Los lugares más recomendados para instalar este tipo de plantas son los lugares con suelos empinados, con una inclinación de



15 a 20 grados, las islas volcánicas y las costas con suelos suaves. Si la planta se construye lejos de la costa, ésta se verá protegida de las tormentas, si por otro lado se instala cerca del mar, las tuberías de extracción de agua serán de menor longitud, sin embargo, en cualquiera de los dos casos, ambas plantas suponen menores costos de instalación en comparación a las plantas *OTEC* flotantes, debido al fácil acceso al área de construcción (NREL, 2012).

En cuanto a las desventajas de este tipo de plantas, se encuentra la alta turbulencia que existe en la zona donde las olas rompen, la cual causa erosión y daños en las instalaciones. Además, la tubería de descarga debe estar debidamente asegurada para evitar los daños causados por las tormentas y las mareas. También es importante mencionar que los tubos de descarga de agua deben alcanzar varios cientos de metros fuera de la costa, ya que es necesario liberar el agua a cierta profundidad para causar el menor impacto ambiental posible (NREL, 2012). Por último, una manera de evitar los problemas causados por la turbulencia en la zona costera, es instalar la planta dentro del mar, en donde el suelo alcance una profundidad de entre 10 a 30 m. Estas plantas no se encuentran flotando sobre el mar, ya que sus cimientos están fijos sobre el suelo, sin embargo, esta posición ayuda a que la planta ya no se vea afectada por los constantes golpes de las olas, además de que la tubería de extracción de agua será de menor longitud y menos costosa. A pesar de dichos beneficios, no se debe ignorar que la planta requerirá de protección contra la erosión y la corrosión, y que los productos generados ahora deberán ser trasladados a mayor distancia.

Plantas flotantes (Off-shore)

Este tipo de plantas *OTEC* (ver *Ilustración 1.4*) operan mar adentro, y pueden estar montados ya sea sobre buques o plataformas. Las plantas flotantes representan una serie de dificultades de operación, como por ejemplo, el sistema de anclaje en aguas muy profundas, sobre todo aquellas que rebasan los 1, 000 m. Esto se debe principalmente a que los cables que mantienen fija a la planta son sumamente susceptibles a daños debido a las corrientes y a las tormentas, además de que es muy difícil darles mantenimiento y repararlos. A pesar de lo mencionado anteriormente, se ha logrado disminuir este problema mediante el uso de tubería de polietileno flexible y resistente para la extracción del agua fría, así como la implementación de juntas y collarines, e incluso, para evitar el uso de una tubería para agua cálida, se ha propuesto sumergir parte de la planta en el mar, sin embargo, al hacer esto, se debe tener mayor cuidado con los movimientos violentos provocados por las olas del mar. También es común adaptar un sistema en el que el tubo de agua fría es desacoplado de la planta en caso de tormentas, para evitar daños (NREL, 2012).

Dejando a un lado los inconvenientes mencionados, las plantas flotantes ofrecen una ventaja sumamente importante, la cual es la reducción en la longitud en la tubería de extracción de agua fría, lo que implica una reducción significativa de costos de instalación,



pues esta tubería únicamente tiene que bajar a la fuente de agua fría. Y en cuanto a la transmisión de la energía desde la planta flotante hasta la costa, es cierto que existen pérdidas, sin embargo, el desarrollo tecnológico en esta área ha logrado que estas pérdidas resulten relativamente bajas.

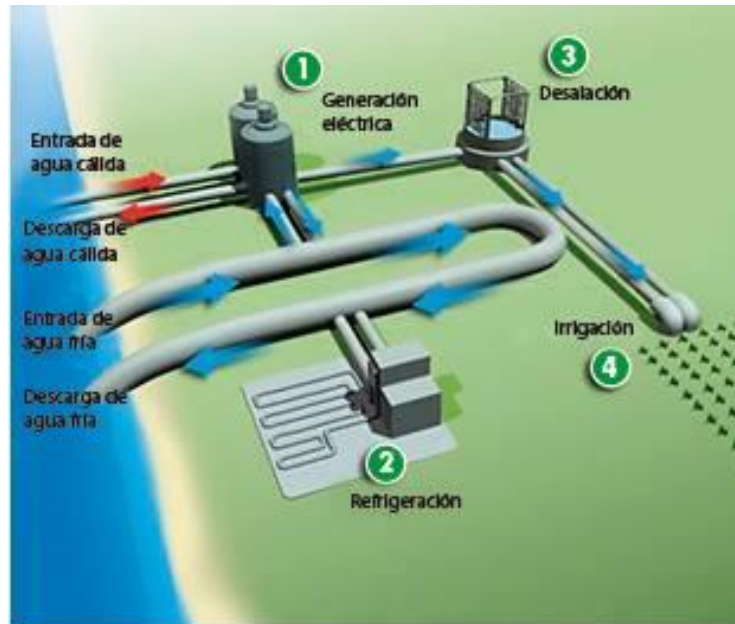


Ilustración 1.3 Planta OTEC sobre tierra (Ocean Explorer, 2013)

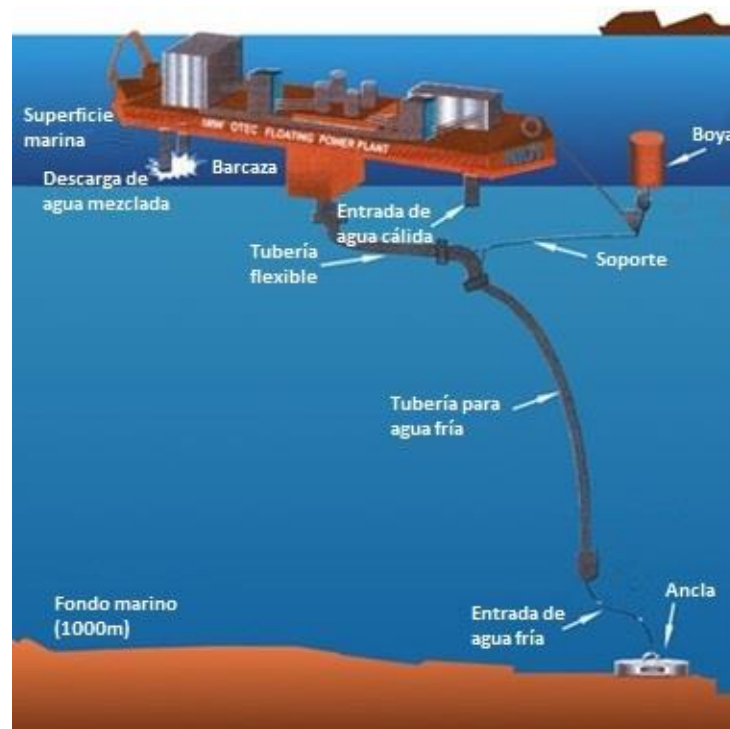


Ilustración 1.4 Planta OTEC flotante (Institute of Ocean Energies, 2012)



Según su ciclo

Plantas OTEC de ciclo abierto (OC-OTEC)

Para este caso, el fluido de trabajo utilizado es agua marina. El agua cálida de la superficie del mar es introducida al sistema y vaporizada (únicamente se evapora alrededor del 5 % del agua) en una cámara de vacío que alcanza del 1 al 3 % de la presión atmosférica, o en un evaporador *flash* (Vega, 2012). El vapor húmedo a baja presión generado pasa a través de un separador de vapor para obtener vapor seco saturado, el cual es dirigido al turbogenerador. Después de que el vapor se haya expandido, éste será introducido al condensador, el cual se encuentra dentro de la misma cámara de vacío antes mencionada. En esta sección, parte del vapor puede ser condensado mediante un intercambiador de calor de superficie, el cual utilizaría agua fría de las profundidades del mar, para así obtener agua dulce (opcional). La otra fracción de vapor será condensada en un intercambiador de calor de contacto directo, que también utiliza agua fría del mar, y descargada, mediante una bomba, al océano junto con el agua cálida que no se evaporó. A continuación, en las *Ilustraciones 1.5 y 1.6*, se muestran diagramas de una planta OTEC de ciclo abierto con diferentes configuraciones.

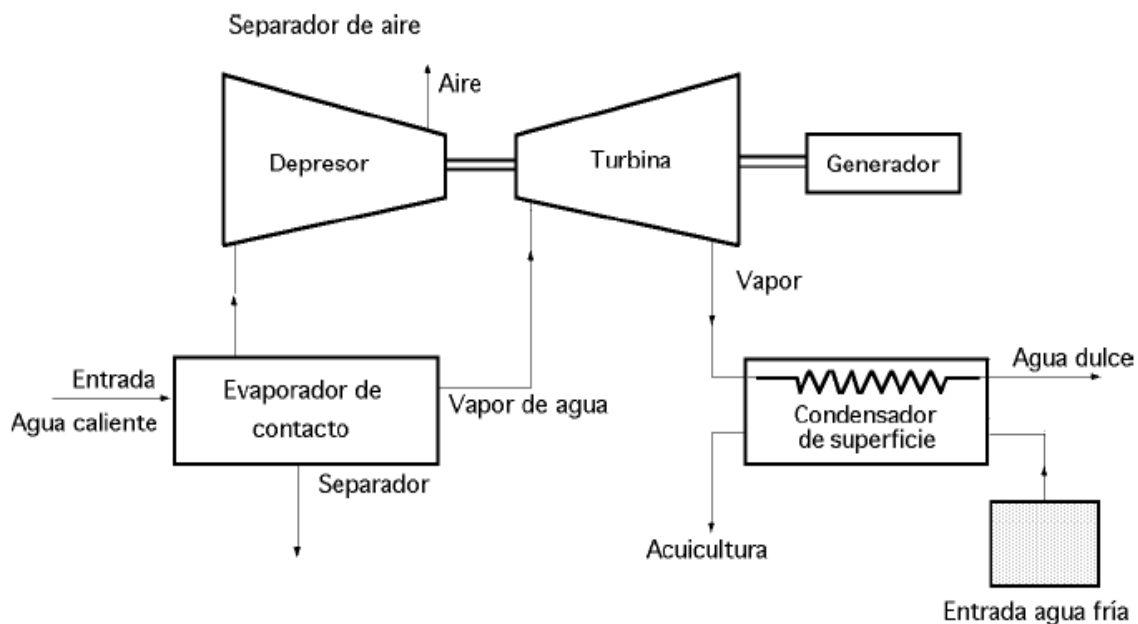


Ilustración 1.5 Ciclo abierto OTEC para fines de acuicultura y agua dulce (Fernández Díez, 2008)

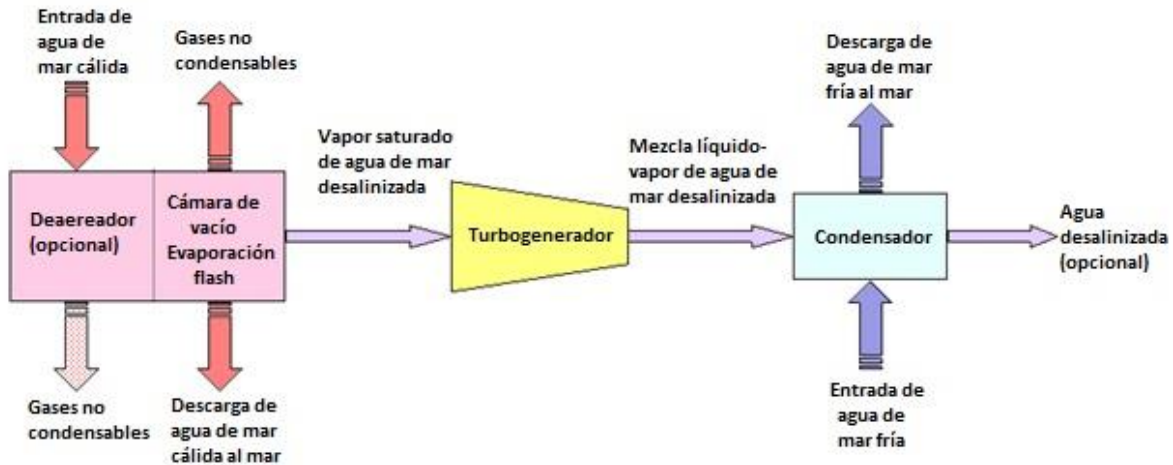


Ilustración 1.6 OTEC ciclo abierto (Energy Systems Research Unit, 2008)

El agua dulce que se puede obtener, podría ser utilizada como agua potable o con fines de acuicultura. Para estos sistemas, se debe tener especial cuidado con algunas situaciones. En primera, se debe asegurar que no existan filtraciones de aire en la cámara de vacío, las cuales podrían afectar en gran medida el rendimiento de la planta; en segundo lugar, el volumen específico del vapor de baja presión, es mucho mayor al del fluido de trabajo presurizado utilizado en los ciclos cerrados, esto significa, que los componentes deben tener áreas de flujo amplias para que la velocidad del vapor no alcance valores considerablemente elevados. Y finalmente, gases como el oxígeno, nitrógeno y dióxido de carbono, que se encuentran disueltos en el agua, son no condensables, y es por eso que deben ser extraídos del sistema (Vega, 2012). En cuanto a los beneficios del ciclo abierto, se puede decir que utilizar agua marina como fluido de trabajo, a diferencia de los ciclos cerrados que utilizan amoníaco o refrigerantes, resulta benéfico para el medio ambiente, pues es un fluido no tóxico. Además, ya que el vapor generado en el evaporador carece de sal, puede utilizarse para producir agua dulce, y así reducir el costo de la electricidad generada. Se requieren turbinas de grandes dimensiones debido a que el vapor entra con un elevado flujo volumétrico y baja presión, esta limitante obliga a que este tipo de plantas únicamente alcancen capacidades de hasta 2.5 MWe por cada módulo.

Plantas OTEC de ciclo cerrado (CC-OTEC)

Para este caso se utiliza un fluido de trabajo de bajo punto de ebullición, como el amoníaco, propano, freón, óxido de etileno, entre otros. Este sistema se basa en un ciclo Rankine, en el cual el fluido de trabajo es evaporado dentro de un intercambiador de calor que utiliza agua cálida de la superficie del mar como fuente de calor. Posteriormente, el vapor producido se expande en un turbogenerador para generar la energía eléctrica. Más adelante, el vapor se condensa dentro de un intercambiador de calor que utiliza agua fría



de las profundidades del mar para extraer el calor del fluido de trabajo. Finalmente, el fluido de trabajo en estado líquido es bombeado al vaporizador, en donde vuelve a iniciar su ciclo. En las *Ilustraciones 1.7 y 1.8* se muestran diagramas de plantas OTEC de ciclo cerrado.

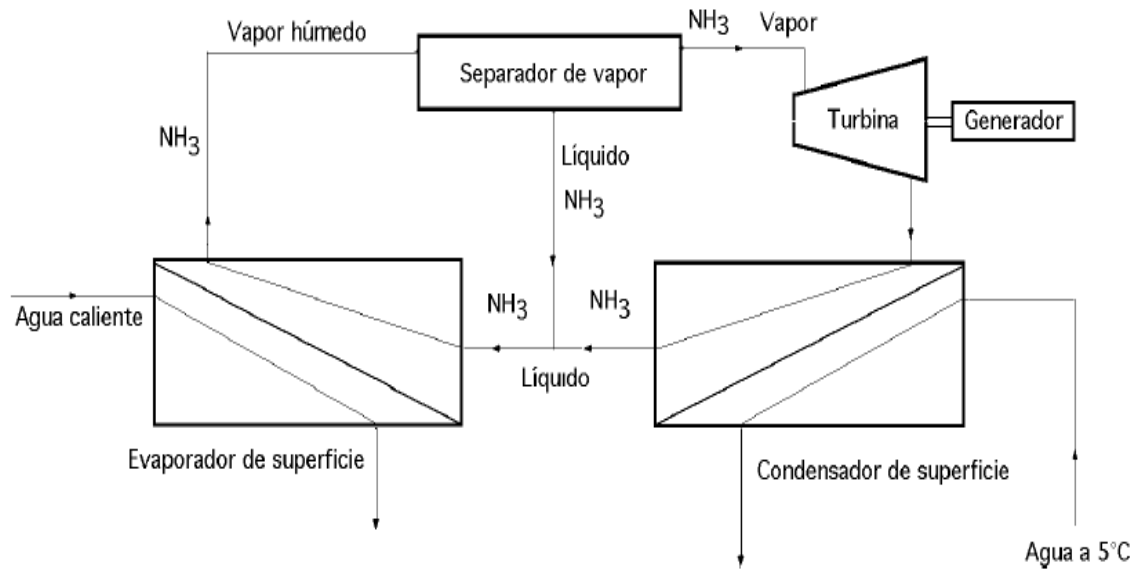
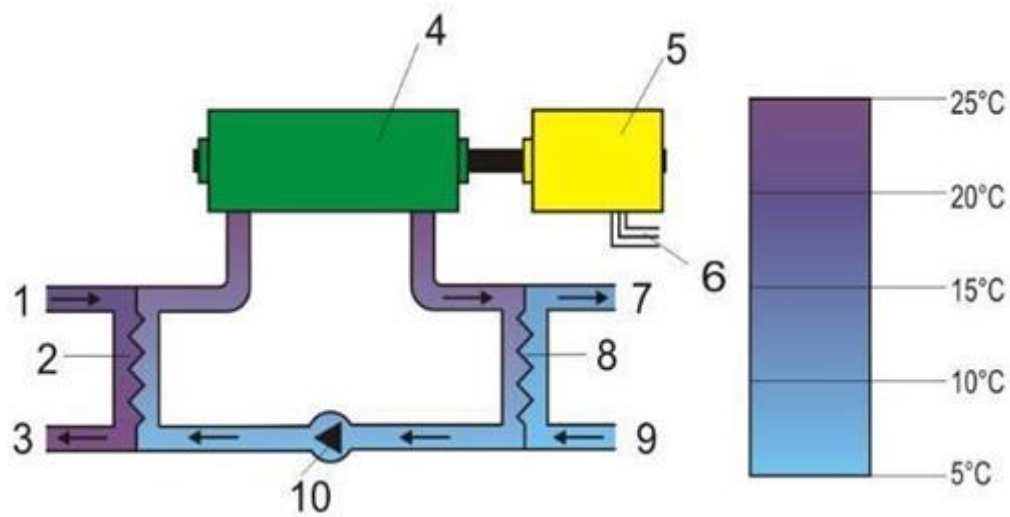


Ilustración 1.7 Ciclo cerrado OTEC, utilizando amoníaco como fluido de trabajo (Fernández Díez, 2008)



- | | |
|----------------------------|---------------------------|
| 1 Agua superficial ~ 25°C | 6 Red eléctrica |
| 2 Evaporador | 7 Descarga de agua ~ 7 °C |
| 3 Descarga de agua ~ 23 °C | 8 Condensador |
| 4 Turbina | 9 Agua profunda ~ 5 °C |
| 5 Generador | 10 Bomba de trabajo |

Ilustración 1.8 Ciclo cerrado OTEC, con temperaturas (CC-OTEC , 2016)



Debido a que el amoníaco sale húmedo del vaporizador, es necesario incluir en el ciclo un separador de vapor para asegurar que éste entre seco a la turbina. Por último:

Las desventajas del ciclo cerrado frente al ciclo abierto son:

- Producen agua dulce a la salida del condensador.
- Los ciclos abiertos requieren menos cantidad de agua marina para producir la misma energía que los ciclos cerrados, debido a que no existen pérdidas en el calentador.
- Los intercambiadores de calor de los ciclos cerrados son muy grandes, debido a las grandes cantidades de flujo másico que se manejan, lo cual los hace muy costosos.

Las ventajas del ciclo cerrado frente al ciclo abierto son:

- El agua de mar tiene efectos corrosivos en los elementos, además de que debe ser tratada y desgasificada para poder introducirla a la turbina.
- Las plantas de ciclo abierto requieren turbinas de mucho mayor tamaño que las turbinas de ciclo cerrado.

1.2.3 Dificultades técnicas

Sistema de bombeo

Las bombas que extraen las grandes masas de agua que este sistema requiere consumen aproximadamente del 20 % al 30 % de la energía neta producida por la planta (Vega, 2012). Es sumamente importante que en el diseño del sistema de bombeo sean consideradas las pérdidas por fricción dentro de los tubos, la energía gravitatoria asociada con la diferencia de densidades del agua dentro del tubo de succión y el agua alrededor de éste, así como tener presente que la temperatura del agua aumentará a lo largo del trayecto dentro del tubo debido a la fricción.

Eficiencia de la planta

La eficiencia idealizada de una planta OTEC es de 9 %, sin embargo, el calor en los intercambiadores se transfiere de manera irreversible, las bombas conllevan un enorme gasto de energía, y además, se genera entropía en varios puntos del ciclo, haciendo que esta eficiencia baje a valores de 3 % a 4 %. Estas eficiencias, comparadas con las de plantas termoeléctricas convencionales, son sumamente bajas, aunque por otro lado, las plantas OTEC trabajan con una fuente de energía que está siendo constantemente renovada por el Sol.

Limitaciones en la potencia de la planta

Si se considera un tamaño práctico para las tuberías de succión de agua fría de una planta OTEC, es decir, que no implique grandes dificultades para su manufactura, se pretendería bombear hasta 200 m³/s a través de un tubo de 11 m de diámetro a una profundidad de



hasta 1, 000 m, y la potencia de la planta se vería limitada a generar 100 MWe, considerando un ciclo abierto, y una potencia de 2.5 MWe si se trabaja con un ciclo cerrado. En otras palabras, se podría decir que por cada MWe neto de electricidad generado en una planta OTEC de ciclo cerrado, se requiere bombear alrededor de 5 m³/s de agua cálida de la superficie oceánica, y 2.5 m³/s de agua fría de las profundidades, con una diferencia promedio de 20 °C (Vega, 2012).

Descarga de agua de la planta OTEC

La cantidad de energía total que puede ser generada a partir de una planta OTEC debe estar balanceada con el impacto ambiental que ésta va a causar debido a las grandes cantidades de agua oceánica que se requiere para su funcionamiento. La composición y temperatura del agua que proviene de la descarga de las plantas OTEC, es diferente de la que tenía en el momento que fue extraída, lo que podría ocasionar cierto impacto ambiental en alguna de las regiones o zonas marinas del océano, impacto que desde luego sería evidente en términos de largo plazo; es por eso que se ha optado por llevar la descarga de agua a una profundidad de 60 m, en donde el impacto ambiental sería reducido ya que la diferencia de temperaturas entre el agua de descarga y la del océano sería mínima (Vega, 2012). A pesar de los inconvenientes que estas plantas podrían representar, muchos países en el planeta podrían utilizar este sistema sin afectar en gran medida al ecosistema marino, e incluso, ciertas regiones podrían deslindarse totalmente del uso de combustibles fósiles con fines de generación eléctrica. Dichos estudios aún se están llevando a cabo, por lo que todavía no se llega a un resultado concreto.

Diseño de la tubería de extracción de agua fría

Este problema fue abordado en los Estados Unidos mediante un programa basado en estudios analíticos asistidos por computadora, en conjunto con diferentes pruebas marinas realizadas en laboratorios. Los datos obtenidos en dichos estudios fueron utilizados para validar una serie de diseños de tuberías para plantas OTEC flotantes. Para el caso de plantas OTEC estacionarias, ya existe un diseño validado, el cual consiste en tubos de polietileno de alta densidad y diámetros no mayores a 1.6 m, para zonas cercanas a la costa, y para el caso de las tuberías en mar adentro, se recomienda utilizar concreto, acero o plástico reforzado con fibra de vidrio (Vega, 2012). Existen también propuestas innovadoras, como la implementación de tubos hechos de fibras elastoméricas reforzadas (tubos flexibles), sin embargo, la operatividad de las bombas durante largos periodos de tiempo debe ser verificada, y las restricciones de inspección, mantenimiento y reparación, deben ser establecidas antes de poner en funcionamiento este tipo de tuberías.

Sistema de anclaje y cableado eléctrico

El sistema de anclaje, el cableado eléctrico y las tuberías de extracción de agua fría, deben considerar en su diseño todas las cargas ejercidas sobre éstos, así como su desgaste por fatiga. Estas cargas serán ocasionadas por fenómenos naturales así como por la operación de la planta.



Ensuciamiento microbiano

Debido a que se introduce en los intercambiadores de calor agua proveniente directamente del mar, se debe procurar siempre mantener una buena conductividad térmica en estos componentes. Tan sólo una capa de 25 a 50 micras de contaminantes biológicos puede hacer que el desempeño del intercambiador de calor caiga hasta un 50 %. Tratamientos de limpieza realizados por una hora al día, así como la utilización de cloro en el agua fueron estudiados. La cloración del agua alentó, pero no detuvo el crecimiento de los microbios, sin embargo, la utilización de 0.1 mg de cloro por litro, una hora al día, demostró ser benéfico para la operación de la planta a largo plazo (Khaligh & Onar, 2010). Por lo tanto, este estudio concluyó con que a pesar de que la contaminación microbiana puede afectar el desempeño del vaporizador gravemente, en el condensador se registran mínimos o nulos contaminantes biológicos, así como contaminantes inorgánicos.

Comercialización de las plantas OTEC

Actualmente, las plantas *OTEC* se encuentran en la fase pre-comercial, esto significa que únicamente se han instalado plantas *OTEC* experimentales, las cuales han demostrado que este sistema es completamente funcional, sin embargo, aún no se cuenta con los registros de operación necesarios para pasar a la etapa comercial de este sistema. Para obtener dichos registros, es necesario construir plantas *OTEC* piloto que tengan una capacidad de 5 a 10 MWe, lamentablemente, la planta más grande construida hasta ahora posee una capacidad de 0.25 MWe (Vega, 2012). Es por esto que la comercialización de este sistema ha enfrentado muchos obstáculos, los cuales quedan resumidos en los siguientes puntos:

- La falta de financiamiento por parte del gobierno requerido para pasar del diseño conceptual, a la fase de construcción de plantas *OTEC* piloto.
- La falta de coordinación para obtener las licencias y permisos necesarios, incluyendo la Declaración de Impacto Ambiental. Este proceso debe realizarse para cada proyecto en particular, lo cual hace que sea costoso y tardado.
- Dificultades para lograr un proceso estandarizado a nivel federal, estatal y municipal, en el cual se evite la duplicidad, requerimientos contradictorios y disputas jurídicas interdepartamentales para obtener los permisos y licencias necesarios.

1.3 Panorama general de Sistemas OTEC

1.3.1 Antecedentes históricos

En 1881, el físico francés *Jacques Arsène d'Arsonval* propone por vez primera la extracción de la energía térmica del mar a través de la implementación de una central maremotérmica. Posteriormente, el 22 de noviembre de 1926, el ingeniero *Georges Claude*, quien fue uno de los estudiantes de d'Arsonval, presentó ante la Academia de Ciencias de París un modelo



a escala de una planta *OTEC* que demostraba la posibilidad de aprovechar este tipo de energía. Es necesario mencionar que esta primera propuesta utilizaba como fluido de trabajo el agua de mar, es decir, funcionaba mediante un ciclo abierto. Más adelante, en 1930, Claude demostró su teoría mediante la construcción de una planta estacionaria en la bahía de Matanza, Cuba (Fernández Díez, 2008). Esta planta generaba 22 KWe y extraía agua a 2 km mediante un tubo de 1.6 m de diámetro, que era utilizada para condensar el vapor mediante contacto directo, por lo tanto, agua dulce no era un producto secundario. Lamentablemente esta planta únicamente funcionó por 11 días debido a que una tempestad la destruyó.

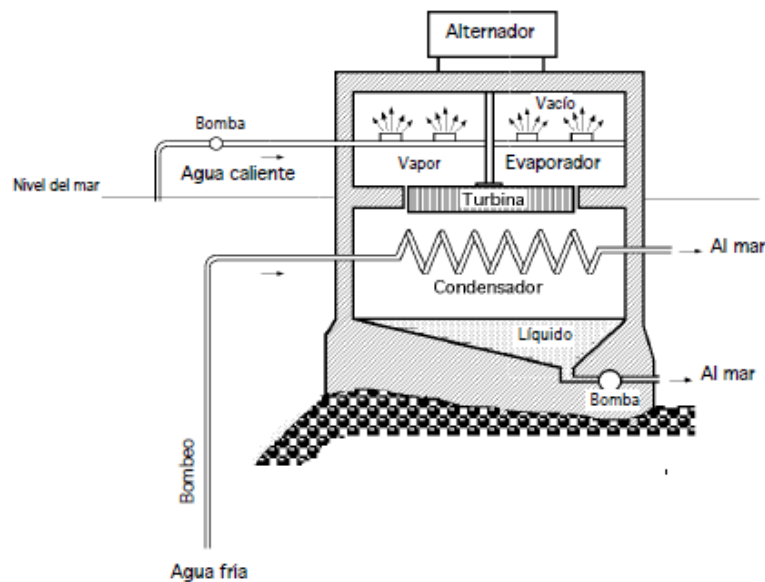


Ilustración 1.9 Máquina de Claude (Fernández Díez, 2008)

Continuando con sus intentos de establecer una planta funcional, entre 1934 y 1935, Georges Claude construye otra planta *OTEC*, pero esta vez sobre un barco de carga de 10 mil toneladas anclado en el mar de Brasil, a unos 100 km, de la costa. Esta planta flotante logró demostrar el punto de Claude, generando hasta 2.2 MWe, sin embargo, terminó siendo un fracaso debido a que nunca se pudo instalar de manera funcional en el barco el tubo que succionaba el agua fría a grandes profundidades; finalmente, las olas y el clima terminaron por destruir esta planta. A partir de los años 50 se realizan en este campo grandes progresos, tanto teóricos como técnicos, gracias al ingeniero *Nizery*. Se financió en Francia un estudio para la instalación de dos plantas *OTEC*, con dos módulos de 5 MWe netos cada uno, en donde los tubos de agua fría tendría una longitud de 4 km. Todo indicaba que las condiciones para su construcción eran idóneas, pero lamentablemente la obra se canceló por problemas políticos. En 1962, el ingeniero americano *J. Hilbert Anderson* y su hijo *James Anderson Jr.* realizaron estudios para mejorar la eficiencia de este ciclo, y en 1967, patentaron su sistema de ciclo cerrado para plantas *OTEC*, en donde la principal



diferencia con el ciclo de Claude era que el fluido de trabajo ahora era propano. A pesar de todo, su investigación fue poco reconocida debido a que en esas épocas, el carbón y la energía nuclear eran consideradas las fuentes de energía del futuro.

Japón también ha contribuido enormemente en el desarrollo de esta tecnología; a principios de 1970, la *Compañía de Energía Eléctrica de Tokio* construyó y echó a andar de manera exitosa una planta *OTEC* de 100 KWe con ciclo cerrado en la Isla de Nauru. Dicha planta entró en operación oficialmente en Octubre de 1981, produciendo alrededor de 120 KWe, de los cuales, 90 KWe eran utilizados para mantener la planta en funcionamiento, y la energía restante utilizada para suministrar energía a escuelas y lugares cercanos. En 1974, Estados Unidos construye el *Laboratorio de Energía Natural de Hawái*, una serie de instalaciones destinadas a la realización de pruebas especializadas en tecnología *OTEC*, localizados en la costa de Kona, Hawái. En este laboratorio se logró construir exitosamente en 1979, un prototipo de planta flotante *OTEC* de ciclo abierto de 50 KWe, el cual estaba montado sobre un carguero de la Marina de los Estados Unidos anclado a 2 km de la costa, sin embargo, dicha planta únicamente estuvo en funcionamiento tres meses. Más adelante, en 1993, un equipo dirigido por el *Dr. Bharathan* en el *Laboratorio Nacional de Energías Renovables (NREL, por sus siglas en inglés)*, desarrolló el diseño conceptual para una planta *OTEC* de ciclo abierto de 210 KWe; este diseño incluía todos los componentes del ciclo: el vaporizador, el condensador y la turbina, todas ellas dentro de una misma cámara de vacío.

Después, el *Dr. Bharathan* trabajó con su equipo de ingenieros en el *Instituto del Pacífico para la Investigación de Tecnología de Punta*, para dar seguimiento a las etapas intermedias y finales de su diseño. Su proyecto fue renombrado como *el Experimento de la Producción de Energía Neta* y fue finalmente construido en el *Laboratorio de Energía Natural de Hawái*. Dicha planta logró generar los 210 KWe de potencia que se habían establecido originalmente. También es importante mencionar que el 10 % del vapor producido era canalizado a un condensador para la producción de agua dulce. Operó de manera exitosa por seis años y llegó a romper récord por alcanzar producciones netas de 255 KWe y hasta 0.4 litros por segundo de agua dulce (Fernández Díez, 2008).

En 2002, en la India se puso a prueba una planta *OTEC* flotante de 1 MWe de potencia, cerca de Tamil Nadu. Lamentablemente, este proyecto terminó en fracaso debido a un problema con la tubería de extracción de agua fría. Posteriormente, en 2006, *Ingeniería Oceánica de Makai (MOE, por sus siglas en inglés)* ganó un contrato emitido por *la Oficina de Investigación Naval de los Estados Unidos* para evaluar el potencial de producción de grandes cantidades de hidrógeno a partir de plantas *OTEC* flotantes localizadas en mares tropicales. *MOE*, al verse con la necesidad de colaborar con grandes industrias, recurrió a *Lockheed Martin*, quienes aceptaron el trato, iniciando las obras en el 2007. En Julio del 2011 se completó el diseño y construcción del vaporizador que sería utilizada en la planta *OTEC*, el cual tenía un alto desempeño y larga vida útil, reduciendo los costos de operación



en la planta. Ahora se encuentra en planeación la instalación de una turbina de 100 KW, para en un futuro lograr utilizar dicha energía en la red eléctrica.



Ilustración 1.10 Planta OC- OTEC de 210 kW, diseñada por el Dr. Barathan (OTEC NELHA, 1998)

1.3.2 Plantas en funcionamiento

OTEC Okinawa

OTEC Okinawa está localizada en el *Centro de investigación de Agua Marina Profunda de Okinawa*, en la Isla de Kume, ubicada en las cercanías del territorio de Okinawa. Este proyecto se inició desde agosto del 2012, su construcción comenzó en enero del 2013 y fue inaugurada en junio de ese mismo año. Su principal propósito era validar una serie de modelos matemáticos e instruir sobre este tipo de plantas al público. Las pruebas y la investigación realizadas fueron respaldadas por la Universidad de Saga. Asimismo, *IHI Plant Construction, Yokogawa Electric Corporation* y *Xenesis Inc.* colaboraron en la construcción de las instalaciones, las cuales fueron colocadas sobre las una serie de tuberías de extracción de agua superficial y profunda que previamente se habían construido para fines de investigación, pesca y agricultura en el año 2000. Esta planta (ver *Ilustración 1.11*) consta de dos unidades, en donde la primera incluye un generador eléctrico de 50 KW, y la segunda incluye un generador con fines de prueba y optimización, equivalente a 50 KW.



OTEC Heat Exchanger Test Facility

Como se había mencionado anteriormente, *Makai Ocean Engineering (MOE)* ganó un contrato emitido por *la Oficina de Investigación Naval de Estados Unidos* para evaluar la posibilidad de producir grandes cantidades de hidrógeno a partir de plantas *OTEC* flotantes ubicadas en mares tropicales. MOE unió lazos con *Lockheed Martin* para trabajar en dicha tarea, comenzando las obras a partir del 2007. En julio del 2011 se terminó el diseño y construcción de la Instalación para Pruebas de Intercambiadores de Calor para Plantas *OTEC*, dentro de las instalaciones del *Laboratorio de Energía Natural de Hawái*. El propósito de este proyecto es diseñar y construir intercambiadores de calor para plantas *OTEC* que ofrezcan un alto desempeño, así como una larga vida útil, y de esta manera, reducir al máximo los costos de operación. A partir de los intercambiadores de calor de alta eficiencia manufacturados dentro de estas instalaciones, se ha aprobado el financiamiento para la instalación de una turbina de 100 KW, lo cual significa que en cuanto dicha turbina entre en operación, esta planta *OTEC* será la más grande que se encuentre funcionando actualmente.



Ilustración 1.11 Planta OTEC Okinawa (OTEC Okinawa, 2013)

1.3.3 Consideraciones económicas

Al hablar sobre las consideraciones económicas en relación a las plantas *OTEC*, es importante determinar si los Sistemas Multi-productos, como por ejemplo, las plantas que producen electricidad, agua dulce, maricultura y refrigeración, ofrecen en realidad una mayor cantidad de ingresos que las plantas que únicamente producen energía eléctrica. Se



dice que no siempre es rentable ofrecer diversos productos, ya que por ejemplo, en el caso de la maricultura y los sistemas de refrigeración, estos pueden utilizar únicamente una mínima parte del agua marina que se utiliza en la planta *OTEC*. Es por esto que se recomienda hacer un análisis económico para la generación eléctrica y de agua dulce, por separado de los análisis económicos de los sistemas de maricultura y de refrigeración.

Las plantas *OTEC* representan empresas de capital intensivo, es decir, requiere de una gran inversión inicial para ofrecer sus primeros productos. Debido al bajo costo del petróleo y de los combustibles fósiles en general, las empresas privadas no se encuentran en posición de promover el sistema *OTEC* para la producción de electricidad, es por eso que generalmente el gobierno es el encargado de subsidiar este tipo de plantas; desde luego, esto varía de país en país, considerando que algunas regiones no tienen el nivel económico para invertir en este tipo de proyectos. En la *Ilustración 1.12*, se muestra una gráfica en donde se compara la potencia de la planta y el costo por Kilowatt que se genera:

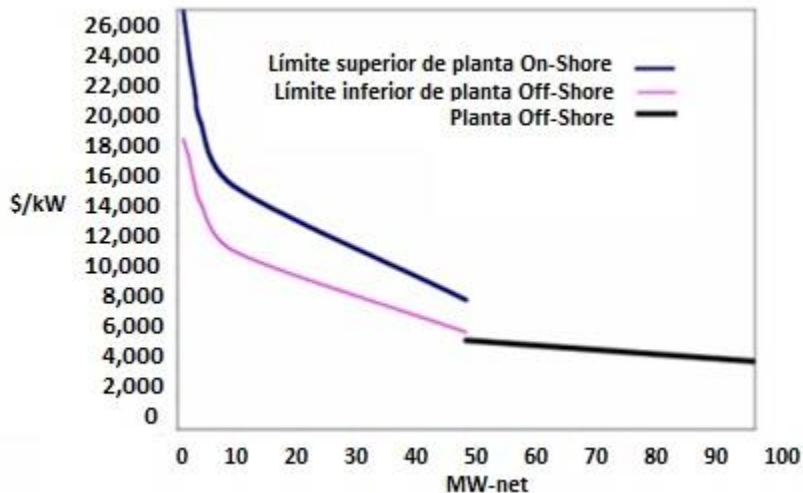


Ilustración 1.12 Potencia vs. Costo por kWe neto generado (OTEC Foundation, 2016)

1.3.4 Proyectos futuros

Japón

El exitoso proyecto iniciado por el *Centro de investigación de Agua Marina Profunda de Okinawa* y la Universidad de Saga ha logrado que el Gobierno de Okinawa, así como la comunidad local, apoyen la idea de extender la planta de 100 KWe, a una planta de 1 MWe. Este proyecto supone la manufactura de nuevas tuberías e instalaciones, tema que está siendo estudiado actualmente por más de 50 miembros de una organización internacional interesada en el desarrollo de la tecnología *OTEC*. De la misma manera, se está estudiando la opción de construir una planta flotante cerca de la costa de la Isla de Kume.



Hawái

En este momento se está desarrollando la etapa final del proyecto *OTEC Heat Exchanger Test Facility*, en donde se pretende, como ya se había mencionado anteriormente, instalar en un futuro próximo una turbina que permita generar hasta 100 KWe de energía eléctrica.

Inglaterra

Este proyecto toma lugar en la isla de Diego García, el cual es un territorio que pertenece a Inglaterra, sin embargo, se encuentra ubicado en el Océano Índico. La *Corporación de Energía Térmica Oceánica (OTE, por sus siglas en inglés)* está trabajando con la Marina de los Estados Unidos en el diseño de una planta *OTEC* de 13 MWe, la cual reemplazará los actuales generadores a base de diésel que allí se encuentran. Además, esta planta producirá hasta 1.25 millones de galones de agua potable al día. Actualmente se está esperando a que el Ejército de los Estados Unidos haga algunos cambios en la política del contrato del proyecto.

Hainan

El 13 de abril del 2013, *Lockheed Martin* pactó con el Grupo *Reignwood* para construir una planta *OTEC* de 10 MWe cerca de las costas del sur de China para proveer de energía eléctrica a un hotel en la Isla de Hainan, considerando también que una planta de esa magnitud podría proveer de energía a varios miles de hogares.

Islas Vírgenes de los Estados Unidos

El 5 de marzo del 2014, la *Corporación de Energía Térmica Oceánica* y el gobierno de las Islas Vírgenes de los Estados Unidos, firmaron un acuerdo para dar paso al estudio de los posibles beneficios de instalar una planta *OTEC*, así como instalaciones de aire acondicionado, en las costas de las islas mencionadas. Estos proyectos incluyen también sistemas para producir agua dulce, acuicultura, maricultura y el mejoramiento de la agricultura para las islas de St. Thomas y St. Croix (WEC, 2001).

1.4 Impacto de las plantas OTEC

1.4.1 Impacto ambiental

A pesar de que se conoce el impacto físico, químico y biológico ocasionado por la construcción de una planta *OTEC*, es imposible conocer con exactitud sus efectos a largo plazo si no se cuenta con un monitoreo lo suficientemente completo y duradero de su funcionamiento. Lamentablemente, aún no se cuenta con este tipo de monitoreo debido a que no ha existido una planta *OTEC* que opere el tiempo necesario para poder obtener estos datos. Es importante mencionar que lo único que diferencia a las plantas *OTEC* con las actividades humanas ya establecidas, es la extracción de agua a profundidades que llegan



hasta los 1, 000 m, y su descarga en la zona fótica³ del océano. Debido a la complejidad del mar, es casi imposible determinar a ciencia cierta los efectos de dicho proceso mediante la investigación y la teoría, por lo tanto, la única manera de conocer dichos efectos, es mediante la instalación de una planta demostrativa de alrededor de 5 MWe, que opere por lo menos durante dos años continuos. También es importante mencionar que para llevar a cabo dicho estudio, es esencial que se conozcan de antemano las características biológicas, químicas y físicas del lugar en donde será montada la planta, para así poder evaluar los cambios observados (Vega, 2012).

La fase de construcción de una planta *OTEC* es importante en cuanto al tema de impacto ambiental, sin embargo, no existe gran diferencia en comparación con la construcción de otras plantas termoeléctricas convencionales o de plataformas petroleras. La única diferencia recae en la alteración de las corrientes marinas, pues éstas son introducidas a la planta antes de ser devueltas al océano. En cuanto a la utilización de biocidas o fluidos de trabajo tóxicos, es similar al que se realiza en otras actividades humanas, en donde las emisiones son lo suficientemente bajas para ser detectadas. Otro aspecto a considerar, es la posible afectación a la pesca comercial y recreativa en las zonas circundantes a la planta, pues habría pérdidas de huevos de peces y larvas debido a la liberación de biocidas en el océano y al arrastre de las corrientes marinas.

El agua de las profundidades del océano tiene una alta concentración de dióxido de carbono, así como de nutrientes, por lo que al ser descargada en la zona superficial o fótica, este gas de efecto invernadero quedaría expuesto a la atmósfera, contribuyendo al calentamiento global. Además, los nutrientes acarreados a la superficie propiciarían la reproducción de especies, lo cual es una ventaja para la maricultura, aunque esto a su vez significa un desbalance en el sistema ecológico que rodea a la planta. A pesar de todo, modelos matemáticos realizados a computadora, en donde se simulan los efectos oceanográficos de una planta *OTEC*, han determinado que si la descarga de agua se hace a profundidades cercanas a los 60 m, la alteración de la temperatura y de la composición química del agua, caería dentro de los rangos naturales, es decir, la alteración sería mínima. En conclusión, los principales efectos ambientales de una planta *OTEC* se pueden resumir en los siguientes puntos:

- Extracción de agua fría y cálida del océano, causando el arrastre y reubicación de diferentes organismos.
- Descarga de agua, que propicia la redistribución de nutrientes y que puede estimular la productividad biológica.
- Liberación de biocidas, que puede resultar tóxico para los organismos marinos.

³ Zona fótica: Aquel rango del océano en el cual la luz del Sol logra penetrar, por lo tanto, en esta región los organismos marinos pueden realizar la fotosíntesis.



1.4.2 Beneficios

Las plantas *OTEC* ofrecen una de las fuentes de energía más limpias del planeta debido a que no implican la quema de combustibles fósiles, además de que las sustancias que pueden resultar peligrosas se utilizan exclusivamente dentro del ciclo, evitando cualquier tipo de emisión tóxica al ambiente. El dióxido de carbono que surge de la desgasificación en una planta *OTEC*, es menor al 1 % de los 700 gramos por KWh que liberan las plantas termoeléctricas convencionales, contribuyendo así a la reducción del calentamiento global y de la generación de lluvia ácida (Vega, 2012).

Gracias a que las plantas *OTEC* utilizan exclusivamente la energía térmica almacenada en el océano, las regiones que implementen este sistema podrán reducir su dependencia hacia los combustibles fósiles y beneficiar así su economía nacional, además de que se tendría asegurada la generación eléctrica de carga base, debido a que se tiene disponibilidad durante todo el año a la energía térmica del océano. Por último, los beneficios más importantes de una planta *OTEC*, son los proporcionados por los usos secundarios, de los cuales se enlistan a continuación los más importantes:

- Producción de agua dulce y agua potable.
- Generación de hidrógeno por electrólisis, el cual podrá ser utilizado en la industria del transporte.
- Acuicultura, ya que el agua de las profundidades es muy rica en nutrientes, que servirán para desarrollar un fitoplancton que alimentaría a varias especies marinas.
- Agua dulce para riego de campos de cultivo, debido a la cantidad de nutrientes del agua marina.
- Agua para sistemas de refrigeración.

1.5 Usos secundarios de plantas *OTEC*

Es cierto que con las condiciones de economía mundial actuales, una planta térmica de esta especie no represente una opción competitiva, sin embargo, se pueden encontrar beneficios adicionales a las de generación de energía eléctrica que se derivan de la implementación de las plantas *OTEC*. A continuación, se enlistan estos principales productos:

Agua dulce

La desalación de agua se puede obtener a partir de plantas híbridas o de ciclo abierto, mediante el uso de condensadores de superficie, los cuales se encargarán de convertir el



vapor sin sales que proviene de la evaporación del agua de mar, en agua dulce. Los análisis de sistemas indican que una planta *OTEC* de 2 MWe puede producir hasta 4, 300 m³ de agua dulce al día. Esta agua dulce puede ser utilizada ya sea para la producción de hidrógeno o como agua potable, si se le suministran los minerales necesarios. Por último, su calidad y costo de producción es comparable con la del agua que se produce en plantas desaladoras convencionales.

Hidrógeno

El hidrógeno puede ser separado del agua dulce generada en la planta *OTEC*, mediante electrólisis. Este producto será transformado a estado líquido y podría ser utilizado como combustible para la industria del transporte. Como dato, una planta *OTEC* de 100 MWe netos puede ser adaptada para generar hasta 1,300 Kg por hora de hidrógeno líquido (Vega, 2012).

Acuicultura

Éste es considerado como el mejor producto secundario de una planta *OTEC*, ya que reduce los costos financieros y energéticos relacionados con el bombeo de grandes cantidades de agua desde las profundidades del mar. Como se sabe, el agua profunda contiene mucho mayor cantidad de nutrientes comparada con el agua superficial, dicha propiedad puede ser utilizada para propiciar la crianza en grandes cantidades de diferentes especies marinas, como salmones, langostas, truchas, almejas, etc., así como el cultivo de diferentes tipos de micro algas. Además, esta agua puede ser combinada con agua superficial para asegurar la temperatura óptima que requieren estas especies.

Agricultura

El agua fría del mar puede ser transportada a través de tubos subterráneos que se encargan de enfriar la tierra de los campos de cultivo, este procedimiento crea un gradiente de temperaturas entre las raíces de las plantas y las hojas expuestas al aire tropical, lo cual ayuda a que, diferentes especies procedentes de regiones templadas puedan crecer sin problemas en regiones tropicales. Se pueden cultivar más de cien especies mediante esta técnica, como por ejemplo, la espinaca, que en condiciones normales, únicamente crecería en épocas invernales.

Refrigeración

El agua fría extraída de las profundidades del mar para condensar el fluido de trabajo puede ser utilizada para fines de refrigeración, puesto que al salir del condensador, esta agua conserva una temperatura de alrededor de 16 °C. Dicho sistema de refrigeración se



puede extender a industrias y casas cercanas a la planta *OTEC*, en donde esta agua sería utilizada para enfriar directamente el aire. Incluso, puede ser utilizada para fines de enfriamiento de invernaderos y refrigeración industrial.

A pesar de que ya han existido plantas *OTEC* experimentales, y de que el funcionamiento de ambos ciclos ya ha sido comprobado, aún sigue la interrogante sobre si una planta *OTEC* resultaría económicamente viable durante el transcurso de los años. La única manera de saber esto es mediante la construcción de plantas demostrativas que puedan ofrecer información confiable, considerando que dichas plantas deben ser lo suficientemente grandes y duraderas para ser valoradas como precursores de las futuras plantas *OTEC* comerciales. Tomando en cuenta los antecedentes de *OTEC*, y la inevitable disminución de los suministros de petróleo en las próximas décadas, es sensato considerar a la energía térmica del océano como una importante fuente de energía renovable del futuro. En cuanto al impacto ambiental, como se había mencionado anteriormente, se requieren registros de alrededor de dos años del funcionamiento de una planta *OTEC* para poder obtener información fiable.

CAPÍTULO II

Marco teórico de intercambiadores de calor



Introducción

La aplicación de los conceptos de transferencia de calor al diseño de los equipos de una industria, es de extrema importancia para lograr un buen desempeño en dichos elementos, así como para conseguir un beneficio económico. A largo plazo, el diseño y la selección de los intercambiadores de calor jugarán un papel importante en la economía de la planta, siendo vital que el ingeniero logre diseñar un intercambiador sumamente adecuado a sus propósitos. En este capítulo, se definirá el concepto de intercambiador de calor, así como los diferentes tipos que existen y su principio de funcionamiento, haciendo énfasis en los vaporizadores. Es importante saber que estos componentes pueden ser analizados desde dos puntos de vista diferentes: la parte térmica-hidráulica, en donde se calculan razones de transferencia de calor y caídas de presión, y la parte de diseño mecánico, en donde se consideran esfuerzos, análisis de vibraciones, etc. La selección y diseño de un vaporizador debe englobar estos dos aspectos, y debe seguir un procedimiento bien definido, del cual se hablará al final de este capítulo.

2.1 ¿Qué es un intercambiador de calor?

Un intercambiador de calor es un componente que tiene por objetivo transferir calor de un fluido a otro, sin tener que mezclarlos en la mayoría de los casos. Es importante mencionar que los intercambiadores de calor difieren de las cámaras de mezclado en el sentido en que no permiten que se combinen los fluidos que intervienen, lo cual se logra mediante la implementación de una pared que divide ambos fluidos y la cual representa a su vez una resistencia térmica entre ellos. En cuanto a los problemas asociados con los intercambiadores de calor, éstos pueden ser clasificados en problemas de valuación y problemas de diseño. En el primer caso, se asegura que la transferencia de calor llevada a cabo dentro del intercambiador se realice de manera satisfactoria. En cuanto a los problemas de diseño, son los asociados con las especificaciones del intercambiador, como sus dimensiones, arreglo, aplicación de las normas, etc. (Serth, 2007). Generalmente, cuando se pretende diseñar un intercambiador, los primeros cálculos a realizar son aquellos asociados con los problemas de valuación, sin embargo, cuando se pretende utilizar un intercambiador existente para propósitos distintos al original, se debe comenzar con los cálculos de diseño. Es común diseñar intercambiadores de calor utilizando como referencia su forma geométrica y las direcciones relativas de los fluidos de transferencia de calor. Por ejemplo, en la *Ilustración 2.1*, se muestra un tubo concéntrico (o doble) en el que los fluidos circulan paralelos entre sí, por lo cual esta unidad recibe el nombre de intercambiador de tubo doble de flujo paralelo.

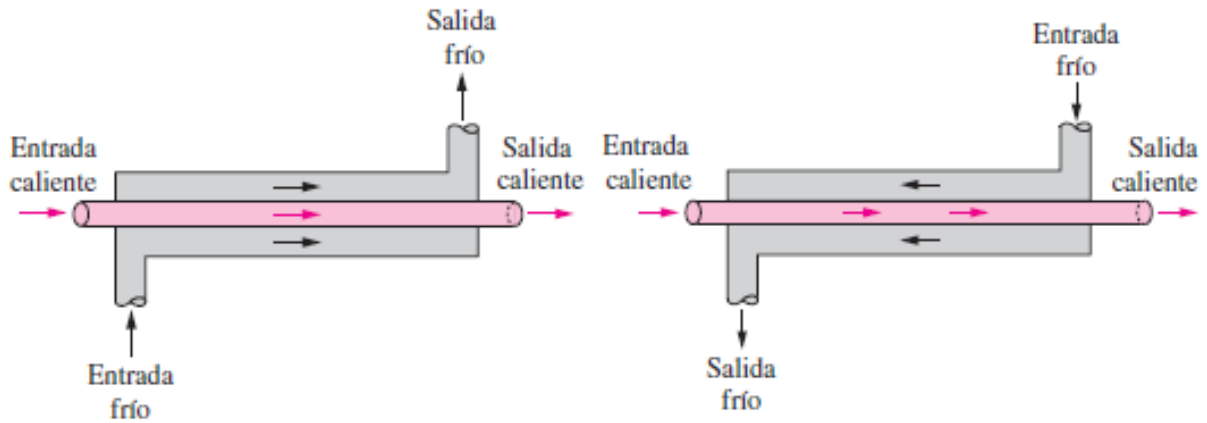


Ilustración 2.1 Intercambiador de flujo paralelo (izq.) y contraflujo (der.) (Cengel, 2007)

Un vaporizador o *evaporador* es un intercambiador de calor en el cual se produce la ebullición de un fluido (generalmente criogénico) mediante la absorción la energía térmica del ambiente o de otro fluido, y son utilizados en su mayoría para fines de refrigeración y calefacción doméstica e industrial. Sin embargo, sus aplicaciones también incluyen la producción de vapor para plantas de potencia, como en el caso de las plantas *OTEC*. En la *Ilustración 2.2* se muestra el diagrama de un evaporador de serpentín, en donde se utiliza refrigerante como fluido de trabajo y aire caliente para evaporar dicho fluido. Mientras que en la *Ilustración 2.3*, se tiene un ejemplo de un evaporador inundado, en el cual se observa un contenedor donde se almacena el refrigerante, y una tubería de serpentín en donde éste se evapora.

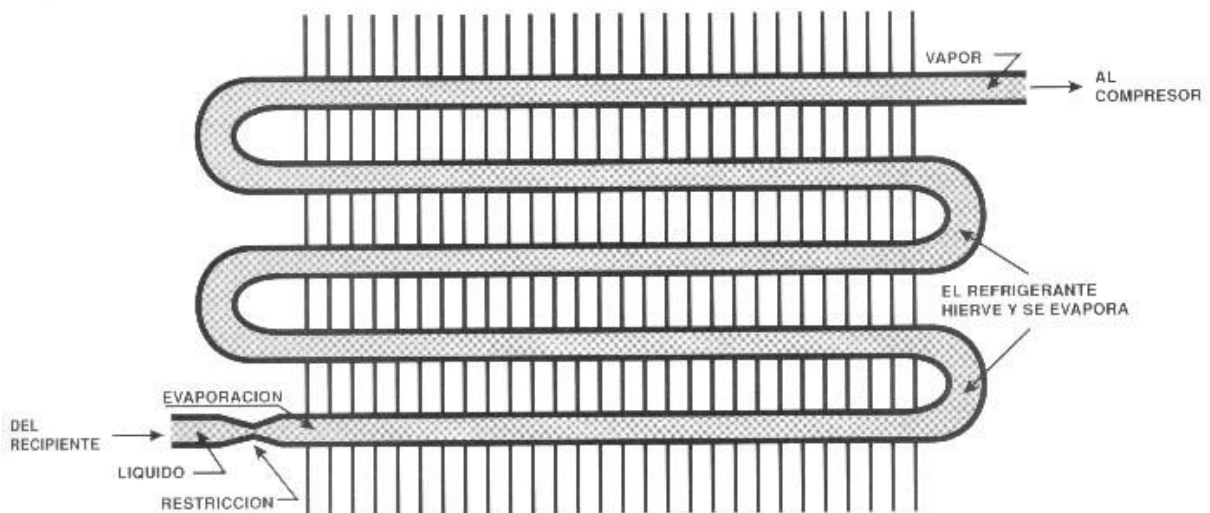


Ilustración 2.2 Evaporador de serpentín (TechnicSupport, 2016)

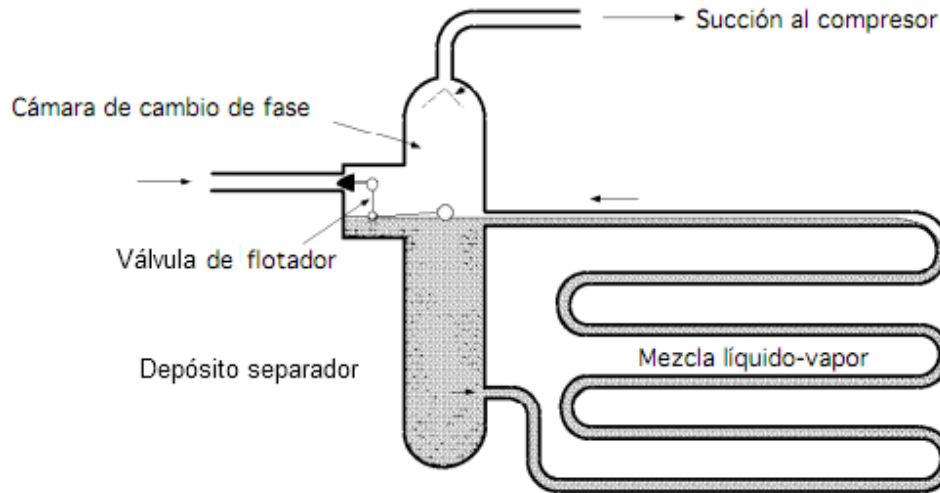


Ilustración 2.3 Evaporador inundado (TechnicSupport, 2016)

2.2 Tipos de intercambiadores

En la industria, o incluso a niveles domésticos, los intercambiadores de calor se relacionan con un sinnúmero de aplicaciones distintas. Para cada caso, es necesario adaptar diferentes accesorios o configuraciones a los intercambiadores para poder llevar a cabo la transferencia de calor deseada, esto ha conducido a la creación de muchos tipos de intercambiadores de calor, de los cuales se describirán los principales en este capítulo.

2.2.1 Intercambiadores de calor de tubo doble

El intercambiador de calor de tubo doble consiste en dos tubos concéntricos, ambos de diámetros diferentes y acomodados como se muestra en la *Ilustración 2.4*. Como se puede observar, los tubos tienen forma de horquilla con uno o varios pasos⁴ colocados en serie o en paralelo. Los fluidos que transfieren el calor corren a través del tubo interior y a través del espacio anular entre los tubos, y generalmente fluyen en direcciones contrarias, aunque también existen los intercambiadores de flujo paralelo, en donde los fluidos se mueven en la misma dirección. Generalmente, a la pared externa del tubo exterior se le coloca un aislante térmico para minimizar las pérdidas de calor al exterior. Este tipo de intercambiadores es utilizado cuando se manejan bajos gastos máscicos, altas temperaturas y altas presiones, ya que mantienen un buen funcionamiento bajo esas condiciones. Además, sus ventajas también incluyen un bajo costo de instalación y fácil mantenimiento (Serth, 2007).

⁴ El número de pasos en tubos hace referencia al número de veces que éstos dan un giro en U.



Gracias a su configuración, a este tipo de intercambiadores se los puede modificar para tener un arreglo en serie, en paralelo, o incluso, se les puede acoplar o desacoplar secciones de tubo para lograr las condiciones de transferencia de calor deseadas. Los intercambiadores de tubo doble sin tubos aletados pueden llegar a ser sumamente pesados cuando el área de transferencia de calor requerido sobrepasa los mil pies cuadrados, y pueden ser muy costosos ya que son valuados por unidad de área de transferencia de calor; para estos casos, es recomendable utilizar multi-tubos con aletas (ver la *Ilustración 2.5*), con el fin de maximizar el área de transferencia de calor sin aumentar en gran medida las dimensiones y el costo. La principal desventaja de este tipo de intercambiadores es la pequeña superficie de transferencia de calor contenida en un intercambiador de horquilla simple, además de que cada intercambiador de tubo doble representa al menos 14 puntos posibles de fuga (Kern, 1965).

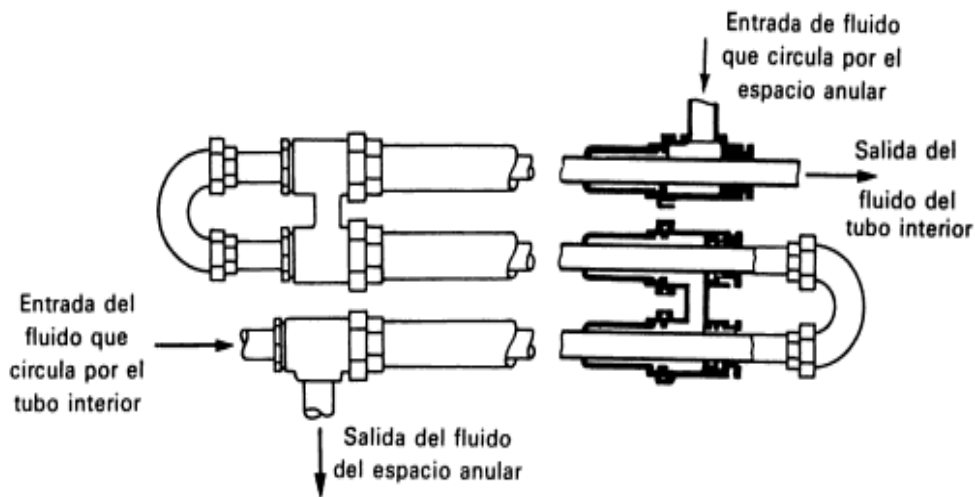


Ilustración 2.4 Intercambiador de calor de tubo doble (Kern, 1965)



Ilustración 2.5 Intercambiador de calor de tubo doble con Multi-tubos (Koch, 2015)



2.2.2 Intercambiador de calor de tubo y coraza

Los intercambiadores de calor de tubo y coraza constan de una serie de muchos tubos confinados en el interior de un cilindro o coraza, tal y como se muestra en la *Ilustración 2.6*.

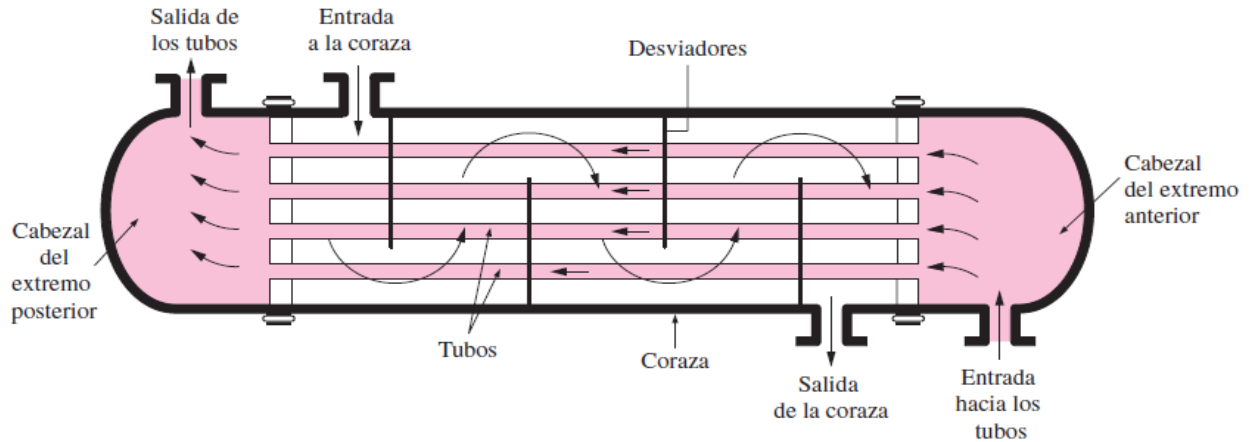


Ilustración 2.6 Intercambiador de calor de tubo y coraza (Cengel, 2007)

Uno de los fluidos corre en el interior de los tubos, mientras el otro se mueve en el interior de la coraza y exterior de los tubos, efectuándose de esta manera la transferencia de calor. Es común la colocación de baffles o desviadores en el interior de la coraza para obligar a que el fluido externo se mueva de manera transversal a los tubos con el fin de mejorar la transferencia de calor. En los extremos de estos intercambiadores, se encuentran los cabezales, los cuales son espacios en los que el fluido del lado de los tubos se concentra antes de entrar y salir de ellos. Existen diferentes arreglos para este tipo de intercambiadores, en los cuales puede haber uno o más pasos de tubos, dependiendo el arreglo de dicho cabezal. Por ejemplo, cuando los tubos dan un giro en U adentro de la coraza, se trata de intercambiador de *dos pasos por los tubos y un paso por la coraza* (ver *Ilustración 2.7 a*), mientras que cuando los tubos dan dos giros dentro de la coraza, (cada vuelta en una sección diferente de la coraza) como se muestra en la *Ilustración 2.7 b*, se habla de un intercambiador de *cuatro pasos por los tubos y dos pasos por la coraza*.

Los tubos en el intercambiador pueden ser fijos o extraíbles, para facilitar su limpieza y reemplazo. Una de las principales ventajas de este tipo de intercambiador es que poseen una gran área de transferencia de calor por unidad de volumen y peso (Serth, 2007), además de que requiere un número mínimo de conexiones, lo que reduce las probabilidades de fuga. También son considerados como intercambiadores sumamente versátiles además de que pueden cumplir con prácticamente cualquier requerimiento de transferencia de calor.

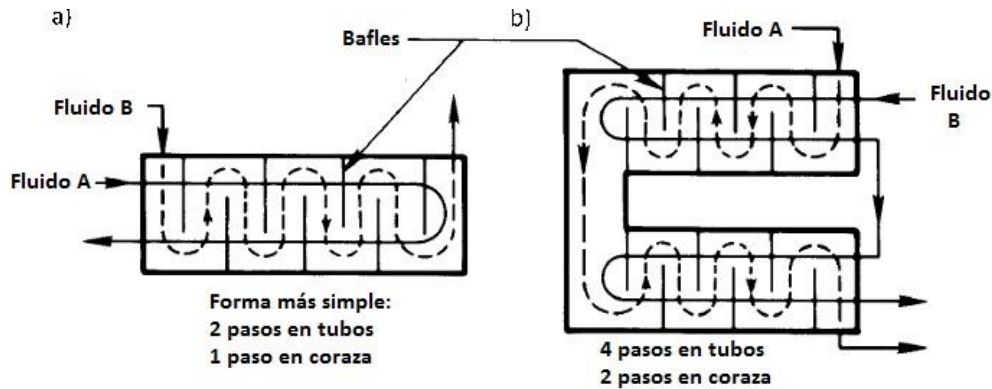


Ilustración 2.7 a) Intercambiador de 2 pasos de tubos y 1 paso de coraza, b) intercambiador de 4 pasos de tubos y 2 pasos de coraza (der.) (Lienhard IV & Lienhard V, 2008)

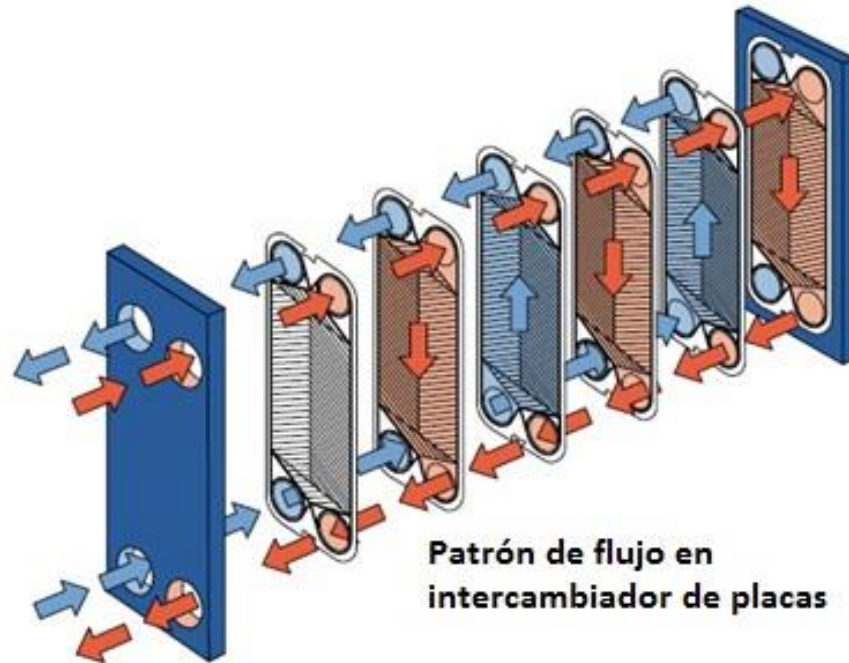
2.2.3 Intercambiador de calor de placas

Este tipo de intercambiador consiste en una serie de placas corrugadas, todas ellas apretadas unas contra otras. Cada una de estas placas tiene un marco que funciona como sello, de tal manera que al estar todas juntas, existe entre éstas un pequeño espacio por el cual fluyen los fluidos frío y caliente, generalmente en sentido contrario (ver *Ilustración 2.8*). La forma del sello en las placas está diseñado de tal manera que ambos fluidos pasan de manera alternada a través de las placas, es decir, el fluido frío queda rodeado de dos fluidos calientes, y viceversa.

Este arreglo sin duda facilita en gran medida el intercambio térmico entre ambos fluidos ya que la superficie de transferencia de calor es sumamente alta debido al contacto con las placas. Además, si se requiere una mayor transferencia de calor entre los fluidos, basta con aumentar el número de placas en el intercambiador, lo que resulta sumamente práctico. Este arreglo es apropiado para el intercambio de calor entre líquido y líquido, y cuando ambos fluidos se encuentran a presiones similares (Cengel, 2007). La textura corrugada de las placas (ver *Ilustración 2.9*) proporciona a los fluidos un alto nivel de turbulencia, lo cual ayuda a maximizar la transferencia de calor. Las principales ventajas de este intercambiador de calor son su gran eficiencia térmica, lo cual se refleja en menores espacios de instalación, su seguridad, debido a la ausencia de contaminación entre los circuitos, los bajos costos de operación, y la durabilidad del equipo.

2.2.4 Intercambiador de calor regenerativo

El principio de funcionamiento de este tipo de intercambiadores se basa en la existencia de una masa porosa con una gran capacidad de almacenamiento de calor, al cual se le conoce como *regenerador*. En estos sistemas, los fluidos caliente y frío circulan por el mismo ducto o área de manera alternada.



Patrón de flujo en intercambiador de placas

Ilustración 2.8 Intercambiador de calor de placas (SECO, 2012)

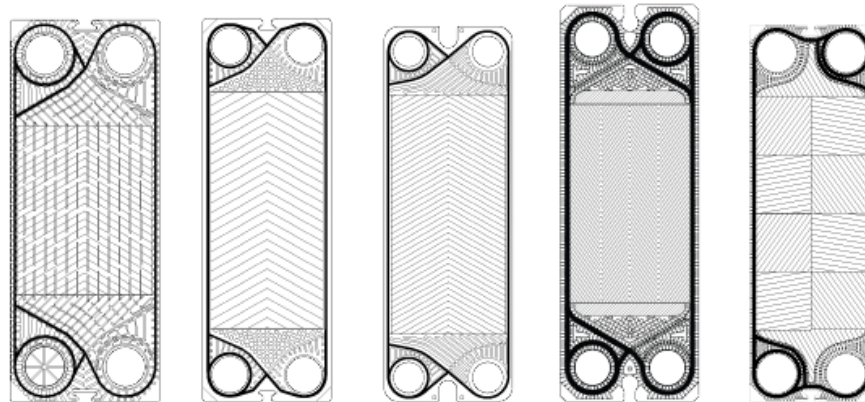


Ilustración 2.9 Placas corrugadas de Intercambiador de calor de placas (Tranter, 2016)

Existe el intercambiador regenerativo *estático*, en el cual el fluido caliente transfiere su energía térmica al regenerador al fluir a través de ella, para posteriormente ceder dicho calor al fluido frío al paso de éste. Por lo tanto, el regenerador funciona como un medio de almacenamiento de calor temporal. Para el caso del intercambiador regenerativo *dinámico* (ver Ilustración 2.10), se debe contar con un tambor giratorio, a través del cual los fluidos caliente y frío pasan de manera simultánea, por secciones distintas. Es decir, por un lado el fluido caliente cederá calor al tambor regenerador, después, dicho tambor va a rotar de tal manera que el fluido frío podrá estar en contacto con la sección calentada del tambor, absorbiendo así la energía térmica.

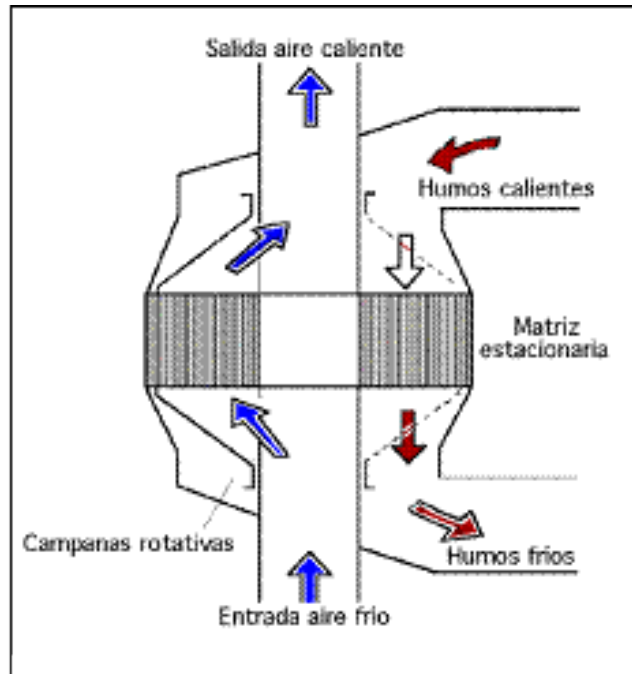


Ilustración 2.10 Intercambiador de calor regenerativo dinámico (Convergence Training, 2016)

2.2.5 Intercambiadores de calor compactos

Los intercambiadores de calor compactos están diseñados para alcanzar una gran área de transferencia de calor por unidad de volumen, y tienen aplicaciones principalmente en casos donde la transferencia de calor se efectúa entre gases o en donde los coeficientes convectivos son relativamente bajos. A la razón entre el área de transferencia de calor y su volumen se le llama *densidad de área* (β). Los intercambiadores de calor con una $\beta > 7,000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ son considerados como compactos (Cengel, 2007). Entre las principales ventajas de estos intercambiadores, se encuentra la gran transferencia de calor que permiten entre dos fluidos y su bajo volumen.

La razón de alcanzar los altos valores de área de transferencia de calor se debe al uso de placas delgadas o aletas corrugadas con un mínimo espacio entre ellas (ver *Ilustración 2.11*). Como se había mencionado anteriormente, estos intercambiadores suelen utilizarse para efectuar la transferencia de calor entre gases, sin embargo, también se pueden utilizar cuando se trata de transferencia entre gas-líquido o líquido-gas. Los intercambiadores compactos en los que los fluidos se mueven de manera transversal entre ellos, son conocidos como intercambiadores de *flujo cruzado*, y son utilizados principalmente en procesos de enfriamiento o calentamiento por medio de aire o gas.

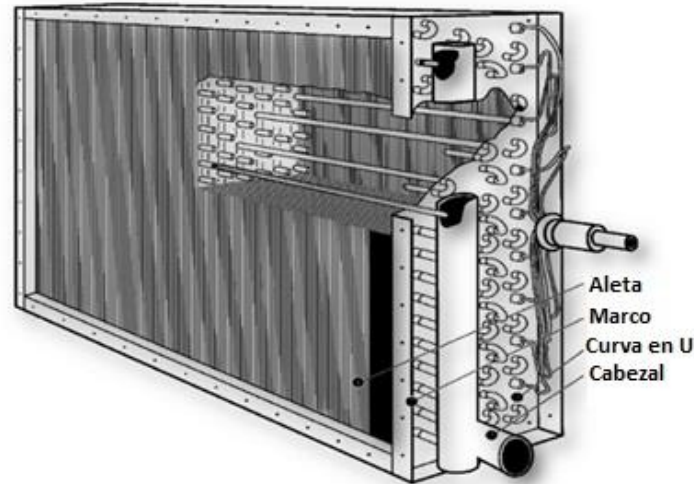


Ilustración 2.11 Intercambiador de calor compacto (Cengel, 2007)

2.3 Principio de funcionamiento

En un intercambiador, la transferencia de calor entre los fluidos se lleva a cabo por medio de convección, mientras que en las paredes que dividen a ambos fluidos, la transferencia se efectúa mediante conducción. En el análisis de los intercambiadores de calor, resulta conveniente trabajar con un Coeficiente de transferencia de calor total (U), el cual contempla todos los elementos que se ven involucrados en dicha transferencia. La razón de la transferencia de calor entre los dos fluidos en un lugar dado de un intercambiador depende de la magnitud de la diferencia de temperatura local, la cual varía a lo largo de dicha unidad (Cengel, 2007); para el caso de las plantas *OTEC*, esa diferencia de temperaturas es sumamente baja durante todo el proceso de transferencia de calor, y es por eso que se requiere la mayor efectividad posible en estos elementos.

Los intercambiadores de calor suelen estar en funcionamiento durante largos periodos de tiempo sin cambios en sus condiciones de operación, es por eso que pueden ser considerados como unidades de flujo estacionario. Del mismo modo, los cambios en la energía cinética y potencial son despreciables. En general, el calor específico de un fluido cambia con respecto a su temperatura, pero en un intervalo específico de temperaturas, se puede considerar constante tomando un valor promedio. Además, se supone que la superficie externa del intercambiador de calor está totalmente aislada, de tal manera que la transferencia de calor únicamente se da a través de los fluidos y no hacia el ambiente. Estas consideraciones idealizadas se encuentran muy cercanas a la realidad, y hacen que los cálculos sean más sencillos, sin dejar a un lado la exactitud (Cengel, 2007). Con estas suposiciones, la primera ley de la termodinámica requiere que la velocidad de transferencia de calor desde el fluido caliente sea igual a la transferencia de calor hacia el frío, es decir:



$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f C p_f (T_{f,sal} - T_{f,ent}) \quad (2.3.1)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c C p_c (T_{c,ent} - T_{c,sal}) \quad (2.3.2)$$

$$\dot{Q}_f = \dot{Q}_c \quad (2.3.3)$$

Donde:

\dot{Q}_f = Calor adquirido por el fluido frío [W]

\dot{m}_f = Flujo másico del fluido frío [Kg/s]

$C p_f$ = Calor específico del fluido frío [J/Kg°C]

$T_{f,sal}$ = Temperatura final del fluido frío [°C]

$T_{f,ent}$ = Temperatura inicial del fluido frío [°C]

\dot{Q}_c = Calor cedido por el fluido caliente [W]

\dot{m}_c = Flujo másico del fluido caliente [kg/s]

$C p_c$ = Calor específico del fluido caliente [J/Kg°C]

$T_{c,ent}$ = Temperatura inicial del fluido caliente [°C]

$T_{c,sal}$ = Temperatura final del fluido caliente [°C]

Asimismo, resulta conveniente definir la *razón de capacidad calorífica* para ambos fluidos, cuyo concepto combina el calor específico y el gasto másico, y se expresa de la siguiente manera:

$$C_f = \dot{m}_f C p_f \quad (2.3.4)$$

$$C_c = \dot{m}_c C p_c \quad (2.3.5)$$

Donde:

C_f = Razón de capacidad calorífica para el fluido frío [W/°C]

C_c = Razón de capacidad calorífica para el fluido caliente [W/°C]

La razón de capacidad calorífica de una corriente de fluido representa la velocidad de la transferencia de calor necesaria para cambiar la temperatura de esa corriente en 1 °C. Cuando la razón de capacidad calorífica es grande, el flujo sufre un pequeño cambio en su temperatura, y cuando la capacidad calorífica es pequeña, el fluido sufre un cambio grande en su temperatura (Cengel, 2007). Con esto, podemos decir que la razón de la transferencia



de calor en un intercambiador es igual a la razón de capacidad calorífica multiplicado por la diferencia de temperaturas del fluido en cuestión.

En la *Ilustración 2.12*, se muestra una gráfica en la que se observa el cambio de temperaturas de dos fluidos que se encuentran dentro de un intercambiador de calor, se podrá notar que el cambio de temperaturas a lo largo del recorrido se mantiene constante, este fenómeno ocurre únicamente cuando las razones de capacidad calorífica de ambos fluidos es exactamente igual:

$$C_f = C_c \tag{2.3.6}$$

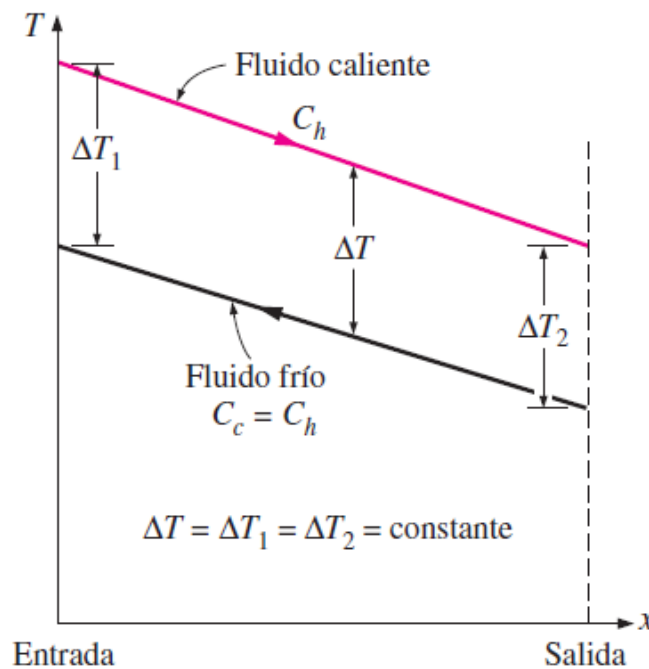


Ilustración 2.12 Distancia vs. Temperatura para fluidos con la misma razón de capacidad calorífica (Cengel, 2007)

Para un proceso de cambio de fase en un intercambiador de calor, la razón de transferencia de calor se expresa como:

$$\dot{Q} = \dot{m}h_{fg} \tag{2.3.7}$$

Donde:

\dot{Q} = Calor transferido [W]

\dot{m} = Flujo másico [Kg/s]

h_{fg} = Entalpía de vaporización [J/Kg]



Cuando un fluido se encuentra en un proceso de cambio de fase, su temperatura se mantiene constante (calor latente), como se muestra en la *Ilustración 2.13*.

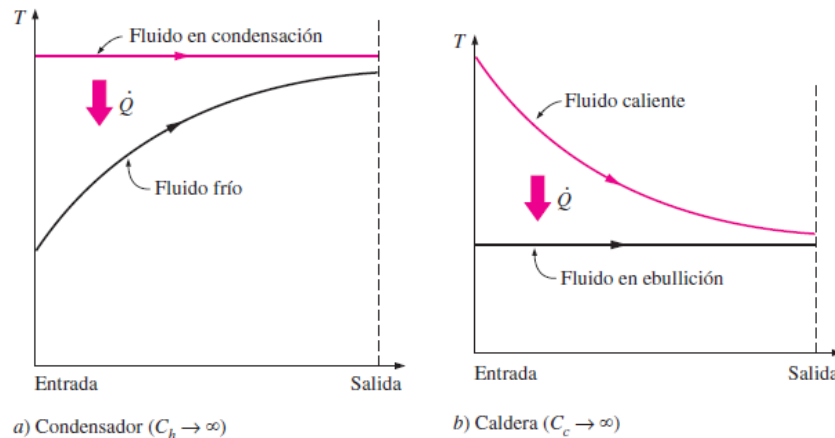


Ilustración 2.13 Condensador y vaporizador, fluido en cambio de fase (Cengel, 2007)

Durante esta transición, es correcto asumir que la razón de capacidad calorífica del fluido tiende a infinito, puesto que el cambio en su temperatura es prácticamente cero. Debido a este fenómeno, al analizar los intercambiadores de calor tales como condensadores o vaporizadores, es conveniente referenciar a la razón de transferencia de calor, con el salto entálpico que experimenta el fluido. Es común que la razón de la transferencia de calor en los intercambiadores se represente de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{ml} \quad (2.3.8)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (2.3.9)$$

Donde:

U = Coeficiente global de transferencia de calor [$W/m^2\text{°C}$]

A = Área de transferencia de calor [m^2]

ΔT_{ml} = Diferencia de temperaturas media logarítmica [°C]

ΔT_1 = Diferencia de temperaturas a la entrada del intercambiador [°C]

ΔT_2 = Diferencia de temperaturas a la salida del intercambiador [°C]⁵

⁵ Es indiferente cual extremo se escoja como entrada o salida del intercambiador



2.3.1 Coeficiente de transferencia de calor total (U)

En un intercambiador de calor, la energía térmica se transfiere del fluido caliente al fluido frío. En la *Ilustración 2.14* se ejemplifica la transferencia de calor entre dos fluidos separados por una pared plana, en donde además se expresan de manera matemática las resistencias convectivas de los fluidos y de conducción en la pared:

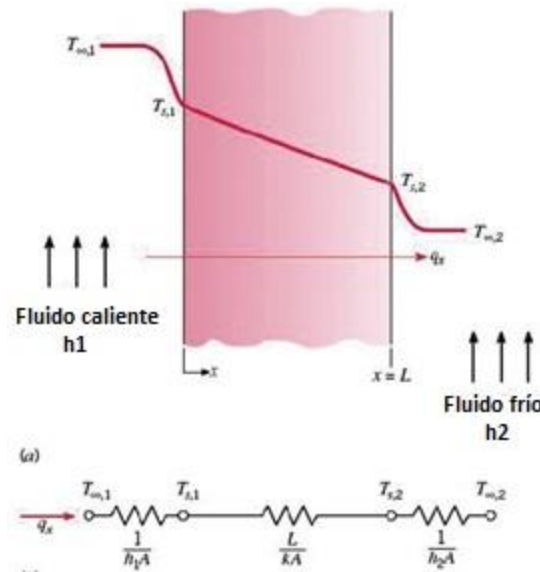


Ilustración 2.14 Transferencia de calor a través de una pared plana (Cengel, 2007)

En este tipo de sistemas, resulta conveniente definir una variable que sea capaz de englobar todas las resistencias térmicas que afectan a la transferencia de calor. Esta variable es conocida como *Coeficiente de transferencia de calor global (U)*, la cual se incluye en la fórmula de la razón de la transferencia de calor (*Ecuación 2.3.8*). Este número está definido directamente por la configuración del sistema, y en la mayoría de los casos, es independiente a las condiciones de operación del intercambiador. En general, para cualquier conjunto de resistencias, el *Coeficiente de transferencia de calor total* se obtiene calculando la resistencia equivalente de todo el sistema. Desde el punto de vista del diseño de intercambiadores de calor, la pared plana no se aplica con frecuencia, en cambio, el cambiador de calor con tubería doble suele tener mucho mayor importancia. En esta configuración, un tubo se encuentra dentro de otro tubo de mayor calibre, uno de los fluidos circula dentro del tubo interno y el otro fluido corre a través del espacio anular entre los dos tubos, la red de resistencias térmicas asociada con este proceso de transferencia de calor comprende dos resistencias por convección y una por conducción, tal y como se muestra en la *Ilustración 2.15*.

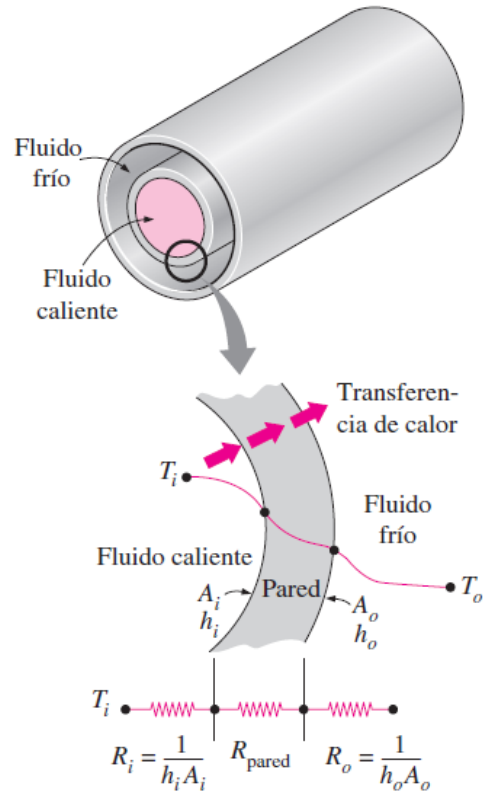


Ilustración 2.15 Red de resistencias térmicas en un intercambiador de tubo doble (Cengel, 2007)

En las siguientes fórmulas, los subíndices *ii* y *ei* representan las superficies interior y exterior del tubo interno, respectivamente. Para un intercambiador de calor de tubo doble, la resistencia térmica de la pared del tubo es:

$$R_{pared} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ei}}{D_{ii}}\right)}{2\pi k_{ti}L} \quad (2.3.10)$$

Por lo tanto, tomando en cuenta la resistencia convectiva y la resistencia de la pared del tubo, la resistencia térmica total se expresa de la siguiente manera:

$$R_T = R_{ii} + R_{pared} + R_{ei} = \frac{1}{A_{ii}h_{ii}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ei}}{D_{ii}}\right)}{2\pi k_{ti}L} + \frac{1}{A_{ei}h_{ei}} \quad (2.3.11)$$

Donde:

R_{pared} = Resistencia térmica de la pared del tubo [°C/W]



D_{ei} = Diámetro externo del tubo interno [m]

D_{ii} = Diámetro interno del tubo interno [m]

k_{ti} = Coeficiente de conductividad térmica del tubo interno [W/m°C]

L = Longitud del tubo [m]

R_T = Resistencia térmica total [°C/W]

R_{ii} = Resistencia térmica por convección en el interior del tubo interno [°C/W]

R_{ei} = Resistencia térmica por convección en el exterior del tubo interno [°C/W]

h_{ii} = Coeficiente de convección en el interior del tubo interno [W/m²°C]

h_{ei} = Coeficiente de convección en el exterior del tubo interno [W/m²°C]

A_{ii} = Área interna del tubo interno [m²] = $\pi D_i L$

A_{ei} = Área externa del tubo interno [m²] = $\pi D_e L$ ⁶

Es importante mencionar que las resistencias térmicas antes descritas, se derivan de la Ley de Newton del enfriamiento para el caso convectivo, y de la Ley de Fourier de la conducción de calor para el caso conductivo. Por último, realizando una serie de despejes, se tienen las *Ecuaciones 2.3.12 a 2.3.14*.

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{ml} \quad y \quad \dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} \quad (2.3.8), (2.3.12)$$

Por lo tanto:

$$UA = \frac{1}{R} \quad \rightarrow \quad U = \frac{1}{RA} \quad (2.3.13), (2.3.14)$$

En donde A puede asociarse al área interna (A_{ii}) o externa (A_{ei}) del tubo interno; de acuerdo con esto, podemos tener las siguientes dos expresiones para el *Coeficiente de transferencia de calor global* (U), dependiendo del área superficial que se tome en cuenta:

$$U_{ii} = \frac{1}{\frac{1}{h_{ii}} + \frac{A_{ii} \ln\left(\frac{D_{ei}}{D_{ii}}\right)}{2\pi k_{ti} L} + \frac{A_{ii}}{A_{ei}} \frac{1}{h_{ei}}} \quad (2.3.15)$$

⁶ En la *Ilustración 2.16*, se muestran las superficies asociadas a intercambiadores de tubo doble, en donde los subíndices (*o*) e (*i*) hacen referencia a la superficies externa (*e*) e interna (*i*) del tubo interno, respectivamente.



$$U_{ei} = \frac{1}{\frac{A_{ei}}{A_{ii}} \frac{1}{h_{ii}} + \frac{A_{ei} \ln\left(\frac{D_{ei}}{D_{ii}}\right)}{2\pi k_t L} + \frac{1}{h_{ei}}} \quad (2.3.16)$$

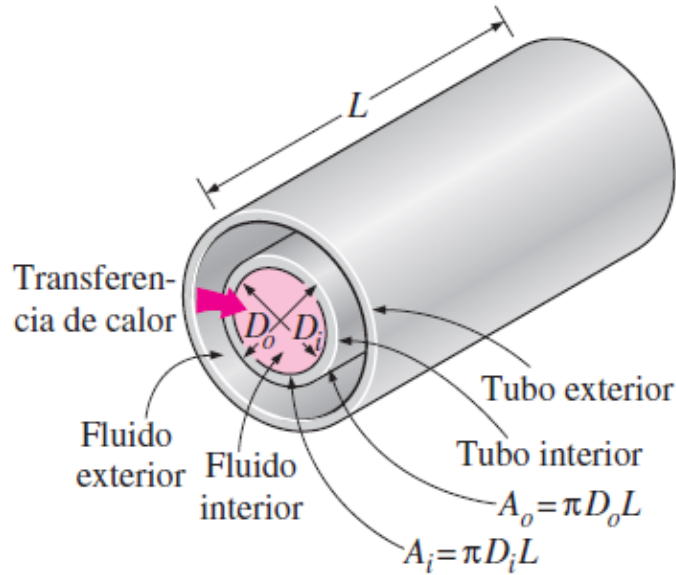


Ilustración 2.16 Área superficial asociado a intercambiador de calor de tubo doble (Cengel, 2007)

Donde:

U_{ii} = Coeficiente global de transferencia de calor asociada al área interna del tubo interno [W/m²°C]

U_{ei} = Coeficiente global de transferencia de calor asociada al área externa del tubo interno [W/m²°C]

Aunque el diseño definitivo del intercambiador de calor se hará con base en el cálculo de (U), es de gran ayuda contar con una tabla de valores del coeficiente de transferencia de calor total para diversas situaciones que pueden encontrarse en la práctica. Se debe advertir que el valor de (U) en muchos casos está determinado sólo por uno de los coeficientes de transferencia de calor. En la mayor parte de los problemas, la resistencia de conducción es pequeña comparada con las resistencias de convección. Por lo tanto, si uno de los valores de (h) es mucho menor que el otro, éste tenderá a dominar la ecuación para (U) (Cengel, 2007).



2.3.2 Factor de incrustación

En los intercambiadores de calor se forman depósitos o capas sólidas en las superficies de transferencia de calor, producto de los fluidos en contacto con dichas paredes. Estas capas representan una resistencia térmica para el intercambio de calor, lo cual disminuye el rendimiento de estos componentes. El efecto de esta resistencia se suma al de las resistencias térmicas antes calculadas, y generalmente se expresa como R_D , llamado *factor de incrustación*. Las formas más comunes de incrustación son la *precipitación de depósitos*, la *corrosión*, la *incrustación química* y la *incrustación biológica*, y se pueden evitar recubriendo los tubos metálicos, utilizando materiales en donde se eviten reacciones químicas, o mediante el tratamiento químico de los fluidos de trabajo.

En aplicaciones donde la incrustación sea difícil de eliminar por completo, ésta debe considerarse en el diseño físico del intercambiador, y se deben realizar los ajustes pertinentes para alcanzar la razón de transferencia de calor requerida. El factor de incrustación depende de la temperatura de operación y de la velocidad de los fluidos, así como de la duración del servicio (Cengel, 2007). La incrustación aumenta al aumentar la temperatura y disminuir la velocidad, y se debe calcular mediante métodos experimentales, en donde al valor U para condiciones con incrustación, se le resta el valor de U para condiciones sin incrustación (Ecuación 2.3.17). En la *Tabla 2.1* se muestran valores representativos de factores de incrustación, sin embargo, existen manuales en donde se hallan tablas mucho más extensas. Estos valores se prestan a ligeras variaciones según el autor, y por lo tanto se deben usar como una guía para tener una noción sobre la manera en la que la incrustación afectará a la transferencia de calor.

$$R_D = \frac{1}{U_{sucio}} - \frac{1}{U_{limpio}} \tag{2.3.17}$$

Donde:

R_D = Resistencia térmica por ensuciamiento o incrustación total [m^2C/W]

U_{sucio} = Coeficiente global de transferencia de calor para condiciones con incrustación [W/m^2C]

U_{limpio} = Coeficiente global de transferencia de calor para condiciones sin incrustación [W/m^2C]

Fluido	$R_D, m^2C/W$
Agua destilada, de mar, de río, de alimentación para calderas, por debajo de los 50 °C	.0001
Agua destilada, de mar, de río, de alimentación para calderas, por encima los 50 °C	.0002



Combustóleo	.0009
Vapor de agua (libre de aceite)	.0001
Refrigerantes (líquidos)	.0002
Refrigerantes (vapor)	.0004
Vapores de alcohol	.0001
Aire	.0004

Tabla 2.1 Factores de incrustación (Cengel, 2007)

2.4 Consideraciones para la selección del intercambiador

Cuando se planea diseñar un intercambiador, las consideraciones principales son aquellas relacionadas con las especificaciones de transferencia de calor requeridas, es decir, generalmente se comienza por definir ya sean las temperaturas a la entrada o salida del sistema, o el gasto de masa. Posteriormente, se puede realizar una búsqueda en el catálogo de los fabricantes para seleccionar el intercambiador que más se ajuste a las necesidades, o en caso de que el intercambiador requerido sea especializado, se procede a comenzar el diseño físico del intercambiador. Para cualquiera de los casos, el ingeniero tendrá que escoger entre una gama inmensa de tipos de intercambiadores de calor, por lo cual, antes de comenzar con el diseño o búsqueda, se recomienda tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

2.4.1 Necesidades de transferencia de calor

Esta es la consideración por la cual se debe comenzar siempre, es la más importante de todas, pues es imprescindible que el intercambiador cumpla con las condiciones de transferencia de calor establecidas, con las temperaturas deseadas y el gasto másico definido.

2.4.2 Costo

Generalmente, la limitación en el presupuesto es una consideración importante en el diseño de los intercambiadores. Los intercambiadores de catálogo suelen ser más baratos en comparación con aquellos que se mandan a hacer sobre pedido, sin embargo, no siempre estarán en existencia en los catálogos los intercambiadores de calor requeridos, por lo que será necesario realizar la costosa tarea de diseñar y fabricar un intercambiador que se adecúe a las necesidades. Es importante considerar para el costo total los costos de operación y mantenimiento.



2.4.3 Tamaño y peso

Para la industria aeroespacial y automotriz, lo ideal es que el intercambiador sea lo más pequeño posible. Además, un intercambiador de mayor tamaño significa un mayor costo. El espacio del que se dispone para el intercambiador en algunos casos, limita la longitud de los tubos que se pueden usar.

2.4.4 Potencia para el bombeo

El uso de las bombas o ventiladores que se encargan de mover a los fluidos a través del sistema, tendrá un costo económico proporcional a la potencia de éstas, su tiempo de operación y el precio de la energía eléctrica. Se debe realizar un cuidadoso análisis para determinar las condiciones en las que se tiene el mejor rendimiento con el mejor costo. Las velocidades bajas en los fluidos son útiles para minimizar la erosión, las vibraciones y las caídas de presión.

2.4.5 Especificaciones del intercambiador

El fluido a utilizar, las limitaciones de tamaño y peso, y los cambios de fase son los principales determinantes del tipo de intercambiador que se debe usar. Como ejemplo, los intercambiadores de tubo y coraza resulta apropiados cuando se pretende enfriar un líquido con otro líquido, y para cuando se requiere enfriar un líquido con un gas, los compactos son la mejor opción, pues se tiene una gran área de transferencia de calor del lado del gas.

2.4.6 Materiales

Los materiales de los intercambiadores representan una consideración importante en la selección de los intercambiadores, sobre todo cuando se tienen presiones y temperaturas mayores a 70 atm y 550 °C respectivamente (Cengel, 2007). Una diferencia de 50 °C o mayor entre los tubos y el casco de un intercambiador puede causar un problema de expansión térmica. También, la corrosión puede representar problemas cuando se manejan fluidos corrosivos, por lo cual se deben emplear materiales resistentes como el acero inoxidable o el titanio.

2.5 Fluidos orgánicos

La correcta selección del fluido de trabajo es sumamente importante para el diseño de los elementos del ciclo. Por las características del sistema *OTEC*, este ciclo de trabajo es conocido como Ciclo Rankine Orgánico, *CRO*, cuyo principio de funcionamiento es



básicamente igual al de un Ciclo Rankine común, a diferencia de que para el CRO, se utilizan fluidos orgánicos para generar trabajo. La selección de dicho fluido depende esencialmente de la fuente de calor, además de ciertos criterios que se deben satisfacer, como: estabilidad, baja o nula corrosión, baja toxicidad, sin impacto ambiental, entre otros. Existen también muchas propiedades termodinámicas que se deben tomar en cuenta para la selección, las cuales serán listadas más adelante. Gran parte de los estudios y publicaciones realizados sobre la selección de fluidos orgánicos están basados en análisis teóricos de los mismos usando simulaciones de modelos termodinámicos. Gracias a este trabajo, se han propuesto diferentes criterios de clasificación, los cuales se enlistan a continuación:

2.5.1 Según la presión de trabajo

Se toma como referencia la temperatura de ebullición a presión atmosférica:

- *Baja presión:* Alta temperatura de ebullición, superior a los 20 °C.
- *Media presión:* Su temperatura de ebullición se encuentra entre los 20°C y -30 °C.
- *Alta presión:* Temperatura de ebullición baja, entre los -30 °C y -80 °C.
- *Muy alta presión:* Temperatura de ebullición muy baja, menor a -80 °C.

2.5.2 Según el reglamento de seguridad

- *Grupo primero:* Refrigerante no combustible o tóxico.
- *Grupo segundo:* Tóxico o corrosivo: Refrigerante combustible o explosivo en una mezcla de un 3.5 % o más en volumen.
- *Grupo tercero:* Combustible o explosivo en una mezcla al 3.5 % o menor en volumen.

2.5.3 Según la toxicidad, inflamabilidad y explosividad del fluido

- *Toxicidad:* Se mide su concentración y el tiempo de exposición. Se divide en dos grupos: A y B.
- *Inflamabilidad y explosividad:* Se mide su concentración en tanto por ciento de volumen o partes por millón.

2.5.4 Según la composición química del fluido

- *Clorofluorocarbono:* También llamados CFC's, son derivados de los hidrocarburos saturados, actualmente están prohibidos por dañar severamente a la capa de ozono.
- *Halón:* Formados por moléculas de C, en donde uno de los hidrógenos es sustituido por una sal. Prohibidos para uso en refrigeración o en ciclo de potencia por ser dañino para la capa de ozono.



- **Hidroclorofluorocarbono:** También conocidos como HCFC's, son un grupo de compuestos químicos, que incluye alcanos, con uno o más halógenos, tales como flúor o cloro.
- **Hidrofluorocarbono:** Son los fluidos refrigerantes más de moda como sustituto de los anteriores, no destruyen la capa de ozono, aunque algunos de ellos producen un efecto invernadero importante. Ejemplos: R152A, R32, R125 y el R134A.
- **Hidrobromofluorocarbono:** Hidroalcano en el cual se sustituye la molécula de cloro por otra de bromo. Están prohibidos por su daño a la capa de ozono.
- **Perfluorocarbono:** Compuestos en los cuales todos los hidrógenos son sustituidos por átomos de flúor. Están prohibidos por su enorme potencial de calentamiento global y su duración en la atmósfera.

2.5.5 Según la forma del domo en el diagrama T-S

- **Pendiente de vapor saturado positivo:** $\frac{dT}{ds} > 0$, cuando el proceso de expansión isoentrópica en la turbina termina en la región de vapor sobrecalentado, eliminando riesgo de formación de gotas en la turbina. Sin embargo, el condensador debe eliminar proporcionalmente más energía. Algunos de estos fluidos son el benceno, tolueno y el n-pentano. (Ver Ilustración 2.17c)
- **Pendiente de vapor saturado negativo:** $\frac{dT}{ds} < 0$, se llaman fluidos húmedos. Éstos deben de ser sobrecalentados antes de entrar a la turbina para evitar la formación de gotas de líquido saturado. El gua es un ejemplo de este grupo. (Ver Ilustración 2.17b)
- **Pendiente de vapor saturado infinito:** $\frac{dT}{ds} = \infty$, la curva de saturación coincide con la línea isoentrópica. En la práctica significa que el proceso de descompresión isoentrópica tiene lugar a lo largo de la curva de saturación o paralela a ella. (Ver Ilustración 2.17a) (Esquerra Bosqued & Guallar Paracuellos, 2010).

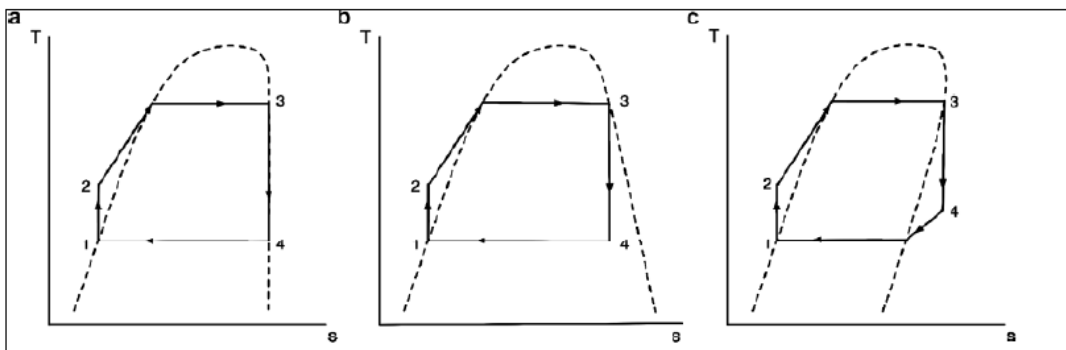


Ilustración 2.17 a) Fluido isoentrópico, b) Fluido húmedo, c) Fluido seco (Esquerra Bosqued & Guallar Paracuellos, 2010)



Cuando se realiza la selección del fluido de trabajo, es importante tomar en cuenta las propiedades físicas y termodinámicas del mismo, ya que éstos pueden afectar el rendimiento y costo final del ciclo de potencia. A continuación se enlistan las principales características de dichos fluidos:

- *Desempeño termodinámico:* Esta característica está relacionada directamente con las propiedades termodinámicas del fluido como densidad específica, punto crítico, factor acéntrico, calor específico, entre otras. Para encontrar el fluido que mejor se ajuste al ciclo, es necesario simular el ciclo con diferentes fluidos y compararlos entre ellos, registrando la eficiencia y/o la energía neta producida en cada caso.
- *Curva de vapor saturado con pendiente positiva o infinita:* Para casos en donde la curva de vapor saturado es negativa, la expansión en la turbina genera gotas. Por lo tanto el vapor debe ser sobrecalentado antes de entrar a la turbina para evitar daños en la turbina.
- *Alta densidad de vapor:* Entre mayor densidad, menor volumen específico, y por lo tanto, menor gasto volumétrico, lo que significa que las tuberías y los elementos podrán ser de menor tamaño.
- *Baja viscosidad:* Para mantener la mejor razón de transferencia de calor, y minimizar las pérdidas por fricción.
- *Alta conductividad térmica:* Se requiere de esta propiedad para tener los mayores coeficientes de transferencia de calor en los intercambiadores.
- *Elevada estabilidad térmica:* A diferencia del agua, los fluidos orgánicos sufren descomposiciones químicas a altas temperaturas, por lo tanto es importante conocer el límite de temperatura para estos fluidos.
- *Elevada temperatura de auto ignición:* Para evitar riesgos de explosión durante la operación.
- *Coexistencia con materiales ingenieriles:* Es decir, que deben ser no corrosivos, no tóxicos, y compatibles con los materiales y los aceites de lubricación.
- *Bajo punto de fusión:* Debe ser menor al de la temperatura ambiente en todo el año, para evitar el congelamiento del fluido.
- *Presión de condensación positiva:* La presión manométrica de presión debe ser mayor a la presión atmosférica, para evitar infiltraciones al sistema.
- *Baja entalpía de vaporización:* Para reducir irreversibilidades, generadas en el vaporizador y elevar la temperatura del fluido de trabajo con mayor facilidad.
- *Bajo daño a la capa de ozono:* El daño causado deber ser de nulo o prácticamente nulo.
- *Bajo potencial de efecto invernadero:* Son medidos en comparación con el CO₂, debe ser lo menor posible, aunque actualmente se prohíbe el uso de fluidos con alto potencial de efecto invernadero.
- *Alta disponibilidad y bajo costo:* Actualmente los fluidos orgánicos no son muy difíciles de obtener, y su precio baja constantemente (Nouman, 2012).



Un fluido orgánico que posea todas estas características puede ser considerado como ideal, sin embargo, no existe tal fluido, por lo que siempre se procura tener el mejor balance entre todas esas características para obtener el más alto rendimiento. La menor entalpía de vaporización de los fluidos orgánicos con respecto al agua, significa una mejor capacidad de aprovechar la energía de la fuente de calor, con menores pérdidas debido a la irreversibilidad del proceso calefactor. Sin embargo, la menor capacidad calorífica de estos fluidos con respecto al agua, genera mayores costos de empleo y mayores flujos máscos. La entalpía de vaporización baja es recomendable en el fluido de trabajo, ya que esto implica que su perfil de temperaturas se acerca más al de la fuente de calor (ver *Ilustración 2.18*), esto, a su vez, mejora el rendimiento en el intercambiador de calor, además de que se alcanzan mayores temperaturas y valores de entalpía a la salida del vaporizador.

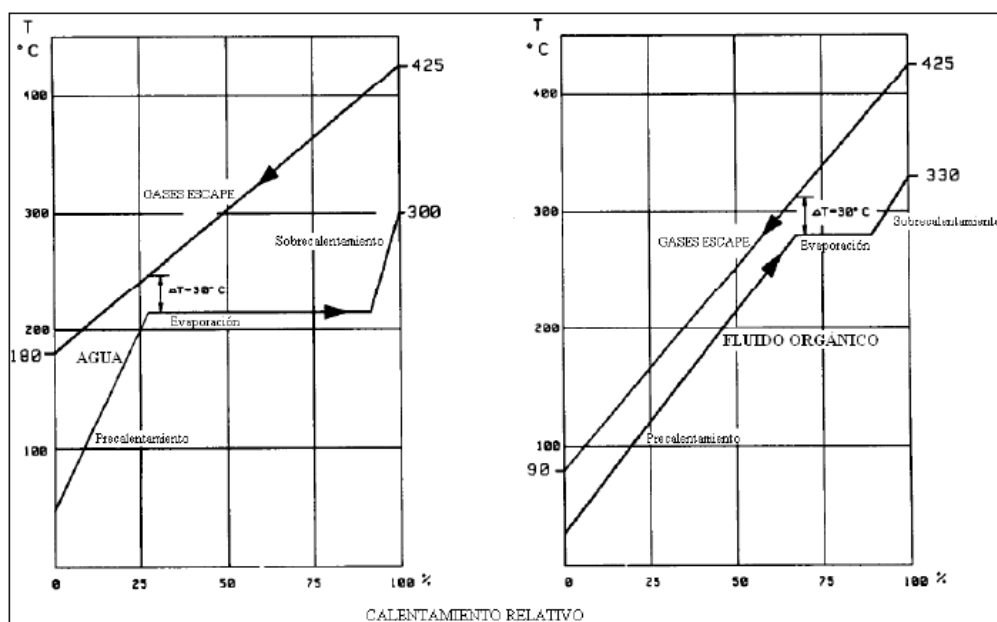


Ilustración 2.18 Comparación gases de escape y un fluido orgánico para un foco a la misma temperatura (Esquerra Bosqued & Guallar Paracuellos, 2010)

Con la información descrita a lo largo de este capítulo, ahora se tiene una noción general sobre intercambiadores de calor. Para cada uno de ellos se especificaron condiciones de trabajo recomendadas, lo cual será útil en el próximo capítulo en el que dichas condiciones se calculen. En adición a eso, las características descritas de los fluidos orgánicos ayudarán a la correcta selección de éste, y del mismo modo, los métodos para el análisis de los intercambiadores de calor serán clave para el diseño del vaporizador. A estas alturas se tiene una alta gama de opciones para el diseño del vaporizador, sin embargo, más adelante, estas opciones se irán reduciendo, pues las especificaciones del ciclo limitarán la posibilidad de utilizar muchas de estas alternativas.

CAPÍTULO III

Metodología de cálculo



Introducción

En este capítulo, se realizarán los cálculos para determinar los estados del Ciclo Rankine Orgánico para una planta *OTEC* de ciclo cerrado de 1 MWe neto. Actualmente, existe en la literatura referencias en relación a los principales estados y elementos que se manejan en este tipo de ciclos, las cuales serán utilizadas como base para realizar los cálculos mencionados. Con dicha información, se podrá seleccionar el vaporizador que mejor se ajuste a la planta *OTEC*. Más adelante, utilizando los métodos de análisis de intercambiadores de calor, se podrán obtener datos como el área superficial de transferencia de calor, el coeficiente global de transferencia de calor, las diferencias de temperaturas medias logarítmicas, entre otros parámetros, los cuales forman parte del diseño físico y térmico del vaporizador. Todos los procedimientos serán detallados a lo largo de este capítulo y serán tabulados con ayuda de programas especializados en propiedades termodinámicas.

3.1 Selección del fluido de trabajo

Para llevar a cabo la selección del fluido de trabajo con la que operará la planta *OTEC*, es necesario definir potenciales fluidos de trabajo, y someterlos a una matriz de decisión para ser comparados, tomando en cuenta diferentes criterios de decisión. A continuación, se muestran las pautas propuestas para llevar a cabo dicha selección:

Salto entálpico neto (Δh_{neto})

El salto entálpico neto (Δh_{neto}) del fluido dentro del ciclo, es la diferencia entre el salto entálpico a lo largo de la turbina y el salto entálpico a lo largo de la bomba ($\Delta h_{turbina} - \Delta h_{bomba}$), y se considera sumamente importante debido a que se relaciona directamente con la potencia eléctrica neta generada en la planta, es decir, un mayor salto entálpico corresponde a una mayor potencia eléctrica neta generada. Para conocer dicho salto entálpico, se requieren conocer los principales estados de ciclo termodinámico, para lo cual, se tomaron como referencia diversos artículos sobre plantas *OTEC*⁷, y con base en ellos, se propusieron los principales estados del ciclo, así como las consideraciones referentes a la instalación y eficiencias de los elementos en la planta. En la *Tabla 3.1*, se enlistan dichas consideraciones. Al tener definidos todos los estados del ciclo, se puede hacer una simulación para cada fluido de trabajo, y de esta manera, conocer diferentes parámetros,

⁷ Dichos artículos se encuentran citados en las *Referencias*



como lo son el salto entálpico neto, los flujos máscicos y las presiones de trabajo en el vaporizador y en el condensador.

CONSIDERACIONES
El agua de mar en el vaporizador entra a 26 °C y sale a 22.9 °C
El agua de mar en el condensador entra a 4.5 °C y sale a 10.3 °C
La eficiencia de la bomba del ciclo es de 0.8
La eficiencia del turbogenerador es de 0.76
El fluido de trabajo se calienta en el vaporizador hasta vapor saturado a una temperatura de 21.1 °C
El fluido de trabajo se enfría en el condensador hasta líquido saturado a una temperatura de 11.9 °C
No se consideran caídas de presión en los intercambiadores de calor
Las bombas de agua de mar tienen una eficiencia de 0.8
Las tuberías de succión de agua fría y cálida descienden 1, 000 m y 20 m respectivamente
Las bombas para agua de mar se encuentran a 3 m sobre el nivel del mar
No se consideran pérdidas en las tuberías de aspiración ni de descarga
Las densidades consideradas para agua de mar fría y caliente son 1027 kg/m ³ y 1024 kg/m ³ respectivamente

Tabla 3.1 Consideraciones para determinar los estados del ciclo cerrado de una planta OTEC

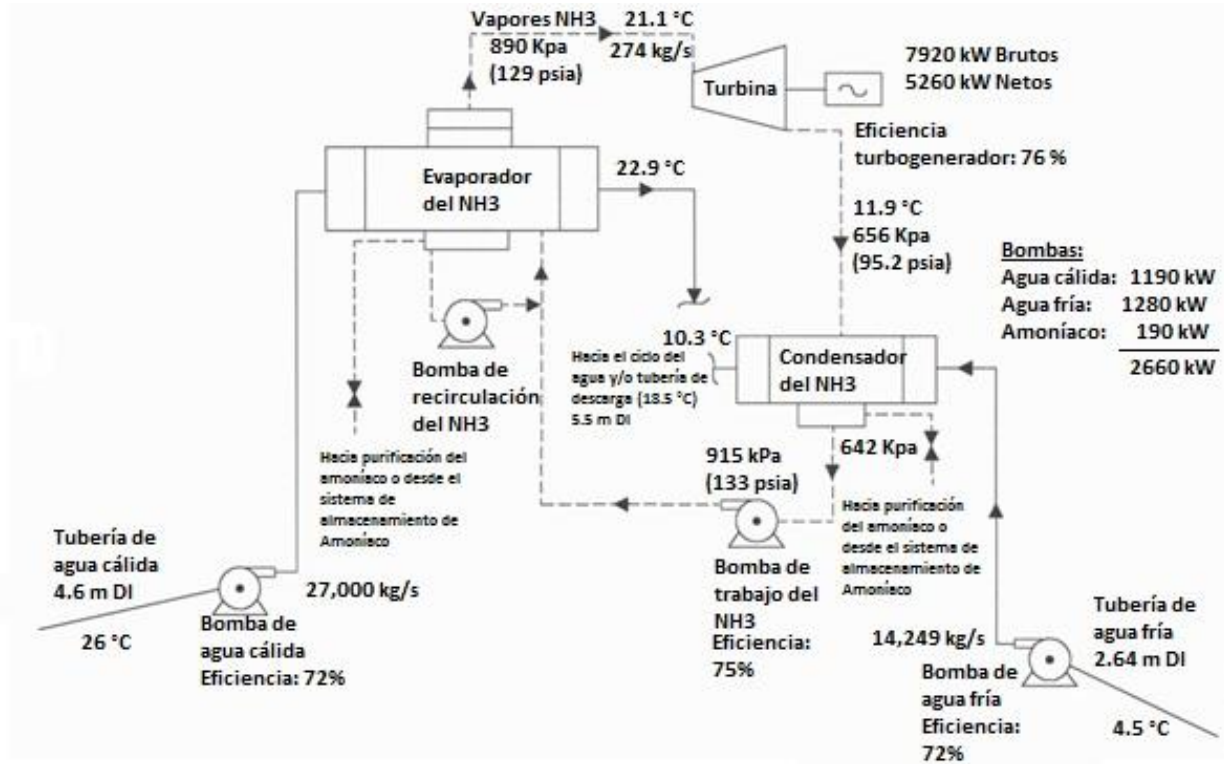


Ilustración 3.1 Ciclo cerrado de planta OTEC utilizado como referencia para matriz de decisión (Vega, 2012)



Presión de trabajo

Las presiones de trabajo en los intercambiadores de calor (vaporizador y condensador) son computadas mediante el mismo procedimiento con el que se calculó el salto entálpico neto, y son de suma importancia debido a que se relacionan estrechamente con la potencia consumida por la bomba que hace circular al fluido de trabajo dentro del ciclo. Es deseable, desde luego, que las presiones de trabajo sean las menores posibles, pues de esta manera, se tendrá un menor consumo de energía por parte de la bomba en el ciclo.

Potencial de calentamiento global (GWP)

Ésta es una medida relativa de cuánto calor puede ser atrapado por un determinado gas de efecto invernadero, en comparación con un gas de referencia, por lo general, dióxido de carbono (CO₂), el cual posee un GWP de 1. Es necesario que el fluido de trabajo seleccionado posea un GWP por debajo de los límites establecidos por el Protocolo de Montreal; ninguno de los potenciales fluidos de trabajo, que más adelante se mencionarán, se encuentra vetado por dicho protocolo, sin embargo, es conveniente seleccionar aquel que posea el menor GWP de entre los potenciales fluidos de trabajo.

Inflamabilidad

Los refrigerantes se dividen en tres grupos de acuerdo con su inflamabilidad:

Clase 1	Se refiere a los refrigerantes que no son inflamables a 21 °C y presión atmosférica.
Clase 2	Se refiere a los refrigerantes que son inflamables únicamente cuando su densidad en el aire supera los $0.1 \frac{Kg}{m^3}$, a 21 °C y presión atmosférica. Además, su poder calorífico debe ser menor a $19 \frac{KJ}{Kg}$.
Clase 3	Se refiere a los refrigerantes que son altamente inflamables, incluso cuando su densidad en el aire es menor a $0.1 \frac{Kg}{m^3}$, a 21 °C y presión atmosférica. Su poder calorífico deber ser igual o mayor a $19 \frac{KJ}{Kg}$.

Tabla 3.2 Clasificación de inflamabilidad de refrigerantes (IIR, 2011)

Por lo tanto, la inflamabilidad determina si el fluido tendrá o no una fácil reacción de combustión, en condiciones ambiente. Es importante que el fluido de trabajo seleccionado sea de *Clase 1* ó *2*, ya que trabajar con un fluido de *Clase 3* podría resultar riesgoso para la integridad de los operadores y de la planta.



Toxicidad

La toxicidad de un refrigerante se clasifica de la siguiente manera:

Clase A	Refrigerantes que son tóxicos en concentraciones mayores a 400 partes por millón (400 ppm).
Clase B	Refrigerantes que son tóxicos en concentraciones menores a 400 partes por millón (400 ppm).

Tabla 3.3 Clasificación de toxicidad de refrigerantes (IIR, 2011)

Es necesario que el fluido de trabajo seleccionado pertenezca a la *Clase A*, puesto que se manejarán volúmenes considerables de éste, y cualquier tipo de fuga podría significar un riesgo muy alto de intoxicación.

Flujo másico de operación

Se busca tener el menor flujo másico posible, pues de esta manera, las pérdidas hidráulicas serán menores, y la potencia consumida por parte de la bomba que mantiene el fluido en circulación también disminuirá.

Con los criterios de selección antes mencionados, se tienen las pautas más representativas a considerar para llevar a cabo una selección satisfactoria. El siguiente paso, es definir los potenciales fluidos de trabajo que serán sometidos a la matriz de decisión, para ello, se consultaron diversos artículos⁸ relacionados con el estudio del comportamiento de diferentes fluidos orgánicos en plantas *OTEC*, en donde la mayoría de ellos, concluyeron que los fluidos más viables para trabajar en un ciclo Rankine orgánico para una planta *OTEC* son los siguientes:

- R717 (Amoníaco)
- R134A (Tetrafluoroetano)
- R152A (Difluoretano)
- R600 (Isobutano)
- R290 (Propano)
- R32 (Difluorometano)
- R22 (Clorodifluorometano)
- R407C (Compuesto entre R32, R125 y R134A)
- R410A (Compuesto entre R32 y R125)
- R12 (Difluordiclorometano)
- R500 (Compuesto entre R12 y R152A)

⁸ Los artículos consultados se citan en las *Referencias*



Todos ellos son desde luego fluidos orgánicos, clasificados como refrigerantes, en donde una de sus principales propiedades es que cuentan con un bajo punto de ebullición, (necesario para el funcionamiento dentro de una planta OTEC de ciclo cerrado); y a pesar de que se cuenta con una amplia gama de opciones, la mayoría de éstos han sido descartados debido a que exceden los límites establecidos en los criterios de decisión mencionados anteriormente. Por lo tanto, los únicos refrigerantes sometidos a la matriz de decisión fueron: R152A, R32, R134A y R410A.

En la *Tabla 3.4* se pueden observar las propiedades de los refrigerantes evaluados, tomando en cuenta los criterios de decisión propuestos. En la *Tabla 3.5*, se muestra el porcentaje de importancia asignado a cada criterio de decisión, basado en la premisa de que el valor con el mayor porcentaje corresponde al valor más deseado entre los fluidos evaluados, y de que el valor con el menor porcentaje corresponde al valor menos deseado entre fluidos evaluados. Finalmente, en la *Tabla 3.6*, se muestra la matriz de decisión, con el porcentaje total alcanzado por cada uno de los refrigerantes. Se puede notar, que el R512A cuenta con el mayor porcentaje de entre los fluidos evaluados, lo que significa que es la opción más viable para funcionar dentro de una planta OTEC de ciclo cerrado.

CARACTERÍSTICAS DE REFRIGERANTES PARA PLANTA OTEC DE 1MWe				
	R152A	R32	R134A	R410A
Δh net [KJ/Kg]	6.87	6.66	4.4	4.55
GWP [--]	140	675	1430	2088
Inflamabilidad [--]	2	2	1	1
Toxicidad [--]	A	A	A	A
Presión trabajo vaporizador [Bar]	5.30	15.20	5.91	14.87
Presión trabajo condensador [Bar]	3.97	11.71	4.42	11.51
Gasto másico [kg/s]	179.22	185.71	280.33	274.28

Tabla 3.4 Propiedades de los refrigerantes evaluados

PONDERACIONES			
	Valor	%	Unidades
Δh net	6.87	30	KJ/kg
	4.4	0	KJ/kg
GWP	140	10	--
	2088	0	--
Inflamabilidad	1	10	--
	2	5	--
	3	0	--
Toxicidad	A	10	--
	B	5	--



Presión trabajo vaporizador	5.3	12.5	Bar
	15.20	0	Bar
Presión trabajo condensador	3.97	12.5	Bar
	11.71	0	Bar
Gasto másico	179.22	15	kg/s
	280.33	0	kg/s

Tabla 3.5 Porcentajes de importancia asignados a cada criterio de decisión

MATRIZ DE DECISIÓN PARA LA SELECCIÓN DE FLUIDO DE TRABAJO DE UNA PLANTA OTEC DE 1 MWe				
	R152A	R32	R134A	R410A
Δh net [30 %]	30.0	27.4	0.0	1.8
GWP [10 %]	10.0	7.3	3.4	0.0
Inflamabilidad [10 %]	5.0	5.0	10.0	10.0
Toxicidad [10 %]	10.0	10.0	10.0	10.0
Presión trabajo [25 %]	25.0	0.0	23.5	0.7
Gasto másico [15 %]	15.0	14.0	0.0	0.9
TOTAL [100 %]	95.0	63.7	46.9	23.5

Tabla 3.6 Matriz de decisión con porcentajes alcanzados

3.2 Selección del tipo de vaporizador

Es común que los intercambiadores de calor manejados a nivel industrial sean diseñados para trabajar con fluidos monofásicos, es decir, fluidos que no sufren un cambio de fase dentro del intercambiador; sin embargo, para nuestro propósito, es necesario que el intercambiador de calor a seleccionar sea capaz de evaporar el fluido de trabajo, por lo que las opciones a escoger se reducen a aquellos intercambiadores que logran cumplir con dicho objetivo, como los que se enlistan a continuación:

- *Evaporador:* Cualquier intercambiador diseñado para suministrar vapor de agua.
- *Caldereta:* Cualquier intercambiador diseñado para suministrar los requerimientos de calor de un proceso de destilación, como lo son los vapores al fondo de una columna de destilación, ya sea que produzca o no vapor de agua.
- *Vaporizador:* Cualquier intercambiador en el que un fluido está sujeto a vaporización, y que no forma parte de un proceso de evaporación (vapor de agua) o destilación. (Kern, 1965).



Debido a que se requiere generar vapor de R152A, y a que el propósito de dicho vapor es mover una turbina para generar energía eléctrica, el *vaporizador* se convierte en la única opción viable, por lo tanto, este será el tipo de intercambiador a utilizar.

3.2.1 Proceso de vaporización

Los vaporizadores son utilizados para llenar una multitud de servicios relacionados con calor latente que no forman parte de procesos evaporativos o de destilación. El tipo más común de vaporizador es el intercambiador horizontal de tubos y coraza ordinario o una de sus modificaciones, y la vaporización puede ocurrir ya sea en la coraza o en los tubos (Kern, 1965). Por esta razón, se ha optado por este tipo de intercambiador, cuyas especificaciones se detallarán a lo largo de este capítulo.

En un evaporador para planta de fuerza, por ejemplo, el 50 % ó 60 % de la parte superior de la coraza se utiliza con el fin de separar el líquido arrastrado por las burbujas de vapor, tal y como se muestra en la *Ilustración 3.2*. El diseño mecánico y grosor de la coraza del evaporador se basan en la presión del lado de la coraza y en su diámetro. En la mayoría de los casos, la presión o el vacío no son grandes, de manera que el espesor de la coraza no suele ser muy desproporcionada. Sin embargo, en el caso de un vaporizador, la operación se efectúa a menudo a alta presión, lo que significa que proveer de espacio adicional para la liberación del líquido contenido en el vapor, resulta muy costoso. Por esta razón, los vaporizadores no se diseñan con separación interior, sino que se utilizan medios externos tales como conectar un tambor soldado al vaporizador en donde el líquido arrastrado se separa del vapor (Kern, 1965). Este arreglo resulta muy económico.

Cuando se utiliza como vaporizador un intercambiador de tubos y coraza, no puede adaptársele una purga debido a la configuración del mismo, y porque todo el alimento resulta valioso. Además, si el alimento fuera completamente vaporizado, cualquier sustancia residual existente en el fluido quedaría asentado en la superficie de los tubos, generando una resistencia térmica que afectaría el rendimiento del vaporizador. Por otro lado, si el vaporizador contuviera mucha superficie, es decir, si estuviera sobrediseñado, se correría el riesgo de sobrecalentar el vapor, lo cual es indeseable para la mayoría de los procesos, puesto que los vapores sobrecalentados requieren subsecuentemente mayor área para enfriarse. Estos factores establecen una regla que siempre deberá emplearse para el cálculo de un vaporizador. *El alimento a un vaporizador no deberá vaporizarse completamente*. Parece ser que un 80 % de vaporización favorece la buena operación de un intercambiador de tubos y coraza. (Kern, 1965).

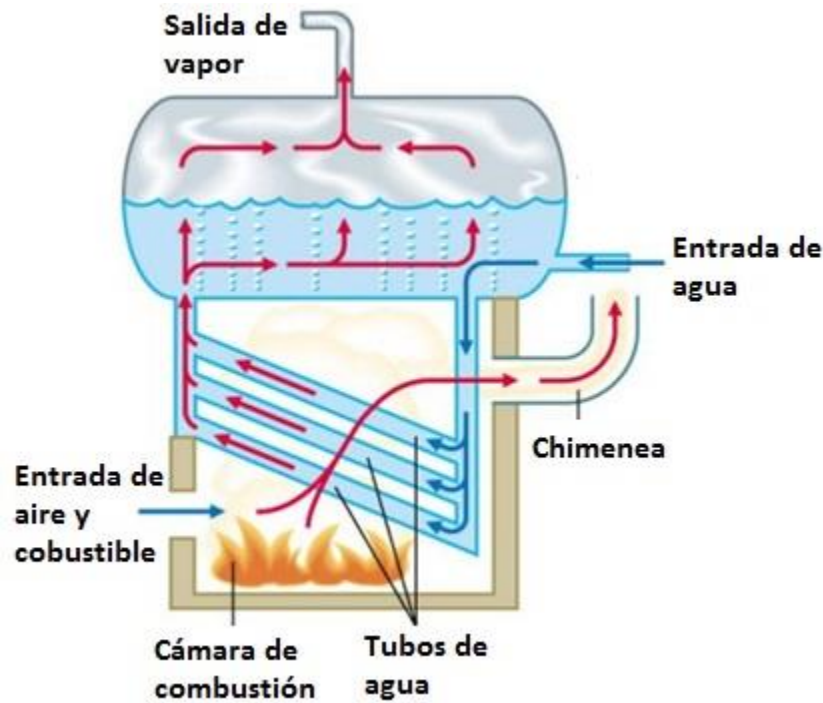


Ilustración 3.2 Evaporador para planta de fuerza (INPSASEL, 2009)

Vaporizador de circulación forzada

Cuando el líquido se alimenta a un vaporizador mediante una bomba (como sucede en las plantas OTEC), se dice que el vaporizador se alimenta por *circulación forzada*. Un ejemplo típico se muestra en la *Ilustración 3.3*. El circuito consiste en un intercambiador de tubos y coraza 1-2 que sirve como vaporizador y un tambor para separar el líquido arrastrado por el vapor, en el que dicho líquido se extrae y se recombina con el alimento fresco. El vapor generado se obtiene de la parte superior de ese tambor. Puesto que es deseable vaporizar únicamente el 80 % del líquido que entra al vaporizador, el total del líquido que entra será el 125 % de la cantidad de vapor requerido.

Limitaciones de flujo de calor y diferencia de temperatura

Cuando se vaporizan líquidos de recipiente, tal y como sucede en los evaporadores para plantas de fuerza, se pueden obtener flujos de calor ($\frac{Q}{A}$ o $U_D \Delta T$) extremadamente altos. Para agua por ejemplo, se han reportado flujos máximos de $400,000 \frac{BTU}{hft^2}$, y para sustancias orgánicas, de $70,000 \frac{BTU}{hft^2}$ a $125,000 \frac{BTU}{hft^2}$, sin embargo, más allá de estos valores, la transferencia de calor disminuye debido a la formación de una película de gas en el tubo (Kern, 1965). Este es el fenómeno de interferencia por gas, el cual es la causa de la principal dificultad en el diseño y operación de los intercambiadores vaporizadores. Para el caso de los intercambiadores de tubos y coraza convencionales, en donde la vaporización se lleva a



cabo sin una separación continua de líquido-vapor, los flujos máximos de calor se ven reducidos considerablemente en comparación con los de vaporización en recipiente. Ya que, restringiendo la separación líquido-vapor, la posibilidad para la interferencia por gas aumenta ampliamente, de manera que también es necesario restringir el flujo de calor a un valor permitido de seguridad fuera del rango en el cual pueda ocurrir. Por lo tanto, el flujo máximo de calor permitido para vaporizadores de circulación forzada y calderas para vaporizar sustancias orgánicas, es de $20,000 \frac{BTU}{hft^2}$. (Kern, 1965).

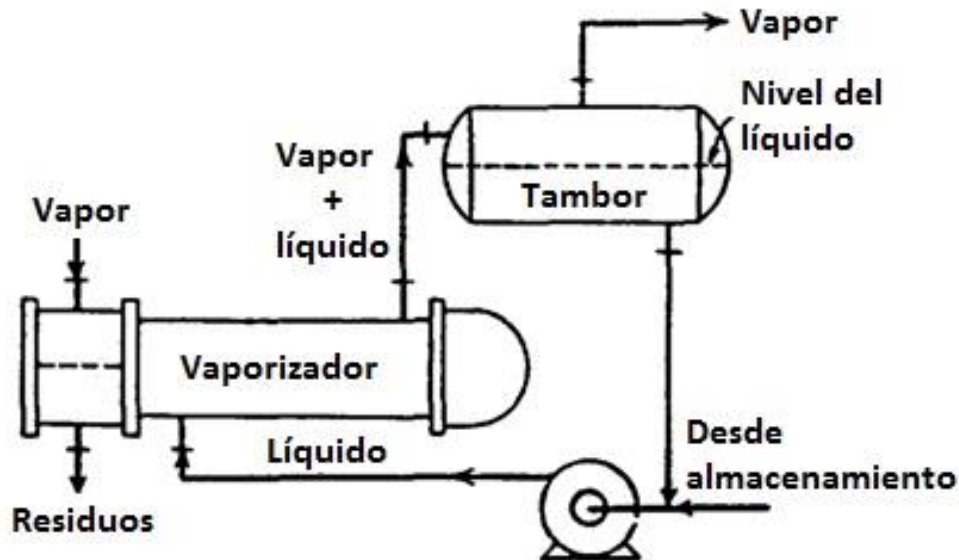


Ilustración 3.3 Proceso de vaporización con circulación forzada (Kern, 1965)

Vaporizador de bombeo directo con ebullición isotérmica

Si un líquido es sustancialmente puro (como es el caso del R152A), o es una mezcla de punto de ebullición constante, ebullición isotérmicamente. Para operaciones de ebullición de servicio, tales como la vaporización de un líquido subenfriado, hará falta llevar el líquido a su temperatura de ebullición, es decir, precalentarlo. Puesto que la coraza de un vaporizador de circulación forzada es esencialmente la misma que cualquier otro tipo de evaporador de tubos y coraza, el precalentamiento puede hacerse en la misma coraza que la vaporización. Para llevar a cabo el cálculo de los coeficientes convectivos, así como el de la diferencia de temperaturas media logarítmica, hará falta dividir el vaporizador en dos zonas sucesivas, una para precalentamiento y otra para vaporización. La diferencia verdadera de temperatura es la diferencia balanceada de temperatura para las dos zonas, y, de la misma manera, el coeficiente de transferencia de calor es el coeficiente de transferencia balanceado entre ambas zonas.

En la zona de precalentamiento, se puede utilizar la *Ecuación 3.2.1* para calcular el coeficiente de transferencia de calor del lado de la coraza; posteriormente, para la zona de



vaporización, cuando la ebullición se da de lado de la coraza de manera isotérmica, también se puede utilizar la *Ecuación 3.2.1*, basándose en la premisa de que “*El calor debe primero ser absorbido por el líquido mediante convección forzada antes de ser absorbido por las burbujas de vapor, y de que el coeficiente de película del líquido calefactor es el coeficiente controlante en esa secuencia*”. Ambas condiciones se cumplen para la vaporización del R152A, y cabe mencionar que las propiedades deben ser calculadas en estado de líquido saturado al utilizar la *Ecuación 3.2.1* en la zona de vaporización (Kern, 1965).

$$h_o = j_H \left(\frac{k}{D_e} \right) Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.2.1)$$

Donde:

h_o = Coeficiente de convección externo del fluido [BTU/hft²°F]

$j_H = 0.5(1 + B/d_s)(0.08Re^{0.6821} + 0.7Re^{0.1772})$ = Factor de Colburn modificado

Re = Número de Reynolds del fluido

B = Distancia entre bafles [in]

d_s = Diámetro de la coraza [in]

k = Coeficiente de conductividad térmica del fluido [BTU/hft°°F]

D_e = Diámetro equivalente de la coraza [ft]

Pr = Número de Prandtl = $\frac{Cp\mu}{k}$

Cp = Calor específico del fluido [BTU/lbm°°F]

μ = Viscosidad dinámica del fluido [lbm/ft·h]

μ_w = Viscosidad dinámica del fluido a la temperatura de pared [lbm/ft·h]

Por otro lado, la caída de presión para el lado de la coraza en la zona de vaporización se calcula sustituyendo la gravedad específica por la gravedad específica promedio en el denominador de la *Ecuación 3.2.2*, siendo ésta última calculada mediante la *Ecuación 3.2.3*. (Kern, 1965).

$$\Delta P_f = \frac{fG^2d_s(n_b+1)}{7.5 \times 10^{12} d_e s \phi} \quad (3.2.2)$$

$$s_{prom} = \frac{s_{ent} + s_{sal}}{2} \quad (3.2.3)$$



Donde:

ΔP_f = Caída de presión por fricción [psi]

f = Factor de fricción de Darcy

G = Gasto masa [lbm/hft²]

n_b = Número de bafles

d_e = Diámetro equivalente de la coraza [in]

s = Gravedad específica

\emptyset = Factor de corrección de viscosidad = $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$

s_{prom} = Gravedad específica promedio del fluido a vaporizar en la zona de vaporización

s_{ent} = Gravedad específica del fluido a vaporizar a la entrada de la zona de vaporización

s_{sal} = Gravedad específica del fluido a vaporizar a la salida del intercambiador

Mientras que el condensador es el equipo más limpio en un sistema de vaporización-condensación, el vaporizador es usualmente lo contrario. El vaporizador tiende a acumular residuos, y por esta razón son deseables grandes tasas de recirculación y amplios factores de obstrucción (Kern, 1965).

3.3 Consideraciones físicas del vaporizador

3.3.1 Colocación de los fluidos

Con la información incluida en el *Subtema 3.2*, se puede confirmar que un vaporizador de tubos y coraza es capaz de cumplir con los requerimientos especificados. Habiendo determinado el tipo de intercambiador a utilizar, el siguiente paso es definir la posición de los fluidos en el vaporizador, es decir, cuál fluido deberá ir dentro de los tubos y cuál del lado de la coraza. La *Tabla 3.7* muestra una serie de recomendaciones para el correcto posicionamiento de los fluidos.



Fluido de lado de los tubos	Fluido de lado de la coraza
Fluido corrosivo	Vapor condensante ⁹
Agua de enfriamiento ¹⁰	Fluido con mayor ΔT
Fluido con mayor factor de incrustación	Fluido con menor coeficiente de transferencia de calor
Fluido menos viscoso	
Fluido a mayor presión	
Fluido calefactor	

Tabla 3.7 Consideraciones para colocación de los fluidos (Serth, 2007)

Suponiendo que el agua de mar cálida se coloca del lado de los tubos, las condiciones de *Fluido corrosivo* y *Fluido calefactor* se cumplen por las siguientes razones:

- El agua de mar posee una cantidad considerable de sólidos y sales minerales disueltos (24 $\frac{g}{lt}$ de Cloruro de Sodio, 5 $\frac{g}{lt}$ de Cloruro de magnesio, 4 $\frac{g}{lt}$ de Sulfato neutro de sodio, 1.1 $\frac{g}{lt}$ de Cloruro de magnesio, 0.7 $\frac{g}{lt}$ de Cloruro de potasio, entre otros componentes) los cuales son compuestos inorgánicos iónicos que dan paso a las reacciones electroquímicas que ocasionan corrosión en gran variedad de metales. (WordPress, 2016)
- El agua de mar será utilizada como fuente de calor para vaporizar el fluido de trabajo (R152A), por lo tanto, será el fluido calefactor de dicho sistema.

Por otro lado, las condiciones que no se cumplen son: *Fluido menos viscoso* y *Fluido a mayor presión*. En cuanto a esta última condición, deberá ser tomada en cuenta únicamente para sistemas de vaporización que operan bajo altas presiones de trabajo. Como se verá más adelante, las presiones de trabajo que se manejan en vaporizadores para plantas OTEC oscilan entre 1 y 8 bares absolutos, las cuales son consideradas como presiones relativamente bajas; esto significa que, no es necesario considerar a la presión de trabajo como una condición para el posicionamiento de los fluidos. Finalmente, con base en la información obtenida de diversos estudios, se han podido estimar los factores de incrustación de una gran cantidad de fluidos diferentes. Para el caso del agua de mar, el factor de incrustación se estima entre $0.9 \times 10^{-4} \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$ y $1.8 \times 10^{-4} \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$, mientras que para el R152A, el factor de incrustación oscila alrededor de $1.8 \times 10^{-4} \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$ (Serth, 2007). Como se puede observar, no existe una gran diferencia entre los factores de incrustación de ambos fluidos, encima de eso, al procurar que el refrigerante no sea totalmente vaporizado, se reduce la posibilidad de incrustación gracias al arrastre generado por las partículas de líquido. Todo esto nos conduce a la conclusión de que el ensuciamiento ocasionado por los fluidos no es un parámetro decisivo en la colación de los fluidos, sin embargo, si se

⁹ No aplica para vaporizador de planta OTEC de ciclo cerrado

¹⁰ No aplica para intercambiadores vaporizadores



decidieran utilizar tubos aletados para aumentar la transferencia de calor, es conveniente mantener el agua de mar por dentro de los tubos, pues los sólidos y sales minerales disueltos en él, podrían quedar atrapados entre las aletas, ocasionando una resistencia térmica que disminuirá el rendimiento del vaporizador.

En cuanto al lado de la coraza, por donde supondremos que el R152A fluirá, se cumplen las condiciones de *Fluido con mayor ΔT* y *Fluido con menor coeficiente de transferencia de calor* por las siguientes razones:

- Tomando en cuenta el ciclo *OTEC* mostrado en la *Ilustración 3.1*, se puede notar que el cambio de temperatura que sufre el fluido de trabajo a lo largo del vaporizador es mucho mayor al que experimenta el agua de mar cálida en el mismo intercambiador. A pesar de que en dicho ejemplo el fluido de trabajo es amoníaco, se recomienda mantener las temperaturas del sistema constantes si se desea utilizar R152A como fluido de trabajo.
- Para sistemas que operan con solventes orgánicos del lado de la coraza y agua del lado de los tubos, se manejan Coeficientes globales de transferencia de calor (U) que oscilan entre $285 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ y $850 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$. Además, se sabe que el agua cálida en intercambiadores de tubos y coraza posee un coeficiente de transferencia de calor (h_i) aproximado a los $8000 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ (Kern, 1965). Esto obliga al solvente orgánico a tener un coeficiente de transferencia de calor (h_e) mucho menor que el del agua cálida.

La principal razón por la cual el fluido con el menor coeficiente de transferencia de calor debe ir del lado de la coraza, es debido a que esa menor capacidad para transferir calor se puede compensar mediante el uso de tubos aletados. En conclusión, con la información presentada anteriormente, se puede confirmar que colocando el agua de mar cálida del lado de los tubos y el R152A del lado de la coraza, se cumple la mayor parte de las consideraciones mencionadas en la *Tabla 3.7*.

3.3.2 Selección de tubos

Tubos lisos

El material de los tubos es usualmente acero al carbón, acero de baja aleación, acero inoxidable, cobre, latón estañado, cuproníquel, aluminio o titanio. Otros materiales también pueden ser seleccionados para aplicaciones específicas. El espesor de los tubos está estandarizado en términos del Calibre del Cable Birmingham (*BWG*, por sus siglas en inglés). Tubos de diámetro pequeños (8 a 15 mm) son recomendables para aplicaciones en donde la relación:



Área de transferencia de calor Volumen del intercambiador

es elevada, sin embargo, para casos en los que se requiera limpiar el interior de los tubos, el diámetro interno deberá ser preferentemente mayor a 19 mm. Tubos de mayor diámetro son usualmente utilizados para condensadores y vaporizadores. Los tipos de tubos más utilizados son de 19 y 25.4 mm de diámetro. Para corrientes de agua, se recomienda utilizar tubos de 19 mm y 16 BWG. Para aceites con bajo factor de incrustación se recomiendan tubos de 19 mm y 14 BWG, mientras que para aceites con alto factor de incrustación se recomiendan tubos de 25.4 mm y 14 BWG (Kakas, 2002). La longitud de los tubos varía entre 2.5 y 9 m, pero pueden llegar a ser aún más largos, dependiendo del tipo de material y configuración del intercambiador (Serth, 2007).

Tubos aletados

Los tubos aletados son utilizados para casos en los que el fluido que corre por el lado externo de los tubos posee un coeficiente de transferencia de calor sustancialmente menor al coeficiente del fluido que circula por dentro de los tubos. Los tubos aletados utilizados en los intercambiadores de tubos y coraza son generalmente de tipo radial de bajo aletado, y son fabricados mediante un proceso de extrusión en donde las aletas generadas son más bien helicoidales en lugar de radiales, aun así, pueden ser consideradas como radiales (o anulares) con perfil rectangular, para propósitos de cálculos. Los tubos aletados son fabricados en una gran variedad de materiales y aleaciones, y pueden tener desde 16 hasta 43 aletas por pulgada. La altura de las aletas varía desde 0.5 mm hasta 3.2 mm, y en cuanto el espesor de las aletas, se les puede encontrar en un rango que va desde 0.25 mm hasta 0.38 mm (Serth, 2007). Un diagrama de una sección de un tubo aletado se muestra en la *Ilustración 3.4*. A la sección del tubo que se encuentra justo debajo de las aletas se le conoce como raíz. El diámetro exterior de la sección aletada es ligeramente menor a la sección sin aletas a partir de la cual éstas fueron generadas, lo que significa que los tubos aletados se pueden intercambiar por tubos lisos sin necesidad de modificar el espejo de tubos ni la coraza. Tanto el diámetro interno como el espesor de la sección con aletas son menores al del tubo original. Los extremos de los tubos no tienen aletas, es decir, permanecen lisos para que puedan ser soldados a los espejos de tubos.

Como se mencionó en el apartado anterior, el coeficiente de transferencia del fluido orgánico es mucho menor al del agua de mar, por lo tanto, es sumamente recomendable utilizar tubos aletados. Además, ya que será necesario limpiar la superficie interna de los tubos, el diámetro interno de estos no podrá ser menor a 19 mm. Un diámetro nominal de 24.5 mm y un espesor de BWG 14 podrán ser propuestos como primera aproximación, siempre y cuando se compruebe que soportarán la presión a la que estarán sometidos. En



cuanto al material de los tubos, para agua de mar se recomienda utilizar Cuproníquel 90/10, el cual es una aleación que cuenta con un largo historial de uso satisfactorio tanto en ductos como en intercambiadores de calor que funcionan con agua marina, resultado de su alta resistencia a la corrosión.

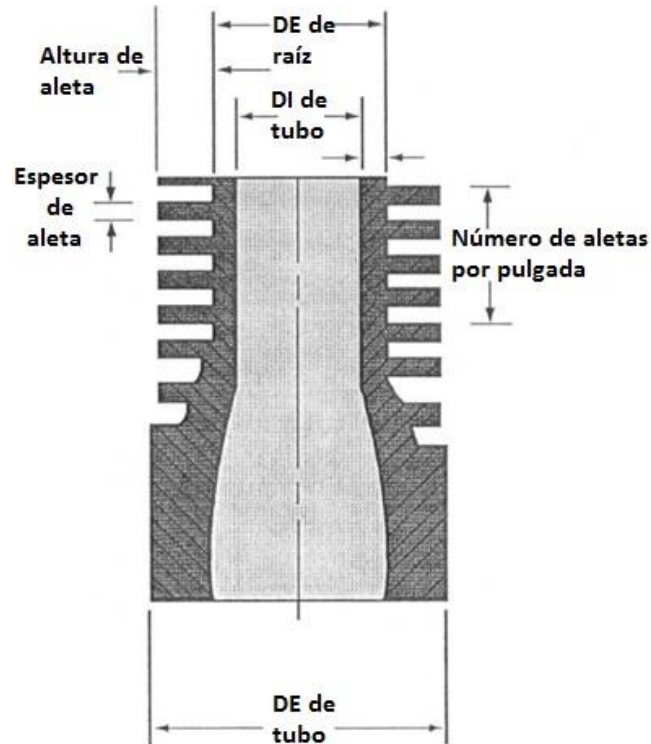


Ilustración 3.4 Esquema de un tubo de bajo aletado radial (Serth, 2007)

3.3.3 Arreglo de tubos y espaciado de tubos (P_T)

El arreglo de tubos hace referencia al ángulo que existe entre los tubos del intercambiador, siendo el espaciado de los tubos (P_T), la distancia entre los centros de dos tubos consecutivos, y el claro de los tubos (C'), la distancia entre la pared externa de dos tubos consecutivos, tal y como se muestra en la *Ilustración 3.5*. Un arreglo triangular (30°) proporciona la mayor densidad de tubos, lo cual significa una mayor área de transferencia de calor en una menor área transversal, así como un ligero aumento en la caída de presión y un mayor coeficiente de transferencia de calor del lado de la coraza. Sin embargo, el claro de los tubos (C') es casi siempre de 6.35 mm ó de $0.25D_r$ ¹¹, la cual es una distancia que no permite el acceso de carriles de limpieza entre los tubos, aunque, aún es posible utilizar métodos químicos para limpiar la superficie externa de los tubos. Por lo tanto, el uso del arreglo triangular se limita a fluidos con bajo factor de ensuciamiento del lado de la coraza. Para un arreglo cuadrado (90°), la densidad de tubos es menor al correspondiente al arreglo

¹¹ Siendo D_r el diámetro externo del tubo



triangular, sin embargo, el claro de tubos (C') es lo suficientemente amplio como para permitir la limpieza mecánica de la superficie externa de los tubos, además de que la caída de presión disminuye con respecto a la del arreglo triangular, así como el coeficiente de transferencia de calor. En cuanto al arreglo cuadrado rotado (45°), cuenta con un claro de tubos (C') suficiente como para permitir la limpieza mecánica del exterior de los tubos, aunque proporciona una mayor caída de presión y un mayor coeficiente transferencia de calor con respecto al arreglo cuadrado, se recomienda utilizar este tipo de arreglo para fluidos con un Reynolds menor a 2, 000 (Serth, 2007).

En resumen, los arreglos de tubos más utilizados son el triangular y el cuadrado, con un espaciado de tubos (P_T) de 25.4 ó 31.75 mm. Este espaciado de tubos se define de esa manera para asegurar la rigidez del espejo de tubos, ya que un espaciado menor podría ocasionar que éste sea estructuralmente débil. Puesto que el R152A cuenta con un bajo factor de ensuciamiento, no será necesaria la limpieza mecánica en el exterior de los tubos, por lo tanto, un arreglo triangular será propuesto para el vaporizador; esto supondrá una mayor área de transferencia de calor y un mayor coeficiente de transferencia de calor. Por otro lado, la caída de presión aumentará ligeramente, y se tendrá que asegurar que esto no afecte el funcionamiento del vaporizador.

3.3.4 Número de pasos en tubos

Generalmente, se emplea un número elevado de pasos en los tubos para incrementar la velocidad del fluido que circula por dentro de ellos, y de esta manera, elevar su coeficiente de transferencia de calor y disminuir el ensuciamiento (cuidando que no se excedan los límites para la caída de presión). Esto significa que lo más aconsejable es mantener un flujo turbulento por dentro de los tubos ($Re > 10, 000$) (Serth, 2007).

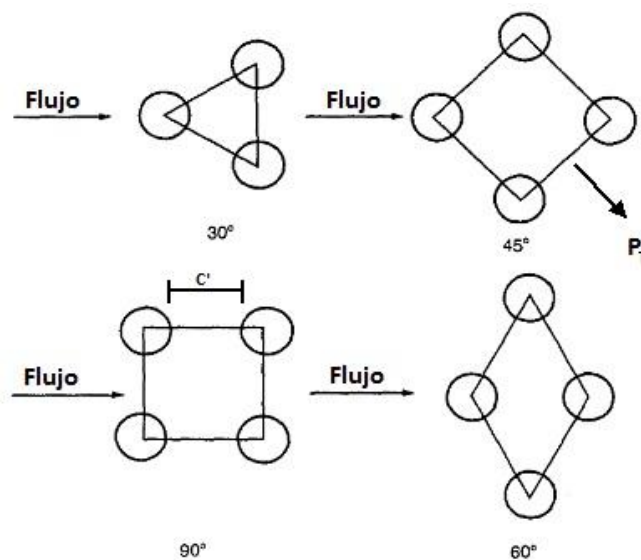


Ilustración 3.5 Arreglo de tubos, espaciado de los tubos (P_T) y claro de tubos (C') (Kakas, 2002)



A excepción de los intercambiadores de calor 1-1, un número par de pasos en los tubos es utilizado para hacer que el fluido entre y salga del mismo lado. La velocidad del fluido puede ser utilizado como criterio para definir el número de pasos en tubos. Es deseable mantener la velocidad del fluido entre 1 y $3 \frac{m}{s}$ (Serth, 2007). Si la velocidad es demasiado baja, se puede generar ensuciamiento excesivo, mientras que una velocidad muy elevada podría erosionar el tubo. En la *Tabla 3.8*, se muestran las velocidades máximas para tubos de algunos materiales. Como se puede observar, al utilizar tubos de cuproníquel 90/10, la velocidad del agua de mar no deberá ser mayor a $3.05 \frac{m}{s}$. Por lo tanto, para poder conocer el número de pasos en tubos, es necesario conocer el gasto volumétrico del agua de mar, así como proponer el número de tubos en la coraza. Dichos cálculos serán realizados posteriormente.

Material del tubo	Velocidad máxima (m/s)
Acero al carbón	3.05
Acero inoxidable	4.57
Aluminio	1.83
Cobre	1.83
Cuproníquel 90/10	3.05
Cuproníquel 70/30	4.57
Titanio	> 15.24

Tabla 3.8 Velocidades máximas recomendadas para agua en tubos (Serth, 2007)

3.3.5 Selección de coraza y cabezales

Los intercambiadores de tubos y coraza consisten en un banco de tubos contenidos dentro de una coraza cilíndrica (ver *Ilustración 3.6*). Los tubos pueden estar dentro de la coraza de manera permanente, es decir, con el espejo de tubos soldado a la coraza (ver *Ilustración 3.7a*) o pueden ser removibles (ver *Ilustración 3.7b*) para fácil acceso y limpieza de la superficie externa de los tubos (con cabezal flotante o tubos en U).

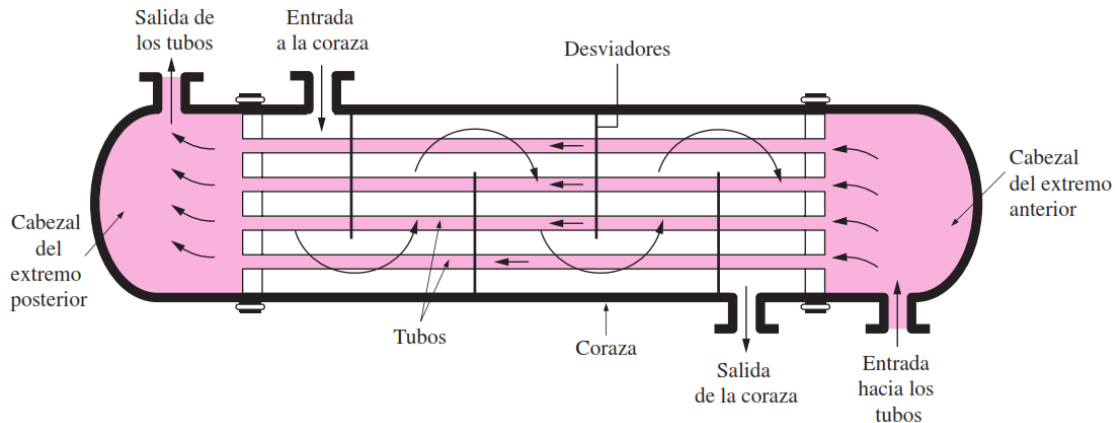


Ilustración 3.6 Intercambiador de calor de tubos y coraza (Cengel, 2007)

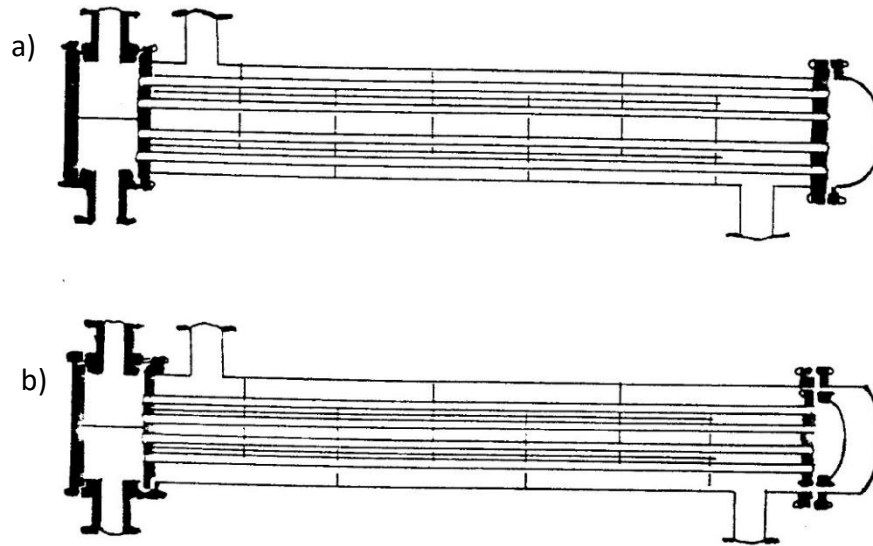


Ilustración 3.7 a) Intercambiador con cabezal fijo, b) Intercambiador con cabezal flotante (UNAD, 2015)

Existen diferentes tipos de corazas y cabezales disponibles comercialmente, tal y como se muestran en la *Ilustración 3.8*. La Asociación de Fabricantes de Intercambiadores Tubulares (TEMA, por sus siglas en inglés) emplea un código de tres letras para especificar el tipo de cabezal frontal, coraza y cabezal trasero. Por ejemplo, un intercambiador de tubos y coraza tipo AES, deberá tener un cabezal frontal tipo A, una coraza tipo E y un cabezal trasero tipo S.

Las corazas más comunes para este tipo de intercambiadores son las de tipo E, ya que usualmente se necesita un solo paso del lado de la coraza, además de que esta configuración significa una menor caída de presión; aun así, para aplicaciones en donde se requiere más de un paso por la coraza, se pueden conectar en serie varias corazas tipo E, o se puede utilizar una coraza tipo F. Los otros tipos de coraza (G, H, K o X) se utilizan generalmente para calderetas, mientras que las corazas tipo J, se emplean habitualmente para condensadores y enfriadores que requieren bajas caídas de presión (Kern, 1965).

Cuando se debe seleccionar el tipo de cabezal, es necesario decidir entre cabezal fijo (espejo de tubos soldado a la coraza, como los tipos L, M y N) o cabezal flotante o removible (como los tipo P, S T, U y W). Los cabezales fijos son más baratos y menos propensos a fugas, sin embargo, el banco de tubos no puede ser extraído de la coraza para poder limpiar mecánicamente la superficie externa de los tubos (únicamente se podrá realizar limpieza química por el lado externo de los tubos), por lo tanto, los cabezales fijos se limitan a ser utilizados para aplicaciones en donde el fluido del lado de la coraza cuenta con una bajo factor de ensuciamiento. Además, si la diferencia de temperaturas entre los fluidos que entran al intercambiador es mayor a 38 °C, se requerirá una junta de dilatación en la coraza con cabezal fijo para compensar la expansión térmica entre los tubos y la coraza (Serth,



2007). Con cabezal flotante o tubos en U, todo el banco de tubos puede ser extraído de la coraza desde el lado frontal del intercambiador. Esto permite la limpieza mecánica de la superficie externa de los tubos, usualmente con mangueras de agua, vapor o dióxido de carbono a presión (desde luego, el arreglo de los tubos debe ser cuadrado o cuadrado rotado para que esto sea posible). Además, debido a que únicamente el espejo de tubos del lado frontal se encuentra fijo con respecto a la coraza, los tubos pueden expandirse o contraerse libremente.

Otra consideración con respecto al tipo de cabezal, es decidir entre cabezal tipo campana (tipo *B*) o cabezal con tapa (tipo *A*, *C* y *N*). El cabezal de campana es más barato y menos propenso a fugas, sin embargo, para poder acceder al espejo de tubos, el cabezal debe ser desacoplado de la tubería de entrada de los fluidos, y separado de la coraza. Por otro lado, utilizando un cabezal con tapa, únicamente hace falta remover la tapa del cabezal (sujeta mediante pernos) para poder acceder a los tubos. Esto significa que, es preferible utilizar un cabezal con tapa para casos en los que se requiera limpieza frecuente del interior de los tubos. Para mayor información sobre las ventajas y desventajas de cada tipo de cabezal, se incluye en el *Anexo [1]* una tabla comparativa.

Tomando en cuenta la información presentada, una coraza tipo *E* se ajusta a los requerimientos de un vaporizador, ya que se busca tener la menor caída de presión posible del lado de la coraza, además de que, si se tiene también un solo paso por los tubos, el flujo se podrá aproximar a un flujo a contracorriente, lo cual significa una mayor diferencia de temperatura media logarítmica. En cuanto al tipo de cabezal, ya que no es necesaria la limpieza mecánica del lado externo de los tubos debido al bajo factor de ensuciamiento del R152A, y a que la baja diferencia de temperaturas entre los fluidos que ingresan al vaporizador (de alrededor de 15 °C) no provocará dilatación térmica en los materiales, es recomendable utilizar un cabezal trasero tipo *L*, el cual es un cabezal fijo con tapa para fácil acceso y limpieza interna de los tubos, sumamente necesaria debido a la alta corrosión del agua de mar. Por el otro lado, un cabezal frontal tipo *N* es una buena opción, ya que la tapa facilita el acceso a los tubos para su limpieza interna, además de que en esta configuración el espejo de tubos se encuentra soldado a la coraza, reduciendo costos y problemas de fugas.



TIPOS DE CABEZALES FRONTALES		TIPOS DE CORAZAS		TIPOS DE CABEZALES FRONTALES	
A	 CABEZAL REMOVIBLE CON TAPA	E	 CORAZA DE UN PASO	L	 CABEZAL TRASERO CON ESPEJO DE TUBOS (REMOVIBLE) CON TAPA
B	 CAMPANA (REMOVIBLE)	F	 CORAZA DE DOS PASOS	M	 CAMPANA (REMOVIBLE)
C	 CABEZAL CON ESPEJO DE TUBOS (REMOVIBLE) CON TAPA	G	 FLUJO SEPARADO	N	 CABEZAL TRASERO CON ESPEJO DE TUBOS (NO REMOVIBLE) CON TAPA
N	 CABEZAL CON ESPEJO DE TUBOS (NO REMOVIBLE) CON TAPA	H	 DOBLE FLUJO SEPARADO	P	 CABEZAL FLOTANTE
D	 CABEZAL PARA ALTAS PRESIONES	J	 FLUJO DIVIDIDO	S	 CABEZAL FLOTANTE CON DISPOSITIVO DE SEGURIDAD
		K	 CALDERETA	T	 CABEZAL FLOTANTE DESLIZABLE
		X	 FLUJO CRUZADO	U	 BANCO DE TUBOS EN U
				W	 ESPEJO DE TUBOS FLOTANTE EXTERNAMENTE SELLADO

Ilustración 3.8 Diseños TEMA para intercambiadores de tubos y coraza (Serth, 2007)



3.3.6 Bafles y espejos de tubos

Existe una gran variedad de bafles o desviadores que se pueden emplear en los intercambiadores de tubos y coraza (ver *Ilustración 3.9*). Sin embargo, los *bafles de un segmento* son por mucho los más utilizados de todos. A fin de proveer una adecuada distribución del flujo en el lado de la coraza, se recomienda que la distancia entre los bafles esté entre $0.2d_s$ y $1.0d_s$, siendo d_s el diámetro interno de la coraza. Además de eso, se recomienda que el corte de los bafles esté entre un 15 % y 45 % del diámetro de la coraza (Serth, 2007); por ejemplo, si se cuenta con una coraza de 1 m de diámetro y bafles con un corte del 20 %, esto querrá decir que cada bafle deberá tener una altura de 0.8 m. Sin embargo, es importante mencionar que, como se verá más adelante, para realizar el diseño del vaporizador se utilizará la metodología *Delaware simplificada*, en cuyo procedimiento, es necesario que el corte de los bafles sea fijado a un 20 %.

A pesar de que la distancia entre los bafles y su corte son parámetros aparentemente independientes, en la práctica están altamente relacionados. La *Ilustración 3.10* muestra la relación recomendada que debe existir entre el corte de los bafles y la distancia entre ellos. Si el corte de los bafles está definido a un 20 % por la metodología *Delaware simplificada*, la *Ilustración 3.10* nos muestra que la distancia entre bafles debe estar dentro del rango de $0.2d_s$ y $0.35d_s$ para fluidos monofásicos¹². El espesor de los bafles puede variar desde 1.5 mm hasta 19 mm, y generalmente aumenta en relación con la distancia entre bafles y el tamaño de la coraza. Para conocer el valor recomendado del espesor de los bafles, se puede utilizar la *Tabla 3.9*, aunque cabe mencionar que dicho valor no es un parámetro necesario al emplear la metodología *Delaware simplificada*.

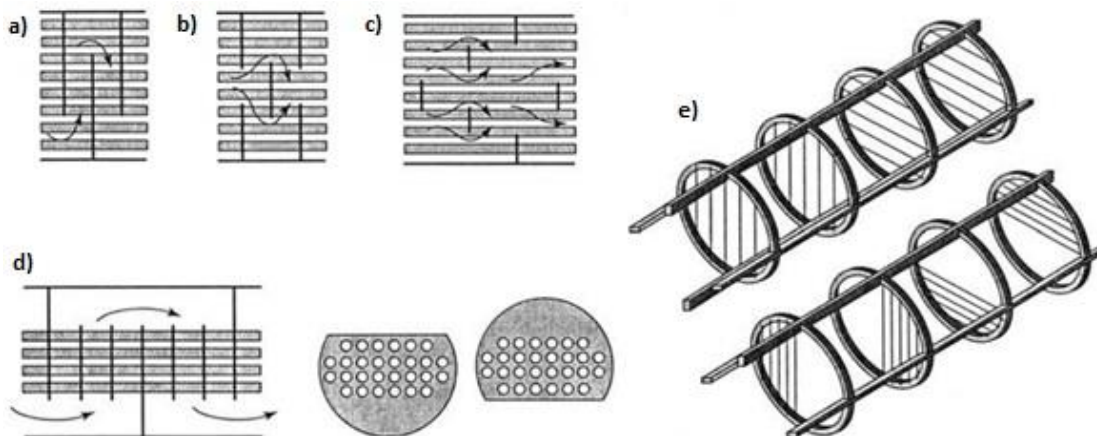


Ilustración 3.9 a) Bafles de un segmento. b) Bafles de doble segmento. c) Bafles de triple segmento. d) Bafles segmentados sin tubos en las ventanas. e) Bafles de varilla. (Serth, 2007)

¹² A pesar de que el R152A sufre un cambio de fase, es válido utilizar esta aproximación, pues las propiedades en la sección de vaporización deben calcularse para estado de líquido saturado

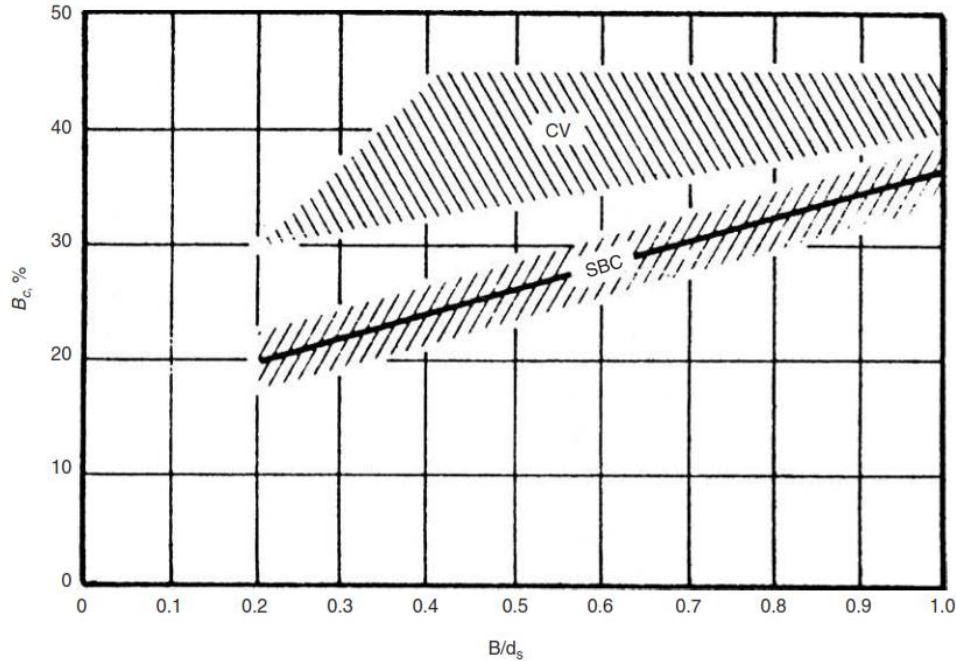


Ilustración 3.10 Corte de bafle recomendado (B_c) en función de la distancia entre baffles (B). SBC para flujos monofásicos y CV para vapores condensantes. (Serth, 2007)

d_s [m]	Distancia entre baffles [cm]				
	≤ 60	60 - 90	90 - 120	120 - 150	> 150
0.2 - 0.35	0.3175	0.4763	0.635	0.9398	0.9398
0.35 - 0.7	0.4763	0.635	0.9398	0.9398	1.27
0.7 - 0.9	0.635	0.7938	0.9398	1.27	1.5875
0.9 - 1.5	0.635	0.9398	1.27	1.5875	1.5875
1.5 - 2.5	0.9398	1.27	1.5875	1.905	1.905

Tabla 3.9 Valores recomendados de espesor de baffles [cm] (Serth, 2007)

El espesor del espejo de tubos puede variar de 2.54 cm hasta 15.24 cm, y generalmente aumenta con respecto al tamaño de la coraza y las presiones de trabajo (Serth, 2007). En resumen, baffles de un segmento son una excelente opción; además, al utilizar la metodología *Delaware simplificada* para diseñar el vaporizador, será necesario fijar el corte de los baffles (B_c) a un 20 %, lo que significa se podrá proponer una distancia de baffles de $0.35d_s$. Por último, para poder sugerir un espesor de baffles y espejo de tubos, es necesario conocer primero el diámetro de la coraza, cuyo valor será calculado más adelante.

3.3.7 Boquillas y tiras de sellado

Los diámetros de las boquillas de entrada y de salida de los fluidos son calculados en función de las caídas de presión permisibles. Asimismo, otras consideraciones importantes



son la erosión y vibración de los tubos. El fluido que entra del lado de la coraza a través de la boquilla de entrada, impacta directamente contra el banco de tubos; si la velocidad es muy elevada, se producirá erosión y vibración excesiva en los tubos. Especificaciones *TEMA* para prevenir la erosión en los tubos están dadas en términos del producto de la densidad del fluido y la velocidad en la boquilla al cuadrado:

$$\rho V_n^2 \leq 1500 \frac{\text{lbm}}{\text{ft s}^2} \quad \text{Para fluidos monofásicos no abrasivos}$$

$$\rho V_n^2 \leq 500 \frac{\text{lbm}}{\text{ft s}^2} \quad \text{Para todos los demás líquidos, incluyendo líquidos en punto de burbuja}$$

Donde:

ρ = Densidad del fluido

V_n = Velocidad en la boquilla

Más allá de estos límites (aun siendo gases, incluyendo vapores saturados y mezclas vapor-líquido), hará falta una placa de choque para proteger a los tubos, el cual es un plato de metal, usualmente de 6.35 mm de espesor, colocado por debajo de la boquilla de entrada a la coraza para desviar el fluido y evitar así que impacte directamente sobre los tubos (Serth, 2007). Utilizando este elemento, el valor de ρV_n^2 puede elevarse incluso al doble del valor permitido. Otra alternativa para reducir el problema de erosión y vibración, es reemplazar los tubos próximos a la boquilla, por tubos sólidos del mismo diámetro; estos ayudarán a proteger a los tubos que están debajo de ellos sin afectar el diámetro de la boquilla de entrada.

Las tiras de sellado tienen como propósito hacer que el flujo que se mueve por la periferia de la coraza, se vea forzado a redirigirse al centro del banco de tubos (ver *Ilustración 3.11*), y de esta manera, lograr una mejor transferencia de calor con el fluido en el interior de los tubos. Las tiras de sellado son láminas delgadas de metal sujetas a la coraza, las cuales se extienden a lo largo del intercambiador y se encuentran por pares en lados opuestos de la coraza. Las tiras de sellado se utilizan generalmente para intercambiadores con cabezal flotante, en donde el espacio entre el banco de tubos y la coraza es relativamente grande. Usualmente se coloca un par de tiras por cada 4 a 10 líneas de tubos contenidos entre los bordes de los baffles. Incrementando el número de tiras de sellado, se aumenta también el coeficiente de transferencia de calor del lado de la coraza, a costa de un ligero aumento en la caída de presión. Para el método *Delaware simplificado*, el número de tiras de sellado es fijado a un par por cada 10 líneas de tubos (Serth, 2007).

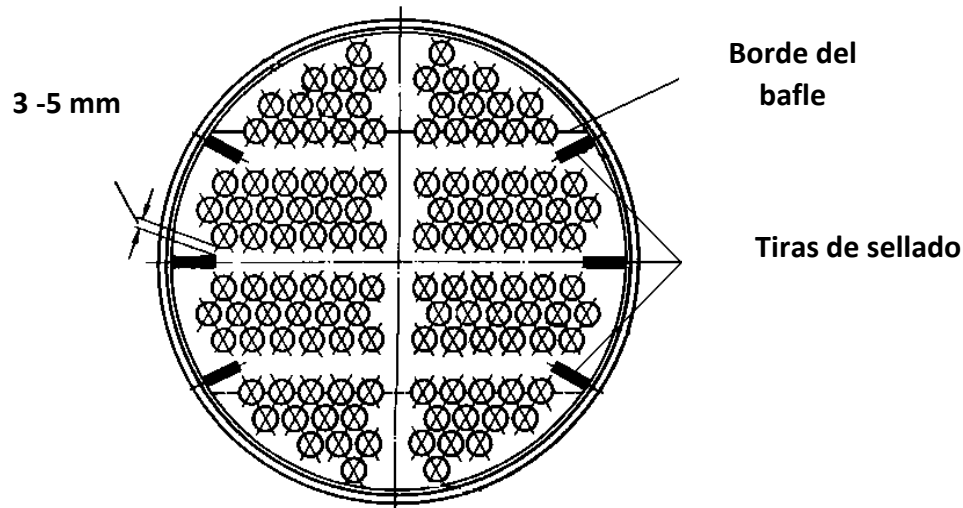


Ilustración 3.11 Tiras de sellado en intercambiador de tubos y coraza (Lauterbach, 2016)

3.3.8 Tablas de conteo de tubos

El número de tubos de cierto diámetro nominal en un intercambiador de tubos y coraza, depende de muchos factores, como por ejemplo: el número de pasos, arreglo y espaciado de tubos, corte en los baffles, número de tiras de sellado, tipo de cabezales, caída de presión, etc. Incluso, el número de tubos en un intercambiador puede variar dependiendo el fabricante. Ya que tener que considerar todos esos factores puede resultar un tanto impráctico, utilizar las tablas de conteo de tubos puede ser una excelente alternativa para poseer una aproximación bastante precisa del número de tubos en un intercambiador. Los valores listados en estas tablas, representan el número de barrenos para tubos contenido en los espejos de tubos, el cuál es igual al número de tubos. Para el caso de tubos en U, el número de barrenos es el doble de número de tubos requerido. Las tablas están basadas en los siguientes criterios:

- Han sido eliminados algunos tubos para permitir la entrada del fluido del lado de la coraza al intercambiador.
- El arreglo de los tubos es simétrico con respecto al eje horizontal y al eje vertical.
- La distancia desde la superficie exterior del tubo hasta la línea que divide cada uno de los pasos es de 21.2 mm para corazas con un diámetro interno menor a 56 cm, y de 9.5 mm para corazas de diámetros superiores (Serth, 2007).



3.4 Cálculos para el diseño físico y térmico del vaporizador

3.4.1 Cálculo del Ciclo Rankine Orgánico

Empleando un programa computarizado, y utilizando la información presentada en las secciones anteriores, se realizó el diagrama de la planta OTEC de ciclo cerrado (ver *Ilustración 3.12*) sobre la cual se desarrollarán los cálculos posteriores. A estas alturas, se tienen los suficientes recursos para definir los principales estados de un *Ciclo Rankine Orgánico* para una planta OTEC, por lo que, después de conocer los elementos presentados en el diagrama, es necesario determinar dichos estados.

En la *Ilustración 3.13*, se muestra una hoja de cálculo en donde se encuentran computadas (mediante *Refprop*) las propiedades termofísicas del R152A a lo largo de todo el ciclo. Además, en la *Ilustración 3.14*, se presenta el diagrama TS correspondiente al Ciclo Rankine Orgánico calculado. Es importante enfatizar las consideraciones de la *Tabla 3.10*.

CONSIDERACIONES
Se usaron como referencia datos encontrados en una publicación científica realizada por el Dr. Luis A. Vega, cuyos valores se pueden apreciar en el diagrama de la <i>Ilustración 3.1</i> .
La temperatura del agua de mar en la superficie se fijó a 25 °C, a esa temperatura entrará al vaporizador, y saldrá a 22 °C. Esto significa que, si el R152A se vaporiza a una temperatura de 21.1 °C, el acercamiento de temperaturas entre los dos fluidos en el vaporizador será de 0.9 °C.
En el condensador, el agua de mar ingresará a una temperatura de 5 °C y saldrá a una temperatura de 10 °C, mientras que el R152A se condensará a una temperatura poco mayor de 11 °C.
Únicamente el 80 % del R152A será vaporizado, con la finalidad de disminuir el ensuciamiento.
El 20 % del R152A que no se vaporizará, será separado del vapor mediante una trampa de vapor, y será recirculado al sistema, justo a la entrada del vaporizador, a la misma presión a la que entra el otro 80 % del R152A que ya ha sido condensado. Además, ya que el 20 % del R152A reinyectado se encuentra en estado de líquido saturado a una temperatura de 21.1 °C, se tendrá un ligero aumento de temperatura en el líquido de alimentación al vaporizador.
Los datos presentados en la <i>Ilustración 3.13</i> corresponden a una primera iteración, en la que no se han calculado caídas de presión en el vaporizador.
La zona de precalentamiento comienza en el <i>Estado 3r</i> , y termina en el <i>Estado 4</i> (al llegar a estado de líquido saturado). Mientras que la zona de vaporización comienza en el <i>Estado 4</i> , hasta el <i>Estado 6</i> .

Tabla 3.10 Consideraciones para el cálculo del Ciclo Rankine Orgánico

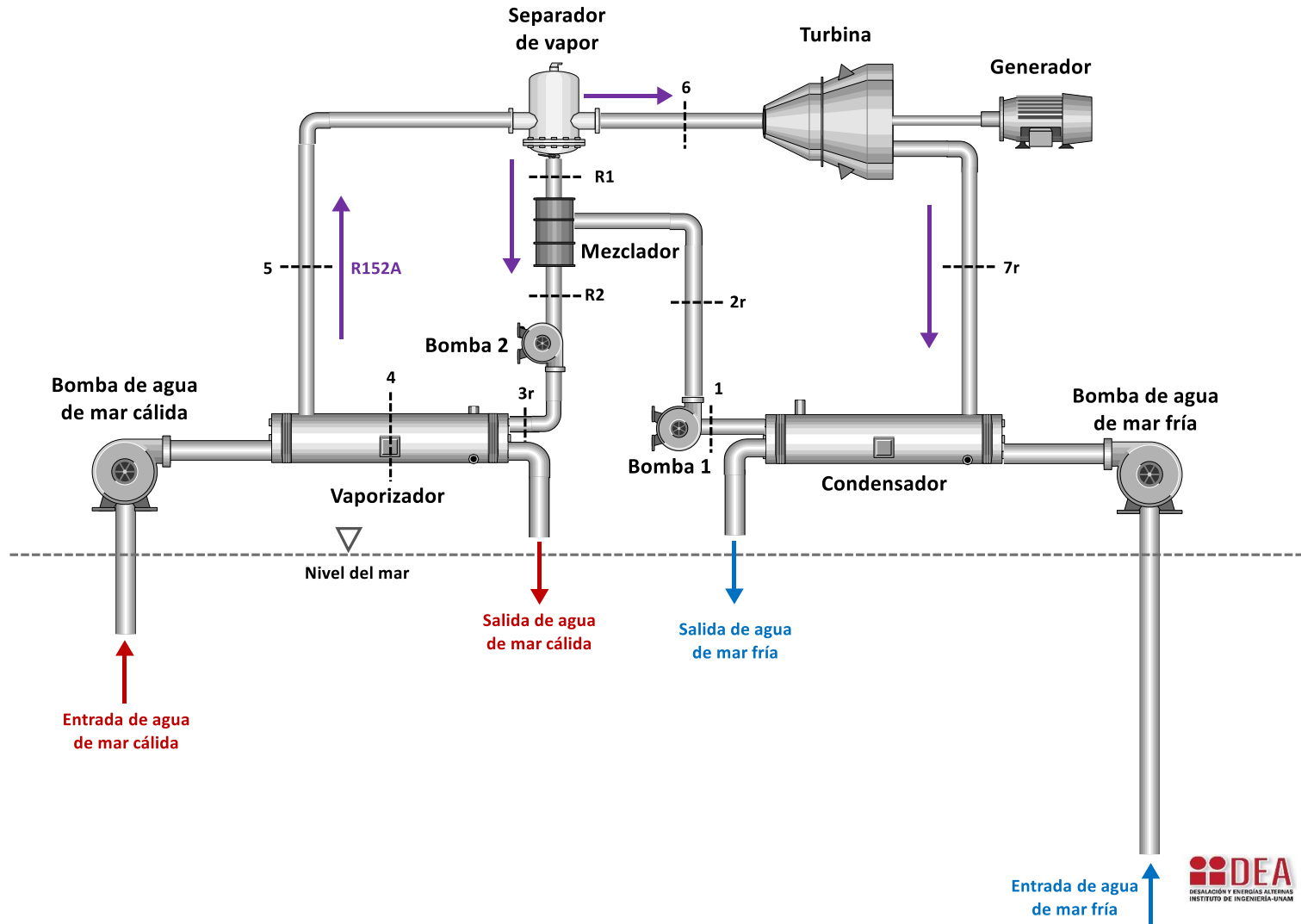


Ilustración 3.12 Diagrama de planta OTEC de ciclo cerrado



CAPÍTULO III: METODOLOGÍA DE CÁLCULO



Ciclo Cerrado real							
Propiedad	Estado 1	Estado 2r	Estado 3r	Estado 4	Estado 5	Estado 6	Estado 7r
Presión	0.385	0.530	0.530	0.530	0.530	0.530	0.397
Temperatura	11.0	11.1	13.1	21.1	21.1	21.1	11.9
Entalpía	218.865	219.060	222.560	236.733	463.956	520.762	513.708
Entropía	1.07	1.07	1.08	1.13	1.90	2.09	2.10
Calidad	0	Líquido sub.	Líquido sub.	0	0.8	1	0.996
Densidad	933.8	934.0	929.2	909.3	20.5	16.4	12.4
Volumen	0.0011	0.0011	0.0011	0.0011	0.0489	0.0608	0.0804

Mpa
°C
KJ/Kg
KJ/Kg°C
Kg/m³
m³/Kg

Mezclador	
Estado R1	Estado R2
0.530	0.530
21.1	13.1
236.733	222.560
1.13	1.08
0	Líquido sub.
909.3	929.2
0.0011	0.0011

Mpa
°C
KJ/Kg
KJ/Kg°C
Kg/m³
m³/Kg

Δh precRef	14173	J/Kg
Δh vapRef	284028	J/Kg
Δh36 (evap)	298	KJ/Kg
Δh71 (cond)	295	KJ/Kg
Δh36 (evap)	298202	J/Kg
Δh 71 (cond)	294843	J/Kg

ΔP Condensador	0.012	Mpa
% Vapor	80	%
% Líquido	20	%
T. Ponderada	13.1	°C

Eficiencia del ciclo	2.3	%
-----------------------------	-----	---

ηb1	0.8	
ηtg	0.76	
ηb2	0.8	
Δhb1s	0.156	KJ/Kg
Δhts	9.281	KJ/Kg
Δhb1r	0.195	KJ/Kg
Δhtr	7.053	KJ/Kg
Δhb1r	194.935	J/Kg
Δhtr	7053.348	J/Kg
Δhb2s	0.0	KJ/Kg
Δhb2r	0.0	KJ/Kg
Δhb2r	0.0	J/Kg

Ilustración 3.13 Cálculo del Ciclo Rankine Orgánico (R152A), para planta OTEC



Diagrama TS para R152A

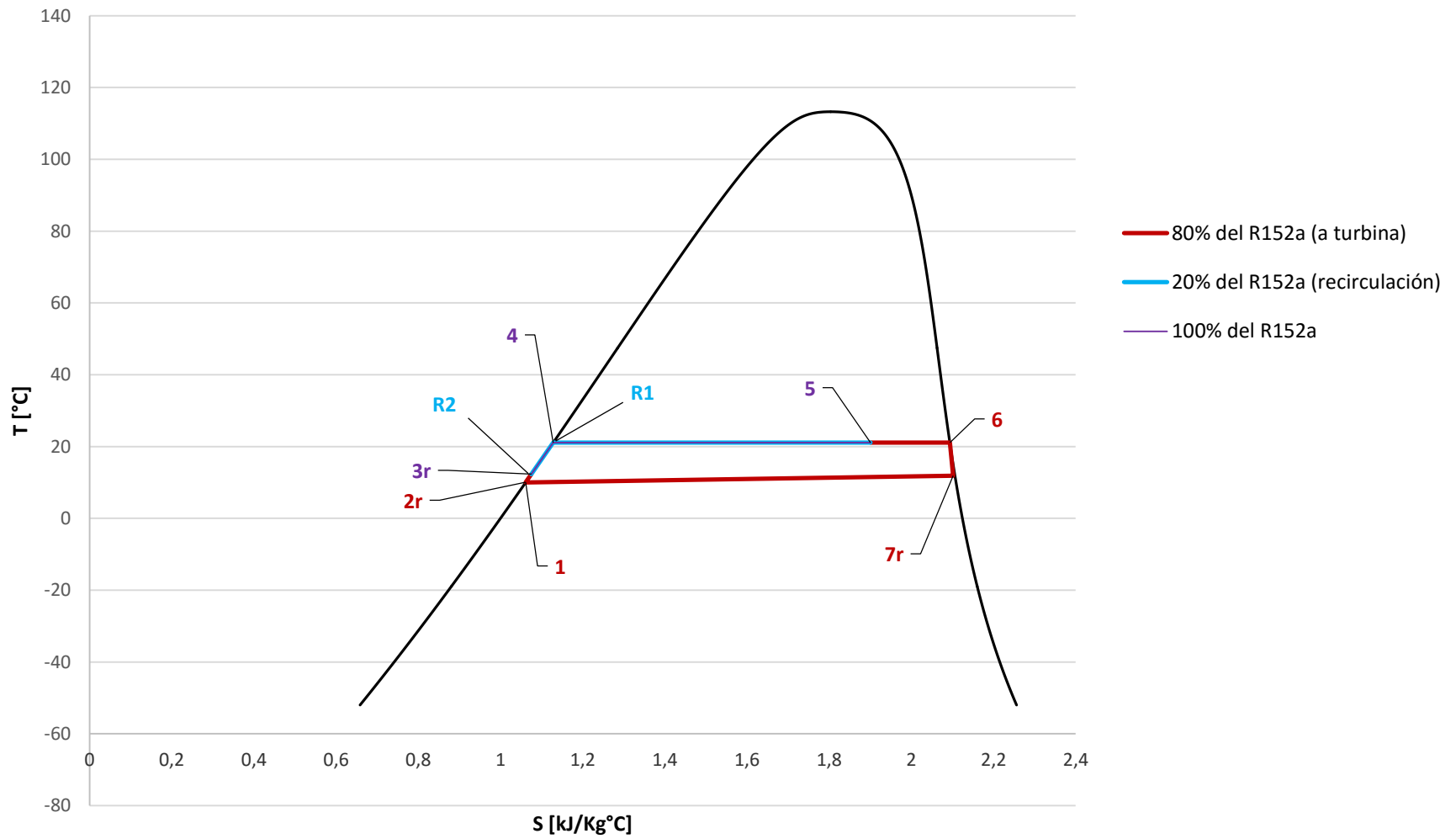


Ilustración 3.14 Diagrama TS de R152A para planta OTEC



Como se puede observar en el Diagrama TS, únicamente han sido graficados los valores reales, pues son estos los que serán utilizados para los cálculos posteriores. Además, se puede notar en la hoja de cálculo, que ya se ha definido una caída de presión en el condensador, cuyo valor se ha ajustado de tal manera que, la temperatura de salida en el condensador del R152A, sea poco mayor a la temperatura de salida del agua de mar fría en ese mismo equipo.

3.4.2 Cálculo de las propiedades del agua de mar y el sistema de bombeo

Después de haber calculado el Ciclo Rankine Orgánico para el R152A, es necesario computar las propiedades termofísicas del agua de mar fría y cálida. En la *Ilustración 3.15*, se muestra una hoja de cálculo con dichas propiedades, a la entrada y salida de su respectivo intercambiador de calor. Para ello, se tomaron en cuenta las consideraciones de la *Tabla 3.11*.

CONSIDERACIONES
<p>La hoja de cálculo que se muestra en la <i>Ilustración 3.15</i>, corresponde a una primera iteración, en donde fue necesario proponer una presión de entrada a los intercambiadores de calor. En la <i>Ilustración 3.16</i>, se muestra un diagrama obtenido de una publicación realizada por el Laboratorio Nacional de Energías Renovables de Estados Unidos, (<i>NREL</i>, por sus siglas en inglés), en donde se enlistan los estados en cada sección de una planta <i>OTEC</i> de ciclo cerrado, de 10 MWe. Como se puede notar, la presión del agua de mar fría a la entrada del condensador es de 1.72 bar, mientras que la presión del agua de mar cálida a la entrada del vaporizador es de 1.3 bar. Además, se observa que ambas corrientes salen de los intercambiadores a presión atmosférica. Con esto, podemos suponer que la caída de presión en el vaporizador es de 0.3 bares, mientras que en el condensador es de 0.72 bares, siendo $\frac{0.3}{0.72} = 0.417$. Utilizando dicha relación de presiones, se propuso una presión de entrada al vaporizador de 130 Kpa, y una presión a la entrada al condensador de $P_{atm} + \frac{30}{0.417}$ Kpa. Es importante mencionar que dichas presiones son preliminares, y que se irán modificando con cada iteración hasta que se ajusten a la caída de presión real que existe en cada intercambiador.</p>
<p>La presión de salida en ambos intercambiadores se fijó a presión atmosférica, suponiendo así que dichas corrientes serán reingresadas al mar.</p>

Tabla 3.11 Consideraciones para el cálculo de las propiedades del agua de mar y el sistema de bombeo



PROPIEDADES DEL AGUA DE SUPERFICIAL EN EL VAPORIZADOR		
Propiedad	Entrada	Salida
Presión	0.130000	0.101325
Calidad	Líquido subenfriado	Líquido subenfriado
Temperatura	25.0	22.0
Entalpía	104.947	92.374
Entropía	0.37	0.32
Volumen	0.0010	0.0010

Psat @ 25 °C	3.17	Kpa
	3169.929	Pa

Δh_{ssw}	12.573	KJ/Kg
	12572.580	J/Kg

PROPIEDADES DEL AGUA PROFUNDA EN EL CONDENSADOR		
Propiedad	Entrada	Salida
Presión	0.170145	0.101325
Calidad	Líquido subenfriado	Líquido subenfriado
Temperatura	5.0	10.0
Entalpía	21.188	42.119
Entropía	0.08	0.15
Volumen	0.0010	0.0010

Psat @ 5 °C	0.87	Kpa
	872.575	Pa

Δh_{dsw}	20.930	KJ/Kg
	20930.418	J/Kg

Ilustración 3.15 Propiedades termofísicas del agua de mar en los intercambiadores de calor

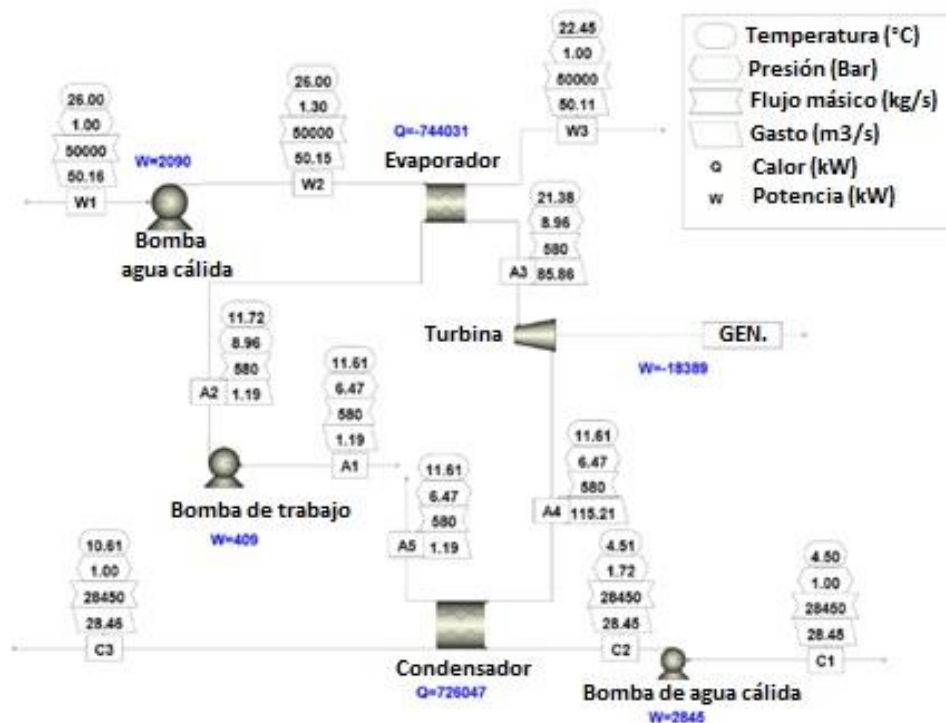


Ilustración 3.16 Diagrama de planta OTEC de 10 MWe obtenido de NREL



El siguiente paso, es definir el sistema de bombeo con el que se extraerá el agua de mar cálida y fría que será introducida en sus respectivos intercambiadores de calor. En las *Ilustraciones 3.17* y *3.18*, se aprecian los diagramas que ejemplifican dichos sistemas, cuyas acotaciones serán utilizadas como datos de entrada en las ecuaciones que se emplearán más adelante para obtener los flujos máxicos de las corrientes, así como la potencia correspondiente a cada uno de los elementos de la planta OTEC.

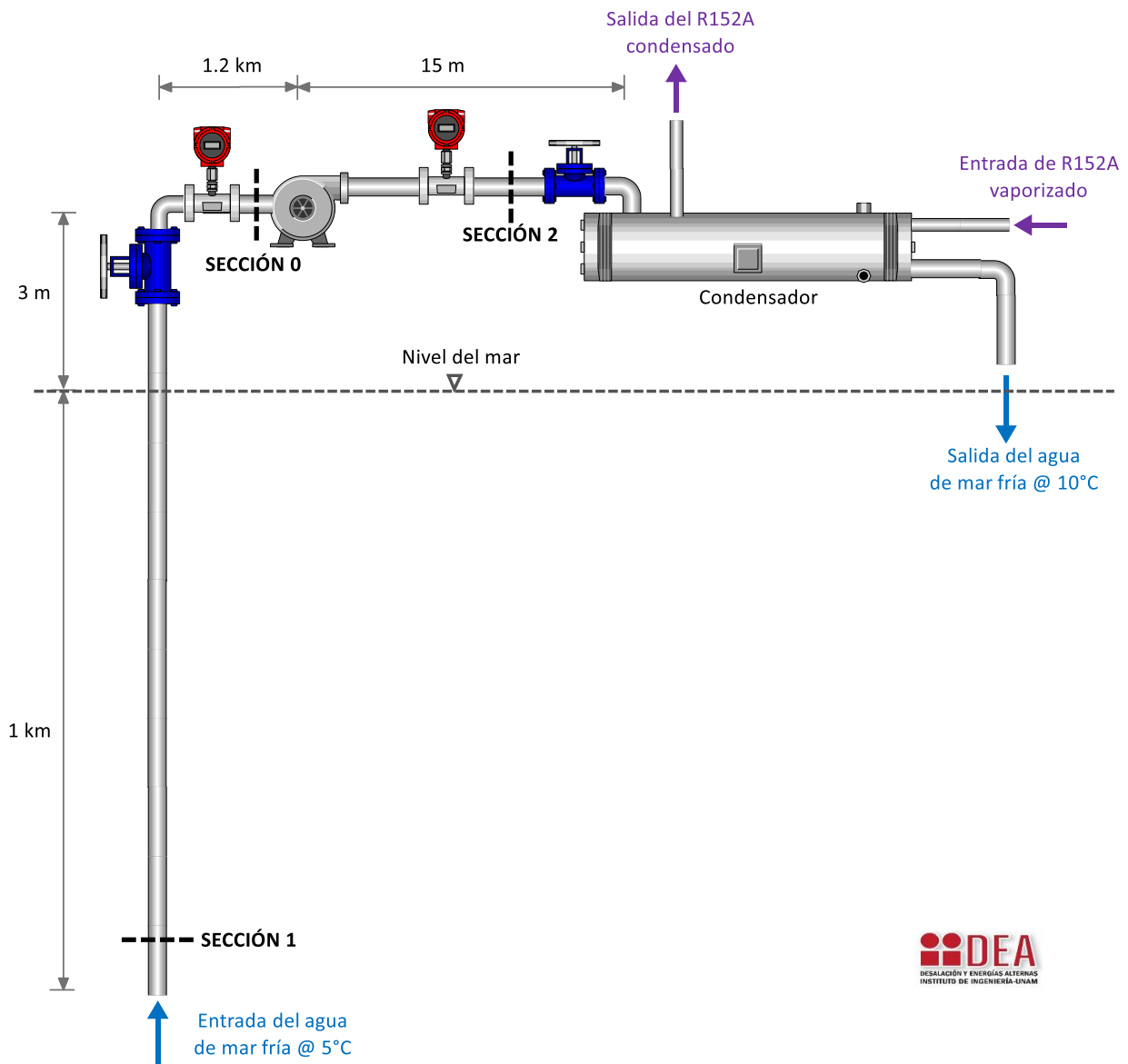


Ilustración 3.17 Diagrama de sistema de bombeo para agua de mar fría

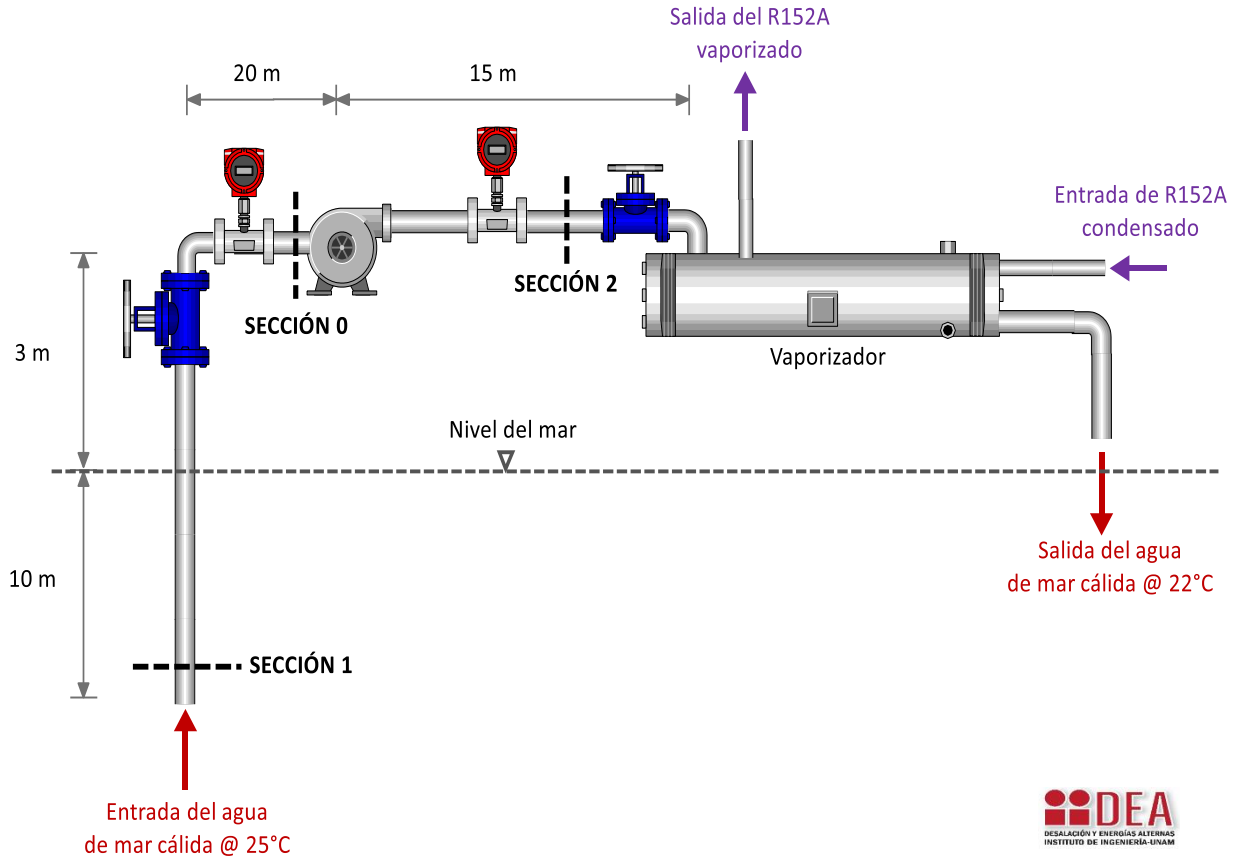


Ilustración 3.18 Diagrama de sistema de bombeo para agua de mar cálida

3.4.3 Cálculo de flujos máxicos y potencias

La potencia neta de la planta OTEC propuesta será de 1 MWe, y a partir de este valor, se llevarán cabo los balances de energía y cálculos necesarios para obtener los flujos máxicos de R152A y agua de mar, datos requeridos para llevar a cabo el diseño del vaporizador. Es preciso comenzar con el balance de energía global:

$$\dot{W}_N = \dot{W}_t - \dot{W}_{b1} - \dot{W}_{b2} - \dot{W}_{bamc}^{13} - \dot{W}_{bamf}^{14} \quad (3.4.1)$$

Donde:

$$\dot{W}_N = \text{Potencia neta producida} = 1,000,000 \text{ [W]}$$

¹³ El subíndice *amc*, hace alusión a 'Agua de mar cálida'

¹⁴ El subíndice *amf*, hace alusión a 'Agua de mar fría'



\dot{W}_t = Potencia de la turbina [W]

\dot{W}_{b1} = Potencia de la bomba de trabajo 1 [W]

\dot{W}_{b2} = Potencia de la bomba de trabajo 2 [W]

\dot{W}_{bamc} = Potencia de la bomba de agua de mar cálida [W]

\dot{W}_{bamf} = Potencia de la bomba de agua de mar fría [W]

El balance de energía en el vaporizador será:

$$\dot{Q}_{c_{amc}} = \dot{m}_{amc} \Delta h_{amc} \quad (3.4.2)$$

$$\dot{Q}_{a_{Ref}} = \dot{m}_{Ref} \Delta h_{precRef} + \%_v \dot{m}_{Ref} \Delta h_{vapRef} \quad (3.4.3)$$

$$\dot{Q}_{c_{amc}} = \dot{Q}_{a_{Ref}} \quad (3.4.4)$$

Donde:

$\dot{Q}_{c_{amc}}$ = Calor cedido por el agua de mar cálida en el vaporizador [W]

\dot{m}_{amc} = Flujo másico del agua de mar cálida [Kg/s]

Δh_{amc} = Cambio de entalpía del agua de mar cálida en el vaporizador [J/Kg]

$\dot{Q}_{a_{Ref}}$ = Calor adquirido por el R152A en el vaporizador [W]

\dot{m}_{Ref} = Flujo másico del R152A [Kg/s]

$\Delta h_{precRef}$ = Cambio de entalpía del R152A en la sección de precalentamiento del vaporizador [J/Kg]

Δh_{vapRef} = Cambio de entalpía del R152A en la sección de vaporización del vaporizador [J/Kg]

$\%_v$ = Porcentaje de R152A que se evapora = 0.8

El balance de energía en el condensador será:

$$\dot{Q}_{a_{amf}} = \dot{m}_{amf} \Delta h_{amf} \quad (3.4.5)$$

$$\dot{Q}_{c_{Ref}} = \%_v \dot{m}_{Ref} \Delta h_{condRef} \quad (3.4.6)$$

$$\dot{Q}_{a_{amf}} = \dot{Q}_{c_{Ref}} \quad (3.4.7)$$



Donde:

$\dot{Q}_{a_{amf}}$ = Calor adquirido por el agua de mar fría en el condensador [W]

\dot{m}_{amf} = Flujo másico del agua de mar fría [Kg/s]

Δh_{amf} = Cambio de entalpía del agua de mar fría en el condensador [J/Kg]

$\dot{Q}_{C_{Ref}}$ = Calor cedido por el R152A en el condensador [W]

$\Delta h_{condRef}$ = Cambio de entalpía del R152A en el condensador [J/Kg]

Para calcular la potencia de las bombas que extraen el agua de mar cálida y fría se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$\dot{W}_{b_{amc}} = \frac{\rho_{amc} g G_{amc} H_{b_{amc}}}{\eta_{b_{amc}}} \quad (3.4.8)$$

$$\dot{W}_{b_{amf}} = \frac{\rho_{amf} g G_{amf} H_{b_{amf}}}{\eta_{b_{amf}}} \quad (3.4.9)$$

$$G_{amc} = \frac{\dot{m}_{amc}}{\rho_{amc}} \quad (3.4.10)$$

$$G_{amf} = \frac{\dot{m}_{amf}}{\rho_{amf}} \quad (3.4.11)$$

$$H_{b_{amc}} = \left(\frac{P_{2_{amc}}}{\rho_{amc} g} + Z_{2_{amc}} + \frac{V_{2_{amc}}^2}{2g} \right) - \left(\frac{P_{1_{amc}}}{\rho_{amc} g} + Z_{1_{amc}} \right) + H_{r_{amc} \ 1-2} \quad (3.4.12)$$

$$H_{b_{amf}} = \left(\frac{P_{2_{amf}}}{\rho_{amf} g} + Z_{2_{amf}} + \frac{V_{2_{amf}}^2}{2g} \right) - \left(\frac{P_{1_{amf}}}{\rho_{amf} g} + Z_{1_{amf}} \right) + H_{r_{amf} \ 1-2} \quad (3.4.13)$$

$$P_{1_{amc}} = \rho_{amc} g h_{amc} + P_{atm} \quad (3.4.14)$$

$$P_{1_{amf}} = \rho_{amf} g h_{amf} + P_{atm} \quad (3.4.15)$$

Donde:

ρ_{amc} = Densidad del agua de mar cálida = 1025 [Kg/m³]¹⁵

ρ_{amf} = Densidad del agua de mar fría = 1028 [Kg/m³]

¹⁵ En el Anexo [1], se halla una gráfica de densidad del agua de mar con respecto a la profundidad.



g = Aceleración de la gravedad = 9.81 [m/s²]

G_{amc} = Gasto de agua de mar cálida [m³/s]

G_{amf} = Gasto de agua de mar fría [m³/s]

H_{bamc} = Carga de la bomba de agua de mar cálida [m]

H_{bamf} = Carga de la bomba de agua de mar fría [m]

η_{bamc} = Eficiencia de la bomba de agua de mar cálida = 0.8

η_{bamf} = Eficiencia de la bomba de agua de mar fría = 0.8

$P2_{amc}$ = Presión de descarga de la bomba de agua de mar cálida [Pa]

$P2_{amf}$ = Presión de descarga de la bomba de agua de mar fría [Pa]

$Z2_{amc}$ = Altura a nivel de descarga de la bomba de agua de mar cálida [m]

$Z2_{amf}$ = Altura a nivel de descarga de la bomba de agua de mar fría [m]

$V2_{amc}$ = Velocidad del agua de mar cálida en la tubería de descarga = 1.6 [m/s]¹⁶

$V2_{amf}$ = Velocidad del agua de mar fría en la tubería de descarga = 1.6 [m/s]

$P1_{amc}$ = Presión del agua de mar cálida a nivel de succión [Pa]

$P1_{amf}$ = Presión del agua de mar fría a nivel de succión [Pa]

$Z1_{amc}$ = Altura a nivel de succión del agua de mar cálida [m]

$Z1_{amf}$ = Altura a nivel de succión del agua de mar fría [m]

$Hr_{amc\ 1-2}$ = Pérdida total de altura en tuberías de admisión y succión de agua cálida [m]¹⁷

$Hr_{amf\ 1-2}$ = Pérdida total de altura en tuberías de admisión y succión de agua fría [m]

h_{amc} = Columna de agua en tubería de admisión de agua de mar cálida [m]

h_{amf} = Columna de agua en tubería de admisión de agua de mar fría [m]

P_{atm} = Presión atmosférica = 101,325 [Pa]

¹⁶ En el artículo 'Ocean Thermal Energy Conversion' publicado por el Dr. Luis A. Vega, se menciona que es correcto considerar una velocidad del agua de mar en los tubos que oscile entre los $2 \frac{m}{s}$

¹⁷ En la primera iteración, las pérdidas en tuberías se consideran nulas. En el Anexo [1], se halla la hoja de cálculo empleada para computar las pérdidas en tuberías.



Para calcular la potencia de la turbina y las bombas, se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$\dot{W}_t = \eta_{0v} \dot{m}_{Ref} \Delta h_{tr} \quad (3.4.16)$$

$$\dot{W}_{b1} = \eta_{0v} \dot{m}_{Ref} \Delta h_{b1r} \quad (3.4.17)$$

$$\dot{W}_{b2} = \dot{m}_{Ref} \Delta h_{b2r} \quad (3.4.18)$$

Donde:

Δh_{tr} = Salto entálpico real en la turbina [J/Kg]

Δh_{b1r} = Salto entálpico real en la bomba de trabajo 1 [J/Kg]

Δh_{b2r} = Salto entálpico real en la bomba de trabajo 2 [J/Kg]

De las ecuaciones anteriores, los valores conocidos son los siguientes: \dot{W}_{neto} , Δh_{amc} , Δh_{amf} , $\Delta h_{precRef}$, Δh_{vapRef} , $\Delta h_{condRef}$, ρ_{amc} , ρ_{amf} , g , η_{amc} , η_{amf} , $P2_{amc}$, $P2_{amf}$, $Z2_{amc}$, $Z2_{amf}$, $V2_{amc}$, $V2_{amf}$, $Z1_{amc}$, $Z1_{amf}$, Hr_{amc1-2} , Hr_{amf1-2} , h_{amc} , h_{amf} , P_{atm} , Δh_{tr} , Δh_{b1r} , Δh_{b2r} . De esta manera, se tiene entonces un sistema de 18 ecuaciones, con 18 incógnitas. Al resolver dicho sistema, mediante el programa computarizado *Maple*, se obtienen los valores de los flujos másicos, las potencias de todos los elementos de la planta, así como el calor transferido en los intercambiadores. A continuación, se muestran los resultados de las ecuaciones después de haber realizado las iteraciones necesarias para calcular las pérdidas en tuberías:

$Ec17 := \dot{m}_{Ref} = 459.0326386$	$Ec26 := \dot{W}_{bamf} = 7.964010619 \cdot 10^5$
$Ec18 := \dot{m}_{amc} = 8813.528525$	$Ec27 := \dot{Q}_{Camc} = 1.108087925 \cdot 10^8$
$Ec19 := \dot{m}_{amf} = 5173.050845$	$Ec28 := \dot{Q}_{Aamf} = 1.082741165 \cdot 10^8$
$Ec20 := G_{amc} = 8.598564413$	$Ec29 := \dot{Q}_{ARef} = 1.108087925 \cdot 10^8$
$Ec21 := G_{amf} = 5.032150630$	$Ec30 := \dot{Q}_{CRef} = 1.082741165 \cdot 10^8$
$Ec22 := \dot{W}_t = 2.590173555 \cdot 10^6$	$Ec31 := H_{bamc} = 6.68222346$
$Ec23 := \dot{W}_{b1} = 71585.22192$	$Ec32 := H_{bamf} = 12.554692$
$Ec24 := \dot{W}_{b2} = 0$	$Ec33 := P1_{amc} = 2.0187750 \cdot 10^5$
$Ec25 := \dot{W}_{bamc} = 7.221872709 \cdot 10^5$	$Ec34 := P1_{amf} = 1.018600500 \cdot 10^7$



Con los valores obtenidos de flujo másico del R152A, flujo másico del agua de mar cálida, y calor transferido en el vaporizador, se puede proceder a realizar el diseño físico y térmico del vaporizador.

3.4.4 Método Delaware Simplificado

El *Método Delaware Simplificado* es un procedimiento de cálculo desarrollado en la *Universidad Delaware* entre los años 1946 y 1963. Esta metodología se utiliza para calcular el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión de los fluidos dentro de un intercambiador de calor de tubos y coraza, y está basada en una extensiva experimentación e investigación analítica, cuya principal premisa es considerar a la conductividad, viscosidad densidad y calor específico de los fluidos, como factores calculables en función de la temperatura. Para aplicar dicha metodología, es preciso retomar algunos de los resultados del sistema de ecuaciones descrito anteriormente, los cuales se mencionan a continuación:

$$\dot{m}_{Ref} = 459 \left[\frac{Kg}{s} \right]$$

$$\dot{m}_{amc} = 8,813 \left[\frac{Kg}{s} \right]$$

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{c_{amc}} = \dot{Q}_{a_{Ref}} = 110,808,793 [Watts]$$

El siguiente paso, es conocer las temperaturas de ambos fluidos a la entrada y salida del intercambiador, así como en el punto de transición entre la zona de precalentamiento y la zona de vaporización. Ya que se conoce el salto entálpico del R152A en la zona de precalentamiento y vaporización, $(\Delta h_{precRef}, \Delta h_{vapRef})^{18}$, así como su flujo másico, se puede conocer la transferencia de calor en cada una de estas secciones:

$$\dot{Q}_{prec} = \dot{m}_{Ref} \Delta h_{precRef} = 6,505,407 [W]$$

$$\dot{Q}_{vap} = \%_v \dot{m}_{Ref} \Delta h_{vapRef} = 104,303,386 [W]$$

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{prec} + \dot{Q}_{vap}$$

Por lo tanto:

$$\dot{Q}_T = 110,808,793 [W]$$

¹⁸ $\Delta h_{precRef}$ y Δh_{vapRef} se encuentran calculados en la Ilustración 3.13



Donde:

\dot{Q}_{prec} = Calor transferido en sección de precalentamiento [W]

\dot{Q}_{vap} = Calor transferido en sección de vaporización [W]

\dot{Q}_T = Calor total transferido en el vaporizador [W]

Con este calor transferido, y el C_p del agua de mar cálida, se puede conocer el cambio de temperaturas que tendrá ésta en cada sección del vaporizador, tal y como se muestra a continuación:

$$\frac{\dot{Q}_{prec}}{\dot{m}_{amc}Cp_{amc}} = \Delta T_{amc\ prec} \tag{3.4.19}$$

$$\frac{\dot{Q}_{vap}}{\dot{m}_{amc}Cp_{amc}} = \Delta T_{amc\ vap} \tag{3.4.20}$$

Donde:

Cp_{amc} = Calor específico del agua de mar cálida [J/Kg°C]

$\Delta T_{amc\ prec}$ = ΔT del agua de mar cálida en zona de precalentamiento [°C]

$\Delta T_{amc\ vap}$ = ΔT del agua de mar cálida en zona de vaporización [°C]

De esta manera, se pueden conocer las temperaturas a lo largo del vaporizador, necesarias para calcular la temperatura media logarítmica (ΔT_{ml}) de cada sección. En las *Tablas 3.12 y 3.13* se muestra el cambio de temperaturas para ambas secciones¹⁹.

SECCIÓN DE PRECALENTAMIENTO			
T agua de mar cálida [°C]	22.0	←	22.2
T R152A [°C]	13.1	→	21.1
ΔT [°C]	8.9		1.1
ΔT _{ml prec} [°C]	3.7		

Tabla 3.12 Temperaturas a la entrada y salida de la sección de precalentamiento

SECCIÓN DE VAPORIZACIÓN			
T agua de mar cálida [°C]	22.2	←	25.0
T R152A [°C]	21.1	→	21.1
ΔT [°C]	1.1		3.9
ΔT _{ml vap} [°C]	2.2		

Tabla 3.13 Temperaturas a la entrada y salida de la sección de vaporización

¹⁹ Las corrientes se han acomodado como *flujos a contracorriente*, ya que para intercambiadores de tubos y coraza, la Diferencia de Temperaturas Media Logarítmica debe de ser calculada con esa configuración, y de ser necesario, ser corregida mediante un factor de corrección F .



Ahora, es necesario proponer las dimensiones del vaporizador. A lo largo del Subtema 3.3, se propusieron sólo algunos de los parámetros necesarios para el diseño del intercambiadores de calor, sin embargo, ahora que se conocen los flujos máscicos que serán introducidos a éste, se pueden proponer las dimensiones restantes, como los son: *número de tubos, diámetro de la coraza, número de pasos en tubos, espaciado de tubos, claro de tubos, diámetro equivalente en coraza y distancia entre baffles.*

Debido a que el flujo máscico del agua de mar y el R152A son considerablemente elevados, se utilizará el mayor diámetro de coraza disponible en las tabla de conteo de tubos, hallada en el libro de *Procesos de Transferencia de Calor* de Robert W. Serth²⁰, (respetando el diámetro y arreglo de tubos definidos en el Subtema 3.3). Para el primer cálculo se propondrá un sólo paso en tubos, con el cabezal trasero tipo L que se definió anteriormente. Con esta información, es posible conocer el número de tubos, así como el espaciado de tubos (P_T), diámetro equivalente de la coraza (d_e) y el claro de tubos (C'). Estos últimos dos parámetros, fueron obtenidos a partir de la *Ilustración 3.19*. En la *Ilustración 3.20* se muestra el resumen de las características preliminares propuestas para el vaporizador, mientras que en la *Ilustración 3.21*, se hallan las dimensiones de los tubos aletados a utilizar, obtenidos del catálogo de *Wolverine Tube, Inc.*

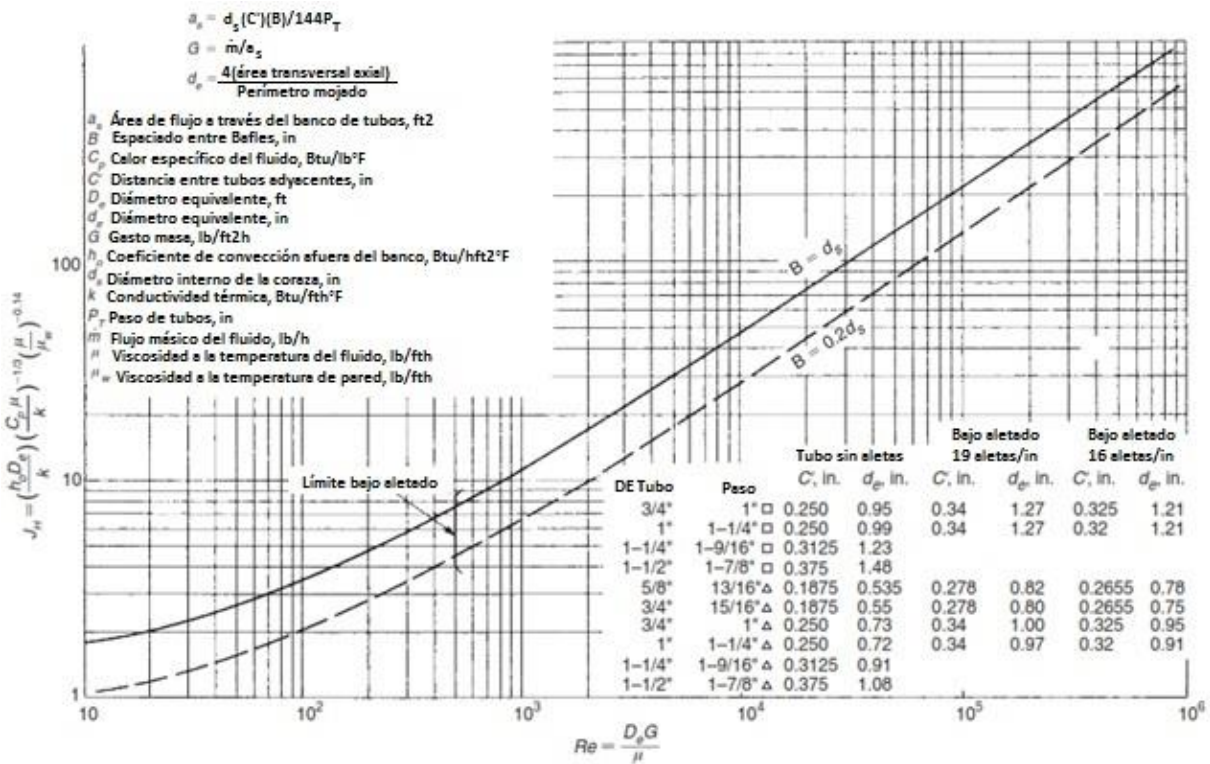


Ilustración 3.19 Correlación para el coeficiente de convección del lado de la coraza (Serth, 2007)

²⁰ En el Anexo [1], se encuentra la tabla de conteo de tubos utilizada



Tipo de intercambiador	Tubos y coraza	
Tipo de cabezal frontal	N	
Tipo de coraza	E	
Tipo de cabezal trasero	L	
Fluido en tubos	Agua de mar	
Fluido en coraza	R152A	
Número de pasos en tubos (n_p)	1	
Número de pasos en coraza	1	
DI de coraza (d_s) ²¹	120	in
DE nominal tubos	1	in
Arreglo de tubos	Triangular	
Espaciado de tubos (P_t)	1.25	in
Claro de tubos (C')	0.34	in
Diámetro equivalente (d_e)	0.97	in
Número de tubos (n_t)	8, 117	
Tubos aletados	SÍ	
Material de tubos	Cuproníquel 90/10	(UNS C70600)
Conductividad térmica de tubos (k_t)	26	BTU/hft°F
Corte de bafles (B_c)	20	%
Proporción de espacio entre bafles (B/d_s)	35	%
Tipo de aletas	Radial, bajo aletado	
Distancia entre bafles (B)	42	in
Tiras de sellado por cada 10 líneas de tubos	1	

Ilustración 3.20 Resumen de parámetros de vaporizador

Número de catálogo (S/T Trufin®)	60-197083	
Material del tubo	Cuproníquel 90/10	
Número de aletas por pulgada (N_r)	19	
DE nominal tubos	1	in
Grosor nominal de pared	0.083	in
BWG	14	
DE de sección sin aletas	0.998	in
Grosor de pared de sección sin aletas	0.095	in
Altura de aleta	0.063	in
Máximo DE de aleta	0.995	in
Grosor mínimo de pared bajo aleta	0.072	in
Diámetro de raíz en sección aletada (d_r)	0.875	in
Peso por pie de tubo	0.980	lbm/ft
DI nominal de tubo (d_i)	0.709	in
Área externa por pie de tubo (A_e)	100	in ² /ft
Área interna por pie de tubo (A_i)	27	in ² /ft
A_e/A_i	3.74	
Área transversal interna nominal	0.39	in ²
Grosor de aleta (τ)	0.011	in

Ilustración 3.21 Dimensiones del tubo aletado²²

²¹ DI y DE hacen referencia a diámetro interno y diámetro externo, respectivamente

²² En el Anexo [1], se halla el catálogo en donde se muestran las características del tubo aletado



Es sumamente recomendable que la longitud de los tubos no sobrepasen los 30 m, además de que la relación entre el diámetro de la coraza y la longitud del intercambiador debe mantenerse preferiblemente entre 1/5 y 1/15 (Kakas, 2002). Por lo tanto, el flujo másico de ambas corrientes, y por lo tanto, la transferencia de calor, se han dividido entre 8 intercambiadores²³ en paralelo, para asegurar una reducción en la longitud de los mismos. En consecuencia, el flujo másico y la transferencia de calor por cada intercambiador de calor, queda de la siguiente manera:

$$\dot{m}_{Ref} = 57 \left[\frac{Kg}{s} \right]$$

$$\dot{m}_{amc} = 1,102 \left[\frac{Kg}{s} \right]$$

$$\dot{Q}_{prec} = 813,176 [W]$$

$$\dot{Q}_{vap} = 13,037,923 [W]$$

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{prec} + \dot{Q}_{vap} = 13,851,099 [W]$$

Con esta información, es posible calcular el Coeficiente global de transferencia de calor (U) para cada zona, para lo cual, es necesario conocer en primer lugar los coeficientes de transferencia de calor del lado de los tubos (h_i) y del lado de la coraza (h_e).

Coefficiente de convección para lado de tubos (Agua de mar cálida)

A continuación, se muestran las fórmulas empleadas para calcular los coeficientes de película de los fluidos. Es importante mencionar que las propiedades termofísicas requeridas deben ser evaluadas a la temperatura promedio del fluido existente a lo largo de cada sección, ya sea precalentamiento o vaporización. ($[T_{ent} - T_{sal}]/2$).

$$Re_i = \frac{4\dot{m}_{amc}n_p}{\pi D_i \mu_i n_t} \quad (3.4.21)$$

$$h_i = \frac{k_i}{D_i} 0.023 Re_i^{0.8} Pr_i^{1/3} \quad (3.4.22)$$

²³ Dicho número de intercambiadores se determinó así después de haber realizado una serie de pruebas, en donde se comprobó que con ese valor, se obtenía una longitud de tubos dentro del rango de lo recomendable.



Donde:

Re_i = Número de Reynolds del fluido en los tubos

n_p = número de pasos en tubos

D_i = Diámetro interno de los tubos [ft]

μ_i = Viscosidad dinámica del fluido en los tubos [lbm/fth]

n_t = Número de tubos

h_i = Coeficiente de convección de fluido en tubos [BTU/hft²°F] (Aplicable para $Re > 10,000$)

k_i = Coeficiente de conductividad térmica del fluido en tubos [BTU/hft°°F]

$Pr_i = \frac{Cp_i \mu_i}{k_i}$ = Número de Prandtl del fluido en tubos (Aplicable para $0.5 < Pr < 100$)

Cp_i = Calor específico del fluido en tubos [BTU/lbm°°F]

Coeficiente de convección para lado de coraza (R152A)

$$a_s = \frac{d_s C' B}{144 P_T} \tag{3.4.23}$$

$$G_e = \frac{\dot{m}_{Ref}}{a_s} \tag{3.4.24}$$

$$Re_e = \frac{D_e G_e}{\mu_e} \tag{3.4.25}$$

$$j_H = 0.5 \left(1 + \frac{B}{d_s} \right) (0.08 Re_e^{0.6821} + 0.7 Re_e^{0.1772}) \tag{3.4.26}$$

$$h_e = j_H \frac{k_e}{D_e} Pr_e^{1/3} \tag{3.4.27}$$

Donde:

a_s = Área transversal de la coraza [ft²]

C' = Claro de tubos [in]

P_T = Espaciado de tubos [in]

Re_e = Número de Reynolds del fluido en la coraza

G_e = Gasto masa del fluido en la coraza [lbm/hft²]



μ_e = Viscosidad dinámica del fluido en la coraza [lbm/ft^h]

h_e = Coeficiente de convección del fluido en la coraza [BTU/hft²°F] (Aplicable para 500 <Re< 10⁶)

k_e = Coeficiente de conductividad térmica del fluido en la coraza [BTU/hft° F]

$Pr_e = \frac{Cp_e \mu_e}{k_e}$ = Número de Prandtl del fluido en la coraza (Aplicable para 0.5 <Pr< 100)

Cp_e = Calor específico del fluido en la coraza [BTU/lbm° F]

Coeficientes convectivos corregidos

Es necesario incluir en el cálculo de los coeficientes de convección, el factor de corrección de viscosidad para cada fluido (ϕ_i, ϕ_e), para ello, hace falta calcular la eficiencia de aleta, utilizando las siguientes fórmulas:

$$r_1 = \frac{D_r}{2} \tag{3.4.28}$$

$$r_2 = r_1 + \text{altura de aleta} \tag{3.4.29}$$

$$r_{2c} = r_2 + \frac{\tau}{2} \tag{3.4.30}$$

$$\psi = (r_{2c} - r_1) \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{r_{2c}}{r_1} \right) \right] \tag{3.4.31}$$

$$m = \left(\frac{2h_e}{k_t \tau} \right)^{0.5} \tag{3.4.32}$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(m\psi)}{m\psi} \tag{3.4.33}$$

$$A_f = 2N_f \pi (r_{2c}^2 - r_1^2) \tag{3.4.34}$$

$$A_p = 2\pi r_1 (L - N_f \tau) \tag{3.4.35}$$

$$A_{tot} = A_p + A_f \tag{3.4.36}$$

$$\eta_w = \left(\frac{A_p}{A_{tot}} \right) + \eta_f \left(\frac{A_f}{A_{tot}} \right) \tag{3.4.37}$$

Donde:

r_1 = Radio externo de la raíz del tubo [ft]

D_r = Diámetro externo de la raíz del tubo [ft]



r_2 = Radio externo de la aleta [ft]

r_{2c} = Radio externo de la aleta corregido [ft]

τ = Espesor de la aleta [ft]

ψ = Primer parámetro para ecuación de eficiencia de aleta [ft]

m = Segundo parámetro para ecuación de eficiencia de aleta [1/ft]

η_f = Eficiencia de aleta

A_f = Área de aletas por pulgada [ft²/in]

N_f = Número de aletas por pulgada

A_p = Área externa de tubo sin aletas por pulgada [ft²/in]

A_{tot} = Área externa de tubos por pulgada [ft²/in]

η_w = Eficiencia de aleta ponderada

Ahora, es necesario conocer las temperaturas de pared de lado interno y externo de los tubos, utilizando las siguientes fórmulas:

$$T_p = \frac{h_i t_{prom} + h_e \eta_w (A_{tot}/A_i) T_{prom}}{h_i + h_e \eta_w (A_{tot}/A_i)} \quad (3.4.38)$$

$$T_{wtd} = \frac{h_i \eta_w t_{prom} + [h_i (1 - \eta_w) + h_e \eta_w (A_{tot}/A_i)] T_{prom}}{h_i + h_e \eta_w (A_{tot}/A_i)} \quad (3.4.39)$$

$$\phi_i = \left(\frac{\mu_i}{\mu_{wi}} \right)^{0.14} \quad (3.4.40)$$

$$\phi_e = \left(\frac{\mu_e}{\mu_{we}} \right)^{0.14} \quad (3.4.41)$$

$$h_{ir} = h_i \phi_i \quad (3.4.42)$$

$$h_{er} = h_e \phi_e \quad (3.4.43)$$

Donde:

T_p = Temperatura de pared de lado interno de tubos [°F]

t_{prom} = Temperatura promedio de lado de tubos [°F]



T_{prom} = Temperatura promedio de lado de coraza [°F]

T_{wtd} = Temperatura de pared de lado externo de tubos [°F]

ϕ_i = Factor de corrección de viscosidad del lado de tubos

μ_{wi} = Viscosidad a la temperatura de pared de lado interno de tubos [lbm/ft^h]

ϕ_e = Factor de corrección de viscosidad del lado de coraza

μ_{we} = Viscosidad a la temperatura de pared del lado externo de tubos [lbm/ft^h]

h_{ir} = Coeficiente de convección del fluido en tubos corregido [BTU/hft²°F]

h_{er} = Coeficiente de convección del fluido en coraza corregido [BTU/hft²°F]

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor global (U)

El coeficiente de transferencia de calor global para cada sección, se calcula utilizando las siguientes fórmulas:

$$U_C = \left[\frac{A_e}{h_i A_i} + \frac{A_e \ln(D_r/D_i)}{2\pi k_t} + \frac{1}{h_e \eta_w} \right]^{-1} \tag{3.4.44}$$

$$R_D = R_{Di} \left(\frac{A_e}{A_i} \right) + \frac{R_{De}}{\eta_w} \tag{3.4.45}$$

$$U_D = \left[\frac{A_e}{h_i A_i} + \frac{A_e \ln(D_r/D_i)}{2\pi k_t} + R_D + \frac{1}{h_e \eta_w} \right]^{-1} \tag{3.4.46}$$

Donde:

U_C = Coeficiente de transferencia de calor global limpio [BTU/hft²°F]

k_t = Conductividad térmica de tubos [BTU/hft°F]

A_e = Área externa de tubo por pie de longitud [ft²/ft]

A_i = Área interna de tubo por pie de longitud [ft²/ft]

R_{Di} = Resistencia térmica por incrustación del fluido de lado de tubos = 0.0008 [hft²°F/BTU]

R_{De} = Resistencia térmica por incrustación del fluido de lado de coraza = 0.001 [hft²°F/BTU]

U_D = Coeficiente de transferencia de calor global con ensuciamiento [BTU/hft²°F]



Conociendo los Coeficientes de transferencia de calor globales (U), así como el calor transferido y la ΔT_{ml} en cada sección, es posible conocer la longitud de los tubos, retomando la Ecuación 2.3.8, la cual se expresa a continuación:

$$\dot{Q} = U_D A \Delta T_{ml} \tag{2.3.8}$$

$$A = A_e n_t L \tag{3.4.47}$$

Despejando:

$$L = \frac{\dot{Q}}{U_D \Delta T_{ml} A_e n_t} \tag{3.4.48}$$

Donde:

\dot{Q} = Calor transferido en el vaporizador [BTU/h] (Ya sea en zona de precalentamiento o en zona de vaporización)

U_D = Coeficiente de transferencia de calor global con ensuciamiento [BTU/hft²°F] (Ya sea en zona de precalentamiento o en zona de vaporización)

A = Área de transferencia de calor [ft²] (Ya sea para zona de precalentamiento o para zona de vaporización)

ΔT_{ml} = Diferencia de temperaturas media logarítmica [°F] (Ya sea en zona de precalentamiento o en zona de vaporización)

L = Longitud de tubos [ft] (Ya sea para zona de precalentamiento o para zona de vaporización)

Al aplicar las fórmulas anteriores para cada sección (precalentamiento y vaporización), se obtienen los siguientes valores:

SECCIÓN DE PRECALENTAMIENTO		
	<i>Unidades Internacionales</i>	<i>Unidades Inglesas</i>
h_i	2, 300 [W/m ² °C]	405.4 [BTU/hft ² °F]
h_e	175 [W/m ² °C]	30.8 [BTU/hft ² °F]
η_w	0.98	0.98
h_{ir}	2, 294 [W/m ² °C]	403.9 [BTU/hft ² °F]
h_{er}	176 [W/m ² °C]	31.0 [BTU/hft ² °F]
U_{D prec}	121 [W/m ² °C]	21.3 [BTU/hft ² °F]
A_{prec}	1, 808 [m ²]	19458 [ft ²]
L_{prec}	1.07 [m]	3.5 [ft]

Tabla 3.14 Coeficientes y longitud de tubos para sección de precalentamiento



SECCIÓN DE VAPORIZACIÓN		
	<i>Unidades Internacionales</i>	<i>Unidades Inglesas</i>
h_i	2,345 [W/m ² °C]	413.3 [BTU/hft ² °F]
h_e	176 [W/m ² °C]	31.0 [BTU/hft ² °F]
η_w	0.98	0.98
h_{ir}	2,343 [W/m ² °C]	412.6 [BTU/hft ² °F]
h_{er}	177 [W/m ² °C]	31.1 [BTU/hft ² °F]
$U_{D\ vap}$	122 [W/m ² °C]	21.5 [BTU/hft ² °F]
A_{vap}	48,723 [m ²]	524,455 [ft ²]
L_{vap}	28.3 [m]	93 [ft]

Tabla 3.15 Coeficientes y longitud de tubos para sección de vaporización

Cálculo del Coeficiente de transferencia global ponderado

Finalmente, se debe obtener la U_D y ΔT_{ml} ponderada, es decir, un coeficiente de transferencia de calor global y una diferencia de temperaturas media logarítmica balanceados con respecto a la zona de precalentamiento y la zona de vaporización. Ambos valores se pueden calcular utilizando las siguientes fórmulas:

$$A_T = A_{prec} + A_{vap} \quad (3.4.49)$$

$$U_{D\ ponderado} = U_{D\ prec} \left(\frac{A_{prec}}{A_T} \right) + U_{D\ vap} \left(\frac{A_{vap}}{A_T} \right) \quad (3.4.50)$$

$$\Delta T_{ml\ ponderada} = \frac{\dot{Q}_T}{\frac{\dot{Q}_{prec}}{\Delta T_{ml\ prec}} + \frac{\dot{Q}_{vap}}{\Delta T_{ml\ vap}}} \quad (3.4.51)$$

Por último, la longitud total de tubos se obtiene utilizando la *Ecuación 3.4.52*, representada a continuación:

$$L_T = \frac{\dot{Q}_T}{U_{D\ ponderada} \Delta T_{ml\ ponderada} A_{ent}} \quad (3.4.52)$$

Donde:

A_T = Área total de transferencia de calor [ft²]

A_{prec} = Área de transferencia de calor en la sección de precalentamiento [ft²]

A_{vap} = Área de transferencia de calor en la sección de vaporización [ft²]

$U_{D\ ponderado}$ = Coeficiente global de transferencia de calor ponderado [BTU/hft²°F]



$U_{D\ prec}$ = Coeficiente global de transferencia de calor en la sección de precalentamiento [BTU/hft²°F]

$U_{D\ vap}$ = Coeficiente global de transferencia de calor en la sección de vaporización [BTU/hft²°F]

$\Delta T_{ml\ ponderada}$ = Diferencia de temperaturas media logarítmica ponderada [°F]

$\Delta T_{ml\ prec}$ = Diferencia de temperaturas media logarítmica en zona de precalentamiento [°F]

$\Delta T_{ml\ vap}$ = Diferencia de temperaturas media logarítmica en zona de vaporización [°F]

L_T = Longitud total de tubos [ft]

Empleando las cuatro fórmulas anteriores, se obtienen los resultados de la *Tabla 3.16*, aplicables para cada vaporizador.

RESULTADOS GENERALES POR CADA VAPORIZADOR	
U_D ponderada	122 [W/m ² °C]
Q_T	13, 851, 110 [W]
ΔT_{ml} ponderada	2.2 [°C]
A_T	50, 531 [m ²]
L_T	29.4 [m]

Tabla 3.16 Resultados generales por cada intercambiador

Cálculo de caída de presión para el lado de los tubos (Agua de mar)

En el lado de los tubos, se debe calcular la caída de presión ocasionada por la fricción con los tubos, así como la caída de presión que sufre el fluido al ingresar y salir de los tubos. Las siguientes fórmulas se deberán utilizar para dichos cálculos:

$$f_i = 0.4137Re_i^{-0.2585} \tag{3.4.53}$$

$$G_i = \frac{4\dot{m}_{amc}n_p}{\pi n_t D_i^2} \tag{3.4.54}$$

$$\Delta P_{fi} = \frac{f_i n_p L G_i^2}{7.5 \times 10^{12} D_i s_i \phi_i} \tag{3.4.55}$$

$$\Delta P_r = \frac{1.334 \times 10^{-13} \alpha_r G_i^2}{s_i} \tag{3.4.56}$$



Donde:

f_i = Factor de fricción de *Darcy* para interior de tubos

G_i = Gasto masa de fluido en tubos [lbm/hft²]

ΔP_{fi} = Caída de presión de lado de tubos por fricción [psi]

s_i = Gravedad específica del fluido en tubos (Calculado a temperatura promedio)

ΔP_r = Caída de presión del fluido en tubos por ingreso y salida al intercambiador [psi]

α_r = Altura de velocidad asociada a la caída de presión [ft] (1 para entrada y 0.75 para salida)²⁴

Cálculo de caída de presión para el lado de la coraza (R152A)

Para el lado de la coraza, únicamente se calcula la caída de presión ocasionada por la fricción contra los tubos dentro de la coraza, y se lleva a cabo de la siguiente manera:

$$f_1 = (0.0076 + 0.000166d_s)Re^{-0.125} \tag{3.4.57}$$

$$f_2 = (0.0016 + 5.8 \times 10^{-5}d_s)Re^{-0.157} \tag{3.4.58}$$

$$f_e = 144\{f_1 - 1.25(1 - B/d_s)(f_1 - f_2)\} \tag{3.4.59}$$

$$n_b + 1 = \frac{L}{B} \tag{3.4.60}$$

$$\Delta P_{f_e} = \frac{f_e G_e^2 d_s (n_b + 1)}{7.5 \times 10^{12} d_e s_e \phi_e} \tag{3.4.61}$$

Donde:

f_1 = Factor de fricción de *Darcy* para B/d_s=1.0

f_2 = Factor de fricción de *Darcy* para B/d_s=0.2

f_e = Factor de fricción de *Darcy* para exterior de tubos

ΔP_{f_e} = Caída de presión de lado de coraza por fricción [psi]

s_e = Gravedad específica del fluido en la coraza (Calculado a temperatura promedio)

²⁴ Serth, R. W., *Process Heat Transfer*



La Ecuación 3.4.61 puede utilizarse tanto para la sección de precalentamiento como para la sección de vaporización, sin embargo, para esta última zona, la gravedad específica del lado de la coraza deberá ser sustituida por la gravedad específica promedio a la entrada y a la salida de la sección de vaporización (Kern, 1965). Para calcular dicho valor, se deben utilizar las siguientes fórmulas:

rho_vsal = (P_M * P_sal) / (R * T_sal) (3.4.62)

S_sal = (m_dot_Ref / rho_h2o) / ((%v * m_dot_Ref) / rho_vsal + (%l * m_dot_Ref) / rho_lsal) (3.4.63)

S_prom = (S_ent + S_sal) / 2 (3.2.3)

Sustituyendo

Delta P_fe_vap = (fe * Ge^2 * ds * (nb + 1)) / (7.5 * 10^12 * de * S_prom * phi_e) (3.4.64)

Donde:

rho_vsal = Densidad del fluido vaporizado a la salida del intercambiador [lbm/ft^3]

P_M = Peso molecular del fluido vaporizado [lbm/lbmol]

P_sal = Presión a la salida del vaporizador del lado de la coraza [psi]

R = Constante del gas ideal [ft^3psi/°Rlbmol]

T_sal = Temperatura a la salida del vaporizador del lado de la coraza [°R]

rho_h2o = Densidad del agua a 4 °C = 62.43 [lbm/ft^3]

rho_lsal = Densidad del fluido no vaporizado del lado de la coraza a la salida del intercambiador [lbm/ft^3]

%_l = Porcentaje de R152A que no se evapora = 0.2

Empleando las fórmulas anteriores para el cálculo de las caídas de presión, se obtienen los siguientes resultados:

Table with 2 columns: Parameter and Value. Rows include SECCIÓN DE PRECALENTAMIENTO, Caídas de presión en agua de mar (Delta P_fi = 0.318 [Kpa], Delta P_r = 0.107 [Kpa]), Caída de presión en R152A (Delta P_fe = 0.090 [Kpa]).

Tabla 3.17 Caídas de presión en la sección de precalentamiento



SECCIÓN DE VAPORIZACIÓN	
<i>Caídas de presión en agua de mar</i>	
ΔP_{fi}	8.485 [Kpa]
ΔP_r	0.142 [Kpa]
<i>Caída de presión en R152A</i>	
ΔP_{fe}	4.820 [Kpa]

Tabla 3.18 Caídas de presión en la sección de vaporización

Con los todos los datos calculados anteriormente, se puede tener el diseño preliminar del vaporizador, cuyos valores más significativos se encuentran representados en la *Tabla 3.19*.

Tipo de intercambiador	Tubos y coraza	
Número de intercambiadores	8	
Tipo de cabezal frontal	N	
Tipo de coraza	E	
Tipo de cabezal trasero	L	
Fluido en tubos	Agua de mar	
Fluido en coraza	R152A	
Velocidad de agua de mar en tubos	0.5	m/s
Número de pasos en tubos (n_p)	1	
Número de pasos en coraza	1	
DI de coraza (D_s)	3.05	m
DE nominal tubos	2.54	cm
Arreglo de tubos	Triangular	
Paso de tubos (P_t)	3.18	cm
Número de tubos (n_t)	8, 117	
Longitud de tubos (L_T)	29.4	m
Área de transferencia de calor (A_T)	50, 531	m ²
Tubos aletados	Sí	
Tipo de aletas	Radial, bajo aletado	
BWG	14	
Número de aletas por pulgada (N_f)	19	
Número de catálogo (S/T Trufin®)	60-197083	
Material de tubos	Cuproníquel 90/10	
Corte de baffles (B_c)	20	%
Proporción de espacio entre baffles (B/d_s)	35	%
Espacio entre baffles (B)	1.07	m
Número de Baffles (n_b)	26	
Pares de tiras de sellado por cada 10 líneas de tubos	1	
Caída de presión lado de coraza	4.91	Kpa
Caída de presión lado de tubos	9.05	Kpa

Tabla 3.19 Resumen del vaporizador



Como se puede observar, la longitud de los tubos es de 29.4 m, la cual se halla muy cerca del límite recomendado de 30 m. En este sentido, el diseño es satisfactorio, sin embargo, la velocidad del agua de mar dentro de los tubos es de 0.5 m/s, el cual es un valor que no cae dentro del rango de lo aceptable (1 a 3 m/s). Para corregir esto, se pueden proponer dos pasos en los tubos, de tal manera que la velocidad aumente aproximadamente al doble, lo que también significará un aumento en el número de Reynolds del agua, y por lo tanto, un mayor coeficiente de convección. También es necesario saber que, aumentar el número de pasos provocará un aumento en la caída de presión, lo cual se deberá compensar con la presión de salida de las bombas que extraen el agua de mar. En la *Tabla 3.20*, se muestran los valores más significativos del vaporizador con dos pasos en los tubos.

VAPORIZADOR CON 2 PASOS EN LOS TUBOS	
U_D balanceada	133 [W/m ² °C]
ΔT_{mi} balanceada	2.2 [°C]
A total	46, 289 [m ²]
L total	27.2 [m]
Número de tubos	8, 038
V_{agua de mar}	1.1 [m/s]
Caída de presión del lado de los tubos	56.3 [Kpa]
Caída de presión del lado de la coraza	4.55 [Kpa]

Tabla 3.20 Vaporizador con dos pasos en tubos

La velocidad del agua de mar cálida, considerando esta nueva configuración, cae dentro del rango de lo recomendado, y debido a que ahora el Coeficiente global de transferencia de calor (U) es ligeramente mayor, la longitud de los tubos ha disminuido aproximadamente 2 m. Por otro lado, la caída de presión del agua de mar ha aumentado considerablemente, por lo que es necesario hacer una serie de iteraciones para ajustar la presión de salida de las bombas que extraen el agua de mar, a las caídas de presión que existen dentro de los intercambiadores. Como se mencionó anteriormente, la presión propuesta inicialmente a la salida de las bombas fue de 130 Kpa, por lo que ahora, se propondrá una presión de 160 Kpa²⁵. Además, es necesario corregir la presión del R152A dentro del vaporizador, tomando en cuenta la caída de presión que existe del lado de la coraza. Estas correcciones significarán cambios en el ciclo *OTEC* presentado en la *Ilustración 3.13*, así como en las propiedades presentadas en la *Ilustración 3.15*. En la *Tabla 3.21* se muestra el resumen del vaporizador, después de haber realizado las iteraciones correspondientes.

La caída de presión final del agua de mar en el vaporizador resultó ser de 44.1 Kpa, por lo que la bomba que extrae dicha agua le debe proporcionar a ésta una presión de 145 Kpa para asegurar salga del intercambiador a presión atmosférica. Haber incrementado la

²⁵ Se ha propuesta dicha presión, ya que sumando la presión atmosférica con la caída de presión del lado de los tubos, se tiene una presión aproximada de 158 Kpa, redondeado a un valor de 160 Kpa.



presión de las bombas, implicó aumentar el autoconsumo de potencia de la planta, por lo que fue necesario un incremento del flujo de agua de mar y del R152A para compensar dicha pérdida y conservar la potencia neta de 1 MWe establecida. Por último, en la *Ilustración 3.22*, se muestra el perfil de temperaturas de ambos fluidos a lo largo del vaporizador.

Tipo de intercambiador	Tubos y coraza	
Número de intercambiadores	14	
Tipo de cabezal frontal	N	
Tipo de coraza	E	
Tipo de cabezal trasero	L	
Fluido en tubos	Agua de mar	
Fluido en coraza	R152A	
Flujo másico de agua de mar cálida (\dot{m}_{amc})	942	Kg/s
Flujo másico de R152A (\dot{m}_{Ref})	49	Kg/s
Calor transferido en la sección de precalentamiento (\dot{Q}_{prec})	716, 460	W
Calor transferido en la sección de vaporización (\dot{Q}_{vap})	11, 138, 245	W
Calor total transferido en el vaporizador (\dot{Q}_T)	11, 854, 705	W
Velocidad de agua de mar en tubos	1.0	m/s
ΔT_{ml} en sección de precalentamiento ($\Delta T_{ml\,prec}$)	3.4	°C
ΔT_{ml} en sección de vaporización ($\Delta T_{ml\,vap}$)	2.0	°C
ΔT_{ml} ponderada ($\Delta T_{ml\,ponderada}$)	2.1	°C
U_D ponderada (U_D balanceada)	122	W/m ² °C
Número de pasos en tubos (np)	2	
Número de pasos en coraza	1	
DI de coraza (D_s)	3.05	m
DE nominal tubos	2.54	cm
Arreglo de tubos	Triangular	
Paso de tubos (P_t)	3.18	cm
Número de tubos (n_t)	8, 038	
Longitud de tubos total (L_T)	28	m
Área de transferencia de calor total (A_T)	47, 592	m ²
Tubos aletados	Sí	
Tipo de aletas	Radial, bajo aletado	
BWG	14	
Número de aletas por pulgada (N_f)	19	
Número de catálogo (S/T Trufin®)	60-197083	
Material de tubos	Cuproníquel 90/10	
Corte de bafles (B_c)	20	%
Proporción de espacio entre bafles (B/d_s)	35	%
Espacio entre bafles (B)	1.07	m
Número de bafles (n_b)	25	
Pares de tiras de sellado por cada 10 líneas de tubos	1	
Caída de presión lado de coraza	3.54	Kpa
Caída de presión lado de tubos	44.1	Kpa

Tabla 3.21 Resumen final de vaporizador



T vs. D

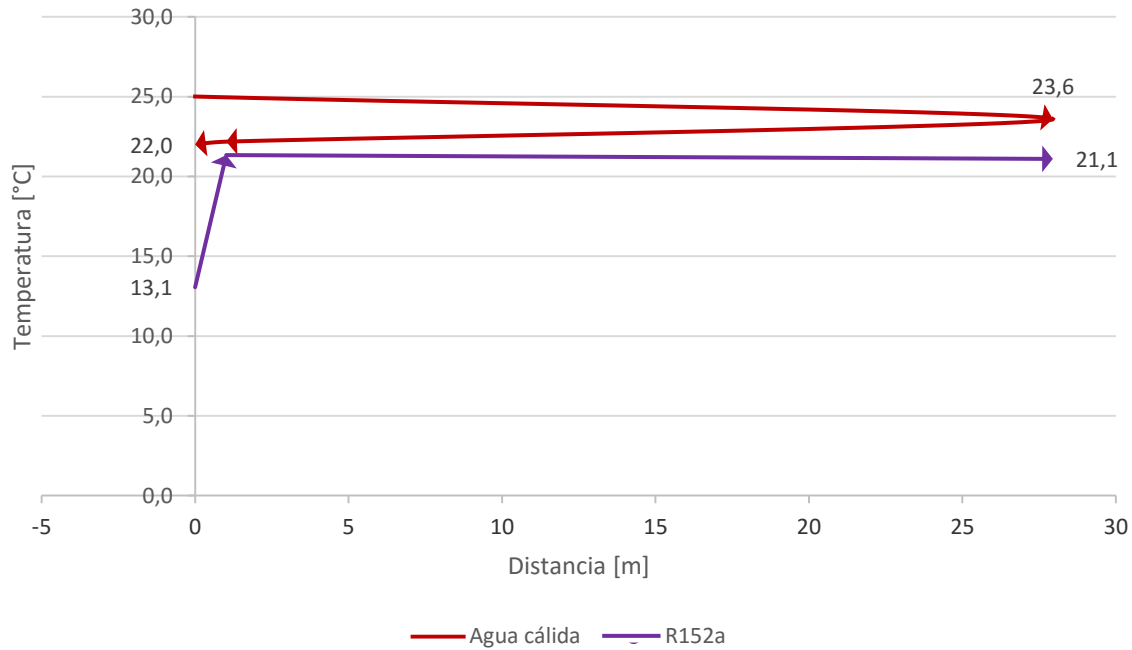


Ilustración 3.22 Perfil de temperaturas en el vaporizador

El vaporizador diseñado cuenta con tubos de 28 m de largo, por donde el agua fluye a una velocidad de 1 m/s. Ambos valores caen dentro del margen de lo permisible. Además, se utilizaron dimensiones de coraza, espejo tubos y tubos aletados existentes en catálogos. La configuración del vaporizador obedece las bases establecidas por *TEMA*, mientras que los requerimientos térmicos se cumplen teóricamente, utilizando las fórmulas definidas y debidamente referenciadas. Como se mencionó anteriormente, dicho intercambiador se diseñó para vaporizar el 80 % del refrigerante, con la finalidad de disminuir el ensuciamiento, dicho líquido remanente será separado del vapor mediante una trampa de vapor colocado a la salida del intercambiador. El siguiente paso es realizar el diseño asistido por computadora del vaporizador, para tener una idea clara del diseño y asegurar que no existan fallas mecánicas dentro del mismo.

CAPÍTULO IV

Diseño asistido por computadora



Introducción

A lo largo de este capítulo, se realizará el diseño asistido por computadora del vaporizador diseñado anteriormente, tomando en cuenta todas las consideraciones y dimensiones obtenidas como resultado de los cálculos desarrollados. Para ello, será necesario llevar a cabo una selección de materiales que sean compatibles con los fluidos de trabajo, así como el cálculo del espesor mínimo de dichos materiales para asegurar su funcionamiento bajo las presiones de trabajo implicadas. Por último, se llevará a cabo el ensamble de todas las piezas del vaporizador para generar en diseño final.

4.1 Selección de materiales

Para la coraza

La coraza del vaporizador estará en contacto con el R152A, y muy probablemente, con la intemperie. Es importante mencionar que una planta *OTEC* opera en regiones costeras de climas tropicales, lo cual acelera el proceso de corrosión metálica debido a la humedad y salinidad en la atmósfera. Es por eso que la coraza del intercambiador deberá ser compatible con el R152A, así como con el tipo de ambiente antes mencionado. Utilizando una herramienta facilitada por la página www.linde-gas.com, es posible conocer los materiales compatibles con diferentes tipos de refrigerantes, entre ellos, el R152A. En la *Ilustración 4.1*, se muestra una captura de pantalla obtenida de dicha fuente, en donde se pueden observar los materiales compatibles con el refrigerante en cuestión.

Como se puede observar, el acero inoxidable y el acero al carbón son materiales compatibles con el R152A, y por esa razón, se ha optado por seleccionar una aleación de acero conocida como *Acero Corten*, (*ASTM A242* o *ASTM A588*), el cual cuenta con una gran resistencia a la tracción, así como con una resistencia mejorada a la corrosión atmosférica, lo que aumenta en gran medida su tiempo de vida en comparación con otro tipo de aceros bajo condiciones atmosféricas (Central Steel Service, 2015). Dicho material se halla en diversas presentaciones, como barras, tubos, ángulos, vigas, láminas y placas; ésta última será la que se utilizará para manufacturar la coraza del vaporizador.²⁶

²⁶ Para los bafles, es posible utilizar el mismo material que para la coraza, pues estos únicamente estarán en contacto con el R152A.



Ilustración 4.1 Materiales compatibles con R152A (The Linde Group, 2016)

Para los cabezales

Los cabezales estarán en contacto en el agua de mar cálida, por lo tanto, se ha decidido utilizar acero inoxidable austenítico de tipo *ASTM A240 Grado 316L*, o su equivalente, *ASME SA-240 Grado 316L*, el cual posee un alto contenido de Níquel y Cromo, así como Molibdeno en menor cantidad (16%Cr-12%Ni-2%Mo). La composición resultante le otorga a este material una gran resistencia a la corrosión bajo entornos agresivos. Además, la adición de Molibdeno asegura una gran resistencia a la corrosión por picadura y por fisura, bastante comunes en sistemas que trabajan con agua de mar. Por último, ésta también posee una buena resistencia atmosférica, sumamente necesaria para trabajar en regiones costeras (NAS, 2010)

Para los espejos de tubos

Los espejos de tubos estarán en contacto con el agua de mar y con el R152A, por lo tanto, es posible utilizar el mismo material que en los cabezales, pues como se observa en la *Ilustración 4.1*, el acero inoxidable es compatible con el R152A, y desde luego, con el agua de mar.



Para los tubos

Los tubos estarán en contacto con el R152A de lado externo, y con agua de mar por el lado interno. Se ha decidido utilizar tubos de *Cuproníquel 90/10* (90%Cu-10%Ni), pues este material, además de Cobre y Níquel, posee mínimos pero importantes elementos aleantes como Hierro y Manganeso, los cuales le proporcionan a dicha aleación una gran resistencia a la corrosión producida por el flujo de agua marina. Además, posee una buena conductividad térmica y alta resistencia al ensuciamiento (Copper Alliance, 2016). En cuanto al lado externo de los tubos, que se encuentra en contacto con el R152A, no existirá problema alguno, pues el Cobre es compatible con dicho refrigerante, tal y como se observa en la *Ilustración 4.1*.

4.2 Cálculo del espesor de los componentes

Con base en el *Código ASME, Sección VIII, División 1, apartado UG-27*, es posible conocer las fórmulas utilizadas para calcular el espesor de una coraza cilíndrica sometida a presión interna. A continuación, se presentan dichas fórmulas.

Para esfuerzo circunferencial (Junta longitudinal):

$$t = \frac{PR_s}{SE-0.6P} \quad (4.2.1)$$

Para esfuerzo longitudinal (Junta circunferencial):

$$t = \frac{PR_s}{2SE+0.4P} \quad (4.2.2)$$

Donde:

t = Espesor de la coraza [in]

P = Presión de trabajo del lado de la coraza [psi]

R_s = Radio interno de la coraza [in]

S = Máximo esfuerzo permitido por el material²⁷ [psi]

E = Eficiencia de la soldadura

²⁷ Este esfuerzo debe ser obtenido de la Tabla 1A del *Código ASME, Sección II, Parte D*



En la *Ilustración 4.2*, se pueden observar los tipos de esfuerzos y juntas mencionados anteriormente. Es posible que existan ambos tipos de juntas para manufacturar la coraza del vaporizador, por lo tanto, se realizaron los cálculos para cada configuración, tomando en cuenta los valores presentados a continuación:

$$P = 433 \text{ [Kpa]} = 62.8 \text{ [psi]}^{28}$$

$$R = 60 \text{ [in]}$$

$$S = 148,000 \text{ [Kpa]} = 21,466 \text{ [psi]}$$

$$E = 0.8$$

Los espesores resultantes fueron los siguientes:

$$t = 0.22 \text{ [plg]} \quad (\text{Para junta longitudinal})$$

$$t = 0.11 \text{ [plg]} \quad (\text{Para junta circunferencial})$$

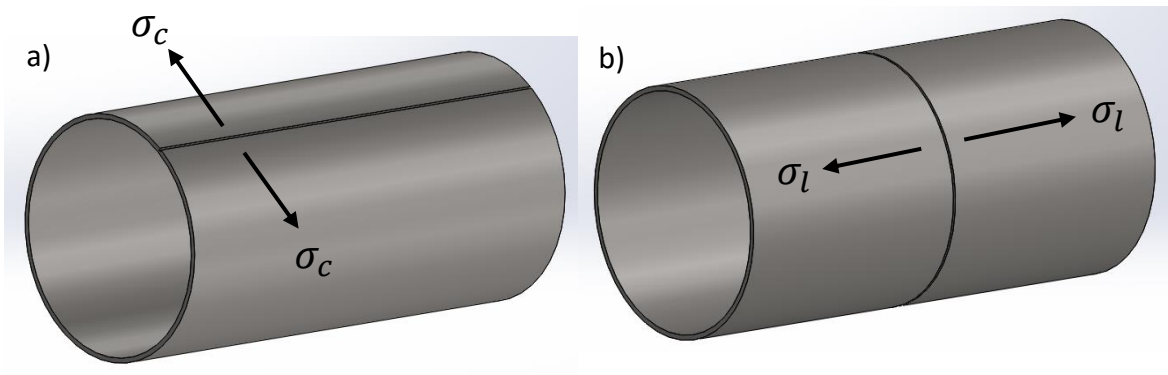


Ilustración 4.2 a) Junta longitudinal con esfuerzo circunferencial. b) Junta circunferencial con esfuerzo longitudinal

Como se puede observar, un espesor en la coraza de 0.22 in resulta suficiente para soportar las presiones de trabajo requeridas, tomando en cuenta que dicho valor ya cuenta con un factor de seguridad conveniente establecido por la *ASME*. Es importante ajustar este espesor a un valor nominal disponible en el mercado, por lo que se propuso utilizar una placa de $\frac{5}{8}$ in de espesor para elaborar la coraza del vaporizador. Debido a que los cabezales

²⁸ Presión absoluta en la coraza



del vaporizador estarán sometidos a la presión de trabajo del agua de mar, la cual es menor a la que existe en la coraza²⁹, es factible utilizar el mismo espesor para dichos elementos.

Para el espesor de los baffles, se puede utilizar como referencia la *Tabla 3.9*, en donde se tienen como datos de entrada la distancia entre baffles y el diámetro de la coraza, por lo que el espesor recomendado resulta de 5/8 in (1.5875 cm).

4.3 Selección de bridas

En la *Tabla 4.1* se hallan los valores recomendados para el diámetro de las boquillas de entrada de los fluidos a un intercambiador de calor, según el diámetro de la coraza. Ya que dicha tabla únicamente alcanza un valor máximo de 42 in, fue necesario hallar la relación existente entre el diámetro de la coraza (d_s) y el diámetro de las boquillas (d_n), la cual se representa de manera aproximada en la *Ecuación 4.3.1*. Con dicha proporción se definió que, para una coraza de 120 in de diámetro, los tubos con los que serán elaboradas las boquillas deberán tener un diámetro nominal (DN) de 32 in, cédula 30³⁰.

Diámetro de la coraza (d_s) [in]	Diámetro de la boquilla (d_n) [in]
4 - 10	2
12 - 17.25	3
19.25 - 21.25	4
23 - 29	6
31 - 37	8
39 - 42	10

Tabla 4.1 Diámetro de boquillas recomendado (Serth, 2007)

$$d_n = 0.25d_s \tag{4.3.1}$$

Conociendo el diámetro de las boquillas, se pueden hallar en catálogos las bridas que se ajustarán al diámetro de las mismas, así como las bridas que unirán la coraza con ambos cabezales. En la *Ilustración 4.3*, se muestra el tipo de bridas seleccionadas, mientras que en la *Tabla 4.2*, se muestran sus dimensiones.

²⁹ La presión de trabajo máxima en los cabezales es de 21 psi

³⁰ Dicho diámetro será aplicable para las boquillas de entrada y salida de ambos fluidos

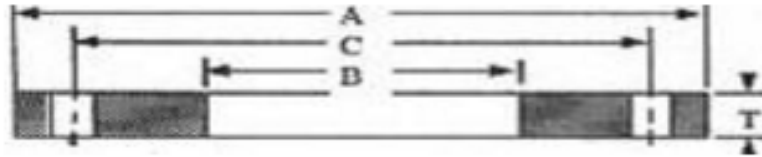


Ilustración 4.3 Brida tipo AWWA C207, Clase 2B (Texas Flange, 2010)

	A	T	B	C	# de Barrenos	Ø de Barrenos
Para boquillas [in]	38.75	0.875	30.19	36	28	1.375
Para coraza [in]	140.24	2.75	120.19	132.75	76	2.938

Tabla 4.2 Dimensiones para bridas de boquillas y coraza (Texas Flange, 2010)

4.4 Diseño asistido por computadora del vaporizador

A estas alturas, ya se han determinado las dimensiones suficientes para realizar el diseño asistido por computadora del vaporizador. Los siguientes elementos fueron diseñados de manera individual:

- *Cabezal frontal*
- *Coraza*
- *Cabezal trasero*
- *Bafle*
- *Tubo aletado*
- *Brida para boquillas*
- *Brida para coraza*
- *Tapa para cabezal (Brida ciega)*
- *Perno para brida de boquilla*
- *Perno para brida de coraza*
- *Tuerca para brida de boquilla*
- *Tuerca para brida de coraza*

Al ensamblar estas piezas, se generó el diseño completo del vaporizador. En las *Ilustraciones 4.4 a 4.17* se muestran las piezas más representativas por separado, así como el ensamble final y la vista expandida del mismo³¹.

³¹ En el *Anexo [2]*, se encuentran los planos de todas las piezas.

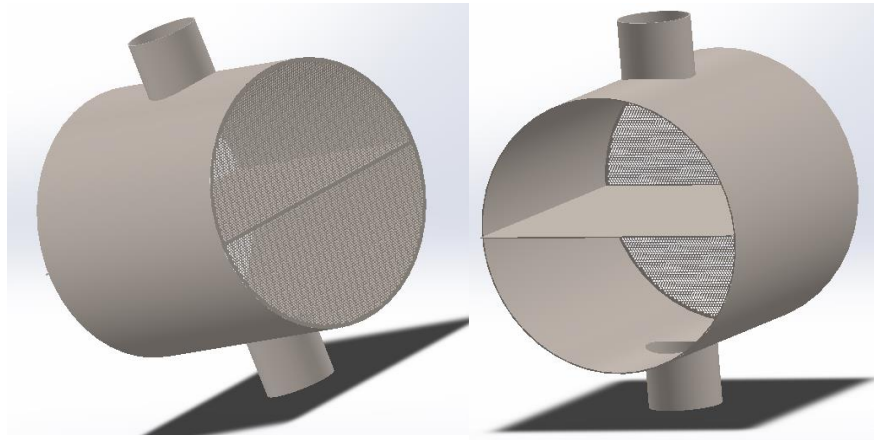


Ilustración 4.4 Cabezal frontal (Tipo N)

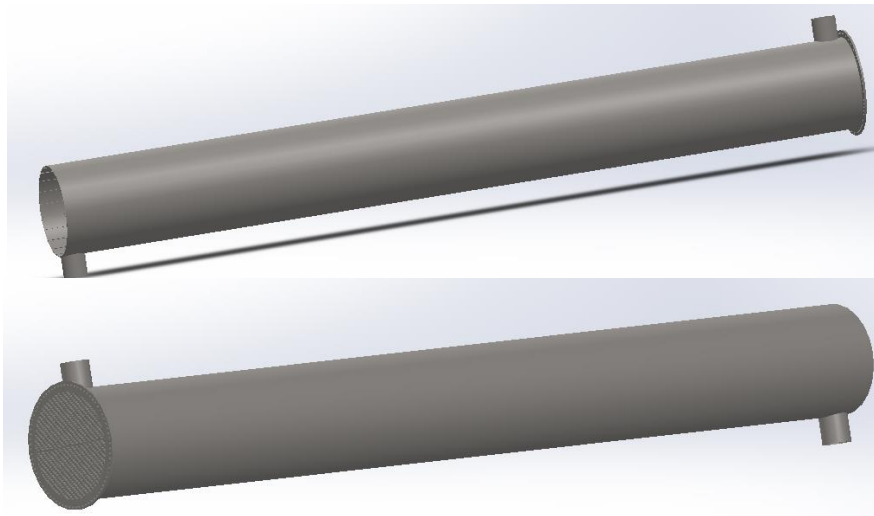


Ilustración 4.5 Coraza (Tipo E)

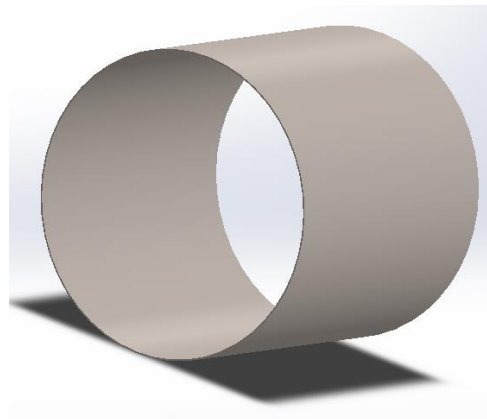


Ilustración 4.6 Cabezal trasero (Tipo L)

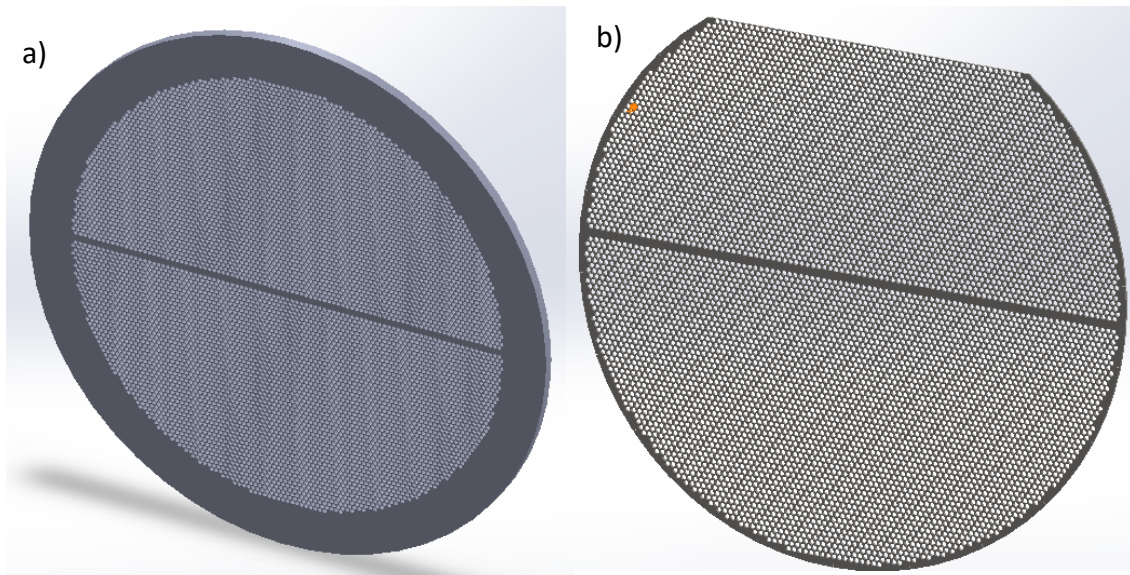


Ilustración 4.7 a) Espejo de tubos, b) Bafle

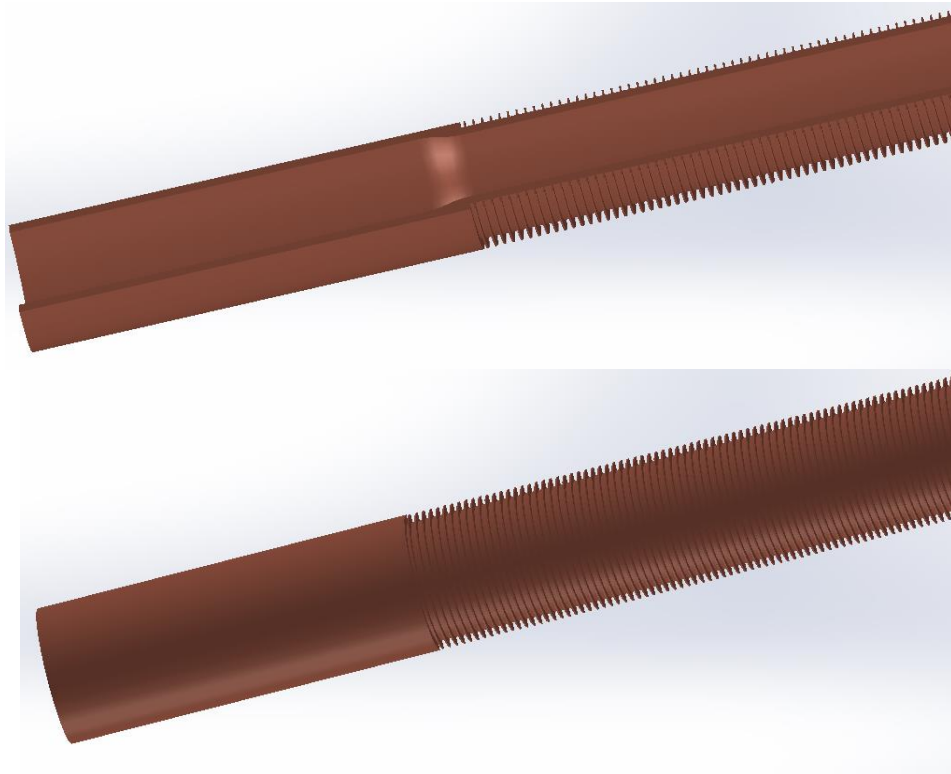


Ilustración 4.8 Tubo aletado

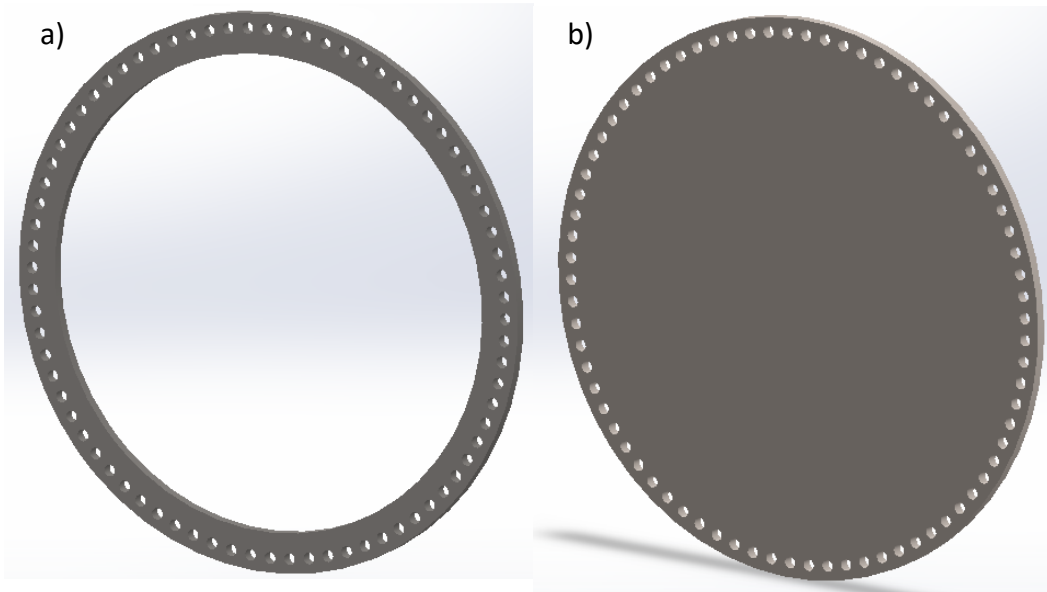


Ilustración 4.9 a) Brida para cabezales, b) Tapa (Brida ciega) para cabezales

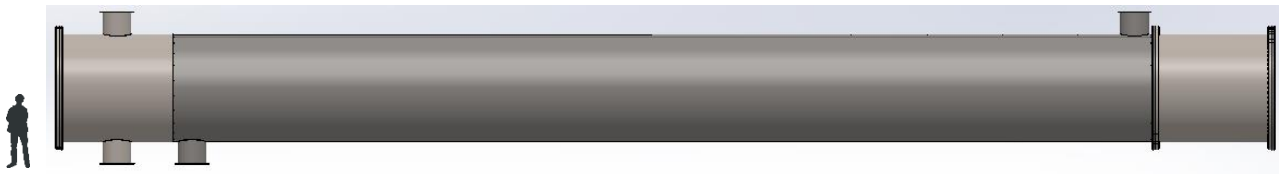


Ilustración 4.10 Vista lateral del vaporizador (Ensamble completo)

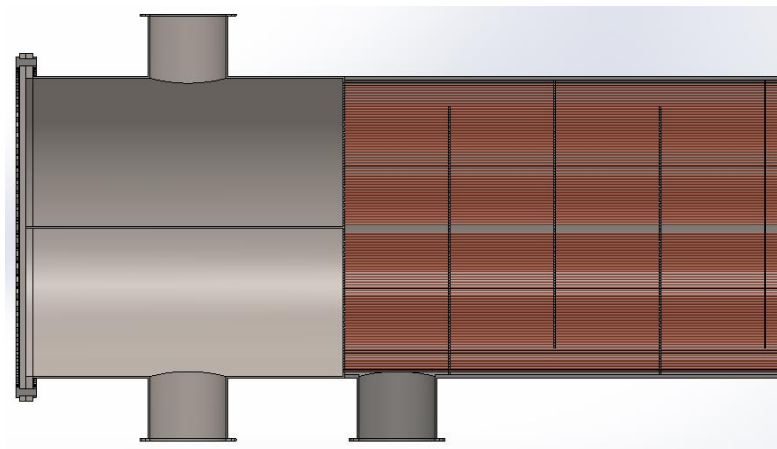


Ilustración 4.11 Corte transversal del vaporizador (Vista de cabezal frontal)

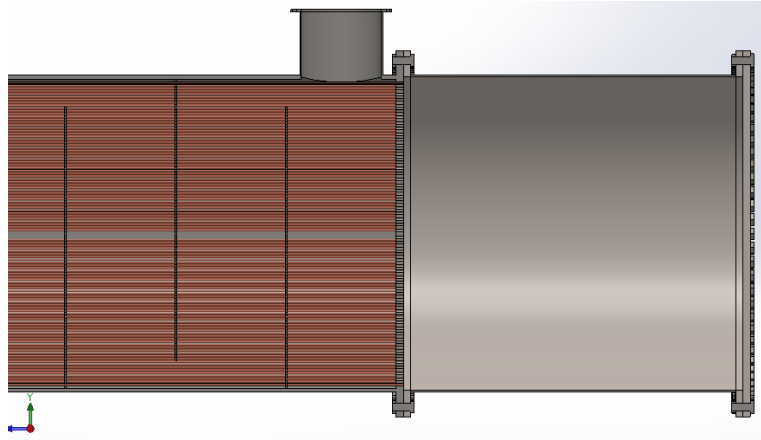


Ilustración 4.12 Corte transversal del vaporizador (Vista del cabezal trasero)

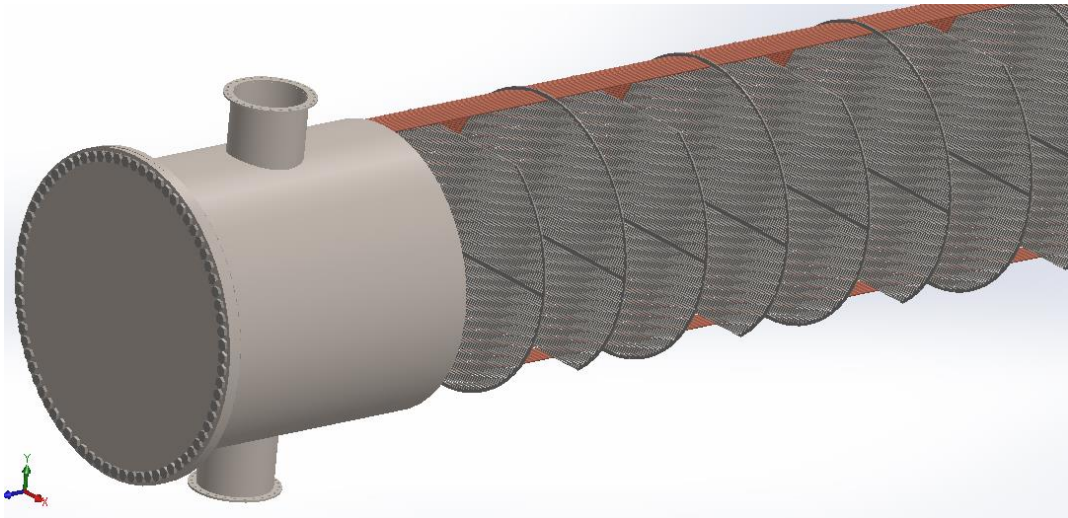


Ilustración 4.13 Vista isométrica del vaporizador (sin coraza y con tubos en la mitad de la periferia)

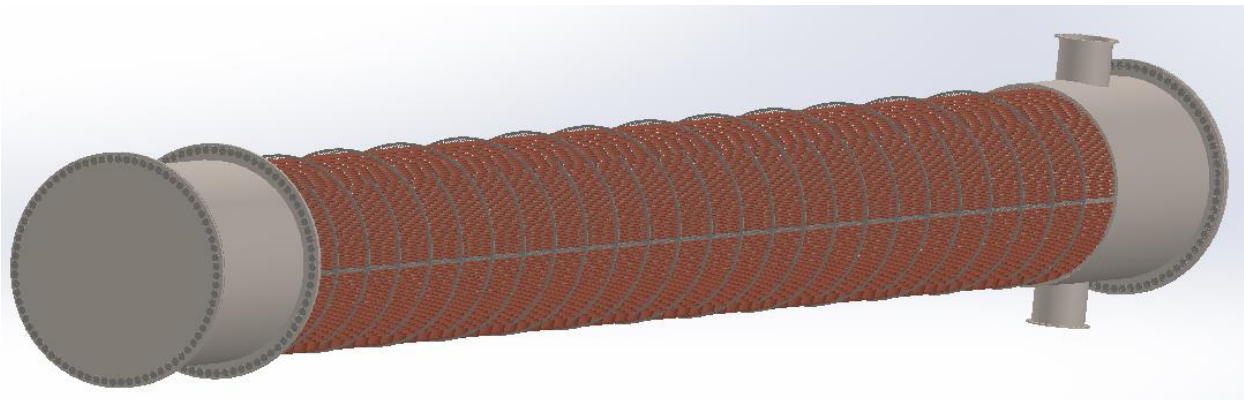


Ilustración 4.14 Vista isométrica del vaporizador (sin coraza)

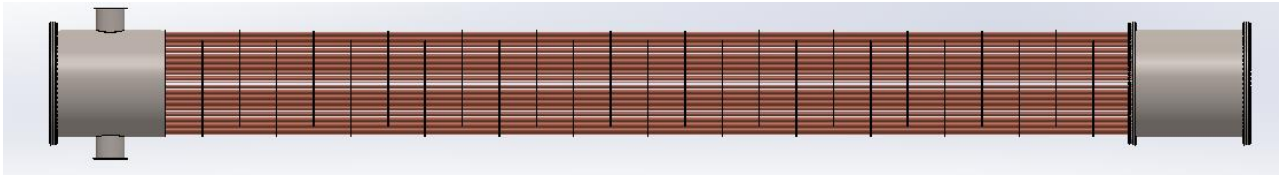


Ilustración 4.15 Vista lateral del vaporizador (sin coraza)

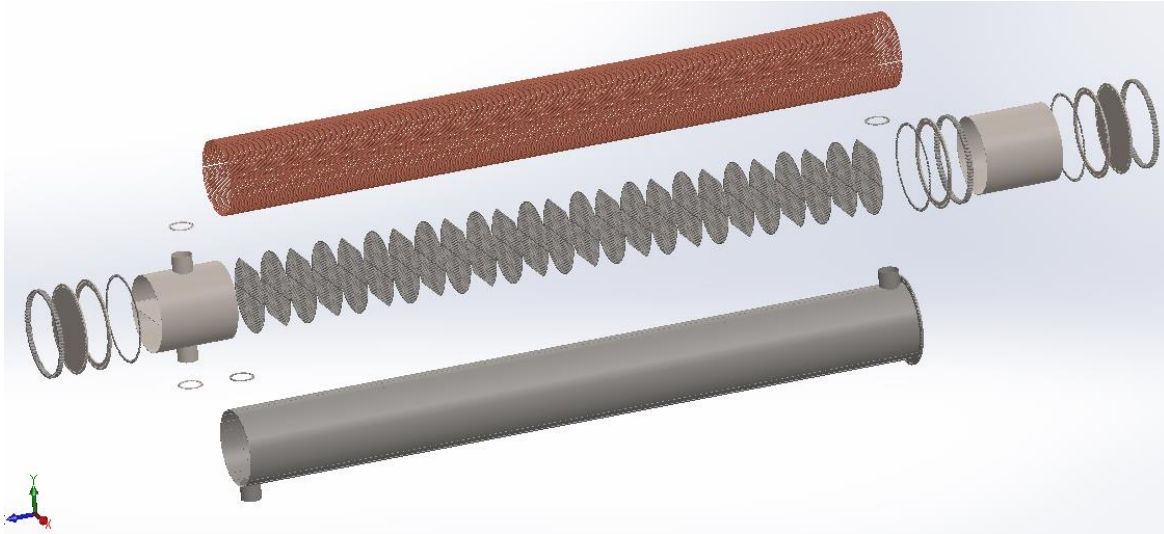


Ilustración 4.16 Vista expandida del vaporizador

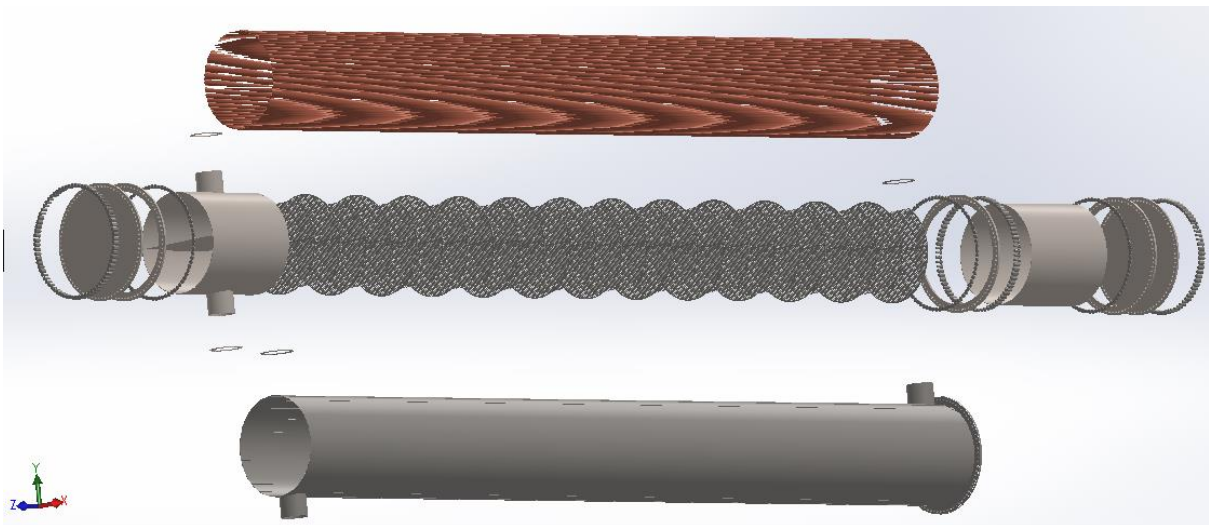


Ilustración 4.17 Vista expandida del vaporizador



El diseño asistido por computadora del vaporizador se elaboró con la finalidad de tener una noción más clara de las dimensiones del vaporizador, y para poder realizar un análisis estructural del mismo. Como ya se ha mencionado anteriormente, el diseño obedece las normas establecidas por *TEMA*, así como a las normas *ASME* para contenedores sometidos a presión interna (*Sección VIII, Div. I*). El espesor de todos los elementos del vaporizador es adecuado para las condiciones de trabajo, pues el esfuerzo de fluencia de la coraza se encuentra muy por encima del esfuerzo ejercido en éste por la presión interna. Para este caso, se propusieron soldaduras longitudinales y circunferenciales para calcular el espesor de la coraza, con una eficiencia de 0.8. Sin embargo, para cuando se requiera manufacturar el equipo, es necesario conocer de manera precisa estos valores, pues el espesor, y por lo tanto, la presión interna límite, dependen directamente de la configuración de la soldadura, así como de su eficiencia. Por último, es importante reiterar que los materiales seleccionados representan compatibilidad con su entorno, aun así, el mantenimiento y la limpieza en ellos debe ser constante, pues el ensuciamiento o incrustación ocasionado en el interior del equipo es independiente al hecho de que la corrosión en los materiales es mínimo.

CAPÍTULO V

Conclusiones



5.1 Conclusiones generales

Actualmente, se encuentra disponible una gran cantidad de información relacionada con plantas *OTEC*, la cual se utilizó como base para desarrollar esta Tesis. Fue necesario realizar un detallado trabajo de investigación para poder establecer los puntos de partida, que posteriormente se fueron desarrollando para culminar con el diseño de un vaporizador teóricamente funcional. Es importante saber que, a pesar de contar con un acervo de información sumamente amplio sobre todo lo que rodea a las plantas *OTEC*, no se tienen datos precisos sobre los cálculos necesarios para realizar el diseño de los diferentes equipos con los que estas plantas operan, por lo que, esta Tesis cumple con el objetivo de ofrecer, de manera minuciosa, el procedimiento a seguir para diseñar uno de los elementos más importantes las plantas *OTEC*.

La realización de este trabajo tiene como justificación la implementación de una fuente de energía limpia y renovable para la generación de electricidad. Dentro de esta gama de energías alternas, la energía térmica del océano ocupa uno de los lugares más importantes, pues, además de la producción eléctrica, ésta puede llegar a ofrecer una gran variedad de productos secundarios. Como se había mencionado anteriormente, México ocupa una posición privilegiada para aprovechar este recurso, gracias a la gran extensión de sus costas y al clima tropical que existe en ellas. Es por eso que es de gran importancia seguir desarrollando la tecnología necesaria para explotar estos bienes, y de esta manera, hacer frente a todos los problemas que conlleva el consumo de combustibles fósiles.

Para este trabajo se consideró al R152A como fluido de trabajo, a diferencia de la gran mayoría de las plantas que han existido, las cuales utilizan amoníaco. Esto implica un aumento en los flujos másicos del agua de mar y de refrigerante (aproximadamente al doble), pues la diferencia entálpica extraída del R152A es mucho menor a la del Amoníaco. Sin embargo, se tiene como ventaja el hecho de que se trabaja con un fluido poco tóxico, además de que las presiones de trabajo que el R152A requiere son menores a las que necesita el amoníaco, lo cual reduce el consumo eléctrico de las bombas de trabajo.

El vaporizador propuesto, así como el sistema de bombeo, se calculó para funcionar en una planta *OTEC on-shore*, lo cual aumenta las pérdidas en tuberías, y por lo tanto, la potencia de las bombas de extracción de agua de mar. Considerar una planta *off-shore* podría suponer una disminución en las pérdidas, así como un decremento en los flujos másicos de agua de mar y de refrigerante.

Un vaporizador de tubos y coraza resultó ser una buena opción para realizar la transferencia de calor, debido a la alta razón que existe entre área de transferencia de calor y el volumen del intercambiador, además de que la disposición en triángulos de los tubos y sus aletas aumentaron dicha relación. Todos los cálculos se realizaron tomando en cuenta las normas *ASME*, así como las recomendaciones dadas por *TEMA*, asegurando que dicho



intercambiador pueda ser manufacturado sin mayor dificultad. Como se sabe de antemano, la baja diferencias de temperaturas media logarítmica existente dentro del intercambiador ($2.1\text{ }^{\circ}\text{C}$) debe ser compensada con una gran área de transferencia de calor, lo cual hace que los intercambiadores sean de grandes dimensiones. Esto, a su vez, aumenta la caída de presión debido a la gran longitud de los tubos, la cual debe ser compensada por las bombas de extracción de agua de mar. En el *Capítulo 3*, se consideraron únicamente 8 vaporizadores en la primera iteración; teóricamente, esto es posible, sin embargo, estos 8 intercambiadores cuentan con un sólo paso, lo cual hace que la velocidad del agua en los tubos sea baja, propiciando al ensuciamiento excesivo dentro de los tubos. Para solucionar este problema, se consideraron dos pasos en los intercambiadores, haciendo que el fluido aumente su velocidad, aunque también su caída de presión, generando un incremento en su flujo másico, y por lo tanto, en el número de intercambiadores.

La eficiencia total de la planta es de 0.6% , cuyo valor es el cociente de la potencia neta de la planta entre el calor cedido por el agua de mar cálida. La eficiencia es sumamente baja, producto del pequeño gradiente de temperaturas que se maneja en el mar. Sin embargo, la disponibilidad de este recurso ofrece la oportunidad que generar energía en cualquier temporada del año, siempre y cuando la planta sea instalada en regiones tropicales.

Por último, tomando en cuenta nuestro caso en específico, se tiene que por cada Megawatt neto de electricidad producida, se consumirá en la planta 2.9 MWe en las bombas, y se producirá en la turbina 3.9 MWe . Dicho consumo equivale a un 75% de la energía bruta producida, con lo cual se puede hacer una estimación del consumo energético en plantas de diferentes potencias.

5.2 Trabajo futuro

Se propone realizar como trabajo futuro, una simulación con distintos fluidos dentro del intercambiador de calor, así como un análisis estructural por medio del método del elemento finito, para asegurar que el equipo cumpla con un desempeño mecánico satisfactorio. También, se debe realizar un cálculo preciso de la caída de presión en el condensador, pues ésta se estimó con base a la caída de presión calculada para el vaporizador, cuya relación se obtuvo a partir diferentes trabajos hallados en la literatura.

Desde luego, al conocer las dimensiones del equipo, así como los materiales a emplear, el siguiente paso es llevar a cabo una cotización para conocer el costo de manufactura de cada vaporizador, y de ser necesario, proponer diferentes materiales para reducir costos.

Por último, se propone proyectar dicha planta, a otras de mayor o menor potencia, para llevar a cabo un análisis financiero, así como un estudio del impacto ambiental ocasionados por éstas.



Anexos

Anexo [1] Consideraciones para el diseño del vaporizador

TIPO DE CABEZAL	VENTAJAS	DESVENTAJAS
A, L	<ul style="list-style-type: none">(1) Fácil acceso al espejo de tubos removiendo la tapa del cabezal(2) El cabezal completo puede ser removido para acceder al espejo de tubos	<ul style="list-style-type: none">(1) Más costoso después del cabezal tipo D(2) No recomendado para altas presiones internas en tubos. El fluido de lado de los tubos puede fugarse al ambiente a través de la junta en el espejo de tubos(3) Cabezal tipo L únicamente utilizable para espejo de tubos fijo
B, M	<ul style="list-style-type: none">(1) Bajo costo(2) El cabezal completo puede ser removido para acceder al espejo de tubos(3) El hecho de no contar con una tapa para el cabezal, ayuda a evitar fugas al exterior	<ul style="list-style-type: none">(1) El cabezal debe ser desconectado de la tubería de entrada del fluido y removido para acceder al espejo de tubos(2) No recomendado para altas presiones internas en tubos. El fluido de lado de los tubos puede fugarse al ambiente a través de la junta en el espejo de tubos(3) Cabezal tipo M únicamente utilizable para espejo de tubos fijo
C	<ul style="list-style-type: none">(1) Bajo costo(2) Fácil acceso al espejo de tubos removiendo la tapa del cabezal(3) Adecuado para altas presiones, el único punto de fuga externo es la tapa del cabezal	<ul style="list-style-type: none">(1) El material del cabezal y espejo de tubos deben ser compatibles para soldar(2) Utilizable únicamente con banco de tubos removibles
D	<ul style="list-style-type: none">(1) Poco propenso a fugas(2) La mejor opción para casos en que el producto del diámetro del cabezal y la	<ul style="list-style-type: none">(1) Resulta muy caro a menos que la presión interna de los tubos sea alta



	presión interna de los tubos exceden los 86, 000 psi-in.	
N	<ul style="list-style-type: none"> (1) Menos caro (2) Fácil acceso al espejo de tubos removiendo la tapa del cabezal (3) Adecuado para altas presiones, el único punto de fuga externo es la tapa del cabezal 	<ul style="list-style-type: none"> (1) El material del Cabezal, espejo de tubos y coraza, deben ser compatibles para soldar (2) Utilizable únicamente para espejo de tubos fijo
P	<ul style="list-style-type: none"> (1) No existen juntas internas en donde se puedan mezclar los fluidos 	<ul style="list-style-type: none"> (1) El fluido de lado de la coraza puede fugarse al ambiente a través de las juntas (2) La temperatura del lado de la coraza debe ser menor a 600°F y la presión menor a 300 psia
S	<ul style="list-style-type: none"> (1) Mayor área de transferencia de calor por coraza para cabezal flotante (2) Las fugas son contenidas dentro de la coraza 	<ul style="list-style-type: none"> (1) Cabezal flotante debe ser desensamblado para remover el banco de tubos (2) Cuando es de un solo paso, se requiere de construcción especial (3) Existen juntas internas en donde se puedan mezclar los fluidos
T	<ul style="list-style-type: none"> (1) El banco de tubos puede ser removido sin quitar el cabezal trasero o sin desensamblar el cabezal flotante (2) Las fugas son contenidas dentro de la coraza (3) Buena opción 	<ul style="list-style-type: none"> (1) Menor área de transferencia de calor por coraza (2) Diseño más costoso (3) Cuando es de un solo paso, se requiere de construcción especial (4) Existen juntas internas en donde se puedan mezclar los fluidos
W	<ul style="list-style-type: none"> (1) Cabezal flotante de bajo costo (2) No existen juntas internas en donde se puedan mezclar los fluidos 	<ul style="list-style-type: none"> (1) Ambos fluidos pueden fugarse al ambiente a través de las juntas (2) Ambos fluidos deben tener una temperatura menor a 375°F y una presión menor a 300 psia (3) Máximo dos pasos en tubos

Tabla 6.1 Ventajas y desventajas para tipos de cabezales

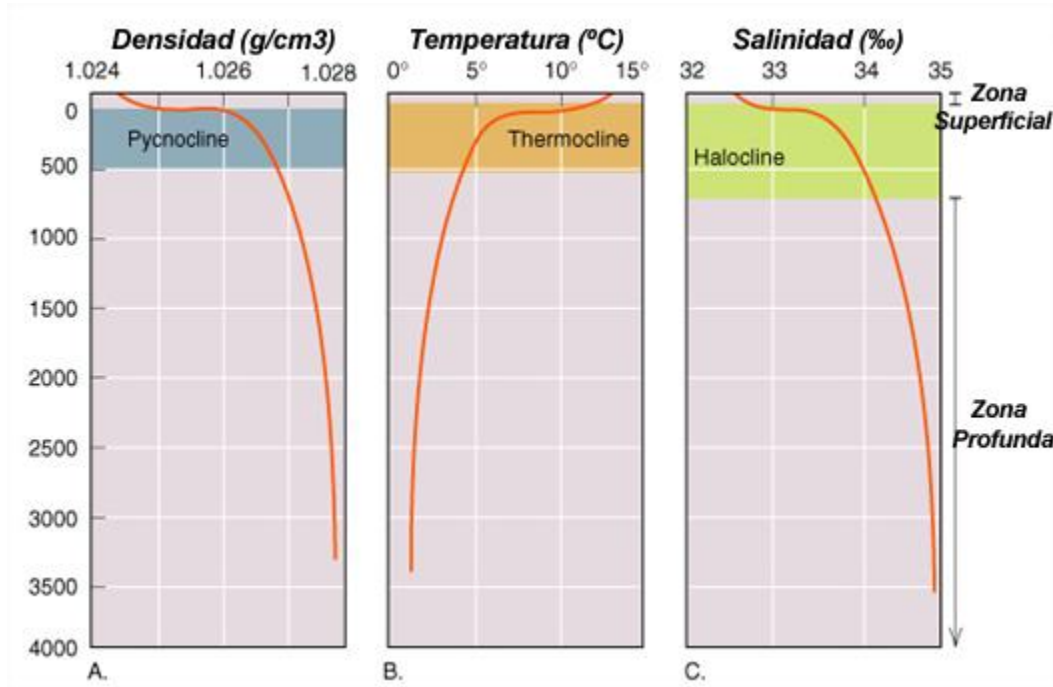


Ilustración 6.1 Densidad, temperatura y salinidad del agua de mar en función de la profundidad

Tubería de admisión para bomba de agua superficial		Tubería de admisión para bomba de agua profunda		
Longitud de tubería	33	Longitud de tubería	2203	m
Longitud equivalente de válvulas	10	Longitud equivalente de válvulas	10	m
Longitud equivalente de codos	30	Longitud equivalente de codos	30	m
Longitud equivalente de medidores	700	Longitud equivalente de medidores	700	m
Gasto	8.599	Gasto	5.032	m ³ /s
Diámetro interior del tubo (φ)	2.62	Diámetro interior del tubo (φ)	2.00	m
Área de tubería	5.37	Área de tubería	3.15	m ²
Velocidad del agua	1.6	Velocidad del agua	1.6	m/s
Densidad del fluido (ρ)	1025	Densidad (ρ)	1028	kg/m ³
Viscosidad dinámica (μ)	9.6E-04	Viscosidad dinámica (μ)	1.6E-03	kg/ms
Número de Reynolds (Re)	4.5E+06	Número de Reynolds (Re)	2.0E+06	
Rugosidad del tubo (ε)	8.0E-06	Rugosidad del tubo (ε)	8.0E-06	m
Rugosidad relativa (ε/φ)	3.1E-06	Rugosidad relativa (ε/φ)	4.0E-06	
Factor de fricción (f)	0.0093	Factor de fricción (f)	0.0105	
Pérdidas en la admisión (Hra) (1-0)	0.4	Pérdidas en la admisión (Hra) (1-0)	2.0	m
Tubería de descarga para bomba de agua superficial		Tubería de descarga para bomba de agua profunda		
Longitud de tubería	15	Longitud de tubería	15	m
Longitud equivalente de válvulas	10	Longitud equivalente de válvulas	10	m
Longitud equivalente de codos	30	Longitud equivalente de codos	30	m
Longitud equivalente estrechamiento	20	Longitud equivalente estrechamiento	20	m
Longitud equivalente de medidores	700	Longitud equivalente de medidores	700	m
Gasto	8.6	Gasto	5.0	m ³ /s
Diámetro interior del tubo (φ)	2.62	Diámetro interior del tubo (φ)	2.00	m
Área de tubería	5.37	Área de tubería	3.15	m ²
Velocidad del agua	1.6	Velocidad del agua	1.6	m/s
Densidad (ρ)	1025	Densidad (ρ)	1028	kg/m ³
Viscosidad dinámica (μ)	9.6E-04	Viscosidad dinámica (μ)	1.6E-03	kg/ms
Número de Reynolds (Re)	4.5E+06	Número de Reynolds (Re)	2.0E+06	
Rugosidad del tubo (ε)	8.0E-06	Rugosidad del tubo (ε)	8.0E-06	m
Rugosidad relativa (ε/φ)	3.1E-06	Rugosidad relativa (ε/φ)	4.0E-06	
Factor de fricción (f)	0.0093	Factor de fricción (f)	0.0105	
Pérdidas en la descarga (Hrd) (0-2)	0.4	Pérdidas en la descarga (Hrd) (0-2)	0.5	m
Suma de pérdidas en tubería de agua cálida	0.7	Suma de pérdidas en tubería de agua fría	2.5	m

Tabla 6.2 Hoja de cálculo para pérdidas en tuberías



ANEXOS



DI de la Coraza (in)	TEMA L o M				TEMA P o S				TEMA U		
	Número de pasos				Número de pasos				Número de pasos		
	1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
8	27	26	8	12	18	14	8	12	14	12	6
10	42	40	34	24	33	28	16	18	28	24	24
12	64	66	52	44	51	48	42	44	52	40	40
13¼	81	74	62	56	73	68	52	44	64	56	52
15¼	106	106	88	92	93	90	78	76	90	80	78
17¼	147	134	124	114	126	122	112	102	122	112	102
19¼	183	176	150	152	159	152	132	136	152	140	136
21¼	226	220	204	186	202	192	182	172	196	180	176
23¼	268	262	236	228	249	238	216	212	242	224	216
25	316	302	274	272	291	278	250	240	286	264	246
27	375	360	336	324	345	330	298	288	340	320	300
29	430	416	390	380	400	388	356	348	400	380	352
31	495	482	452	448	459	450	414	400	456	436	414
33	579	554	520	504	526	514	484	464	526	504	486
35	645	622	586	576	596	584	548	536	596	572	548
37	729	712	662	648	672	668	626	608	668	636	614
39	808	792	744	732	756	736	704	692	748	728	700
42	947	918	874	868	890	878	834	808	890	856	830
45	1095	1068	1022	1000	1035	1008	966	948	1028	992	972
48	1241	1220	1176	1148	1181	1162	1118	1092	1180	1136	1100
54	1577	1572	1510	1480	1520	1492	1436	1416	1508	1468	1442
60	1964	1940	1882	1832	1884	1858	1800	1764	1886	1840	1794
66	2390	2362	2282	2260							
72	2861	2828	2746	2708							
78	3368	3324	3236	3216							
84	3920	3882	3784	3736							
90	4499	4456	4370	4328							
96	5144	5104	4986	4936							
108	6546	6494	6360	6300							
120	8117	8038	7870	7812							

Tabla 6.3 Conteo de tubos, para DE 1 in, Pt 1.25 in

Tamaños estándar			Dimensiones de sección sin aletas		Dimensiones de sección con aletas			
Número de catálogo	DE in (mm)	Espesor de pared in (mm)	DE in (mm)	Espesor de pared in (mm)	Altura de aleta in (mm)	Máximo DE in (mm)	Pared bajo aletas in (mm)	Diámetro de raíz in (mm)
UNS C7060								
60-195072	3/4 (19.05)	0.072 (1.829)	0.748 (19.00)	0.086 (2.18)	0.063 (1.588)	0.745 (18.92)	0.065 (1.651)	0.625 (15.88)
60-195083	3/4 (19.05)	0.083 (2.108)	0.748 (19.00)	0.095 (2.41)	0.063 (1.588)	0.745 (18.92)	0.074 (1.880)	0.625 (15.88)
60-195628	3/4 (19.05)	0.028 (0.711)	0.743 (18.87)	0.047 (1.19)	0.047 (1.181)	0.745 (18.92)	0.025 (0.635)	0.657 (16.69)
60-196049	7/8 (22.23)	0.049 (1.245)	0.873 (22.17)	0.065 (1.65)	0.063 (1.588)	0.870 (22.10)	0.044 (1.118)	0.750 (19.05)
60-196065	7/8 (22.23)	0.065 (1.651)	0.873 (22.17)	0.083 (2.11)	0.063 (1.588)	0.870 (22.10)	0.058 (1.473)	0.750 (19.05)
60-197042	1 (25.40)	0.042 (1.067)	0.998 (25.35)	0.058 (1.47)	0.063 (1.588)	0.995 (25.27)	0.037 (0.940)	0.875 (22.23)
60-197049	1 (25.40)	0.049 (1.245)	0.998 (25.35)	0.065 (1.65)	0.063 (1.588)	0.995 (25.27)	0.044 (1.118)	0.875 (22.23)
60-197065	1 (25.40)	0.065 (1.651)	0.998 (25.35)	0.083 (2.11)	0.063 (1.588)	0.995 (25.27)	0.058 (1.473)	0.875 (22.23)
60-197072	1 (25.40)	0.072 (1.829)	0.998 (25.35)	0.086 (2.18)	0.063 (1.588)	0.990 (25.15)	0.065 (1.651)	0.875 (22.23)
60-197083	1 (25.40)	0.083 (2.108)	0.998 (25.35)	0.095 (2.41)	0.063 (1.588)	0.995 (25.27)	0.072 (1.829)	0.875 (22.23)
60-197109	1 (25.40)	0.109 (2.769)	1.000 (25.40)	0.120 (3.05)	0.063 (1.588)	0.995 (25.27)	0.097 (2.464)	0.875 (22.23)

Tabla 6.4 Catálogo para tubos de cuproníquel 90/10 S/T Trufin



ANEXOS

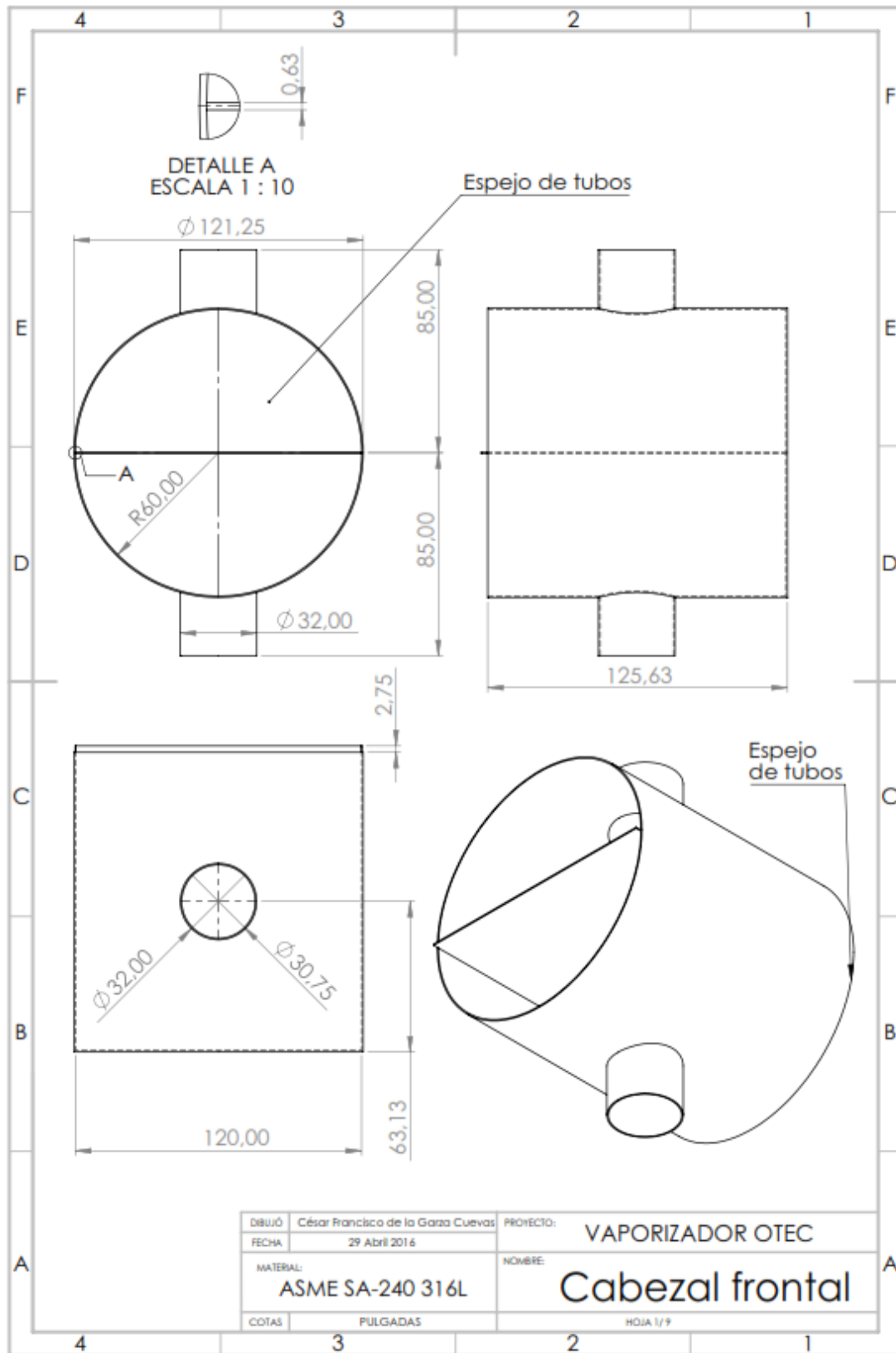


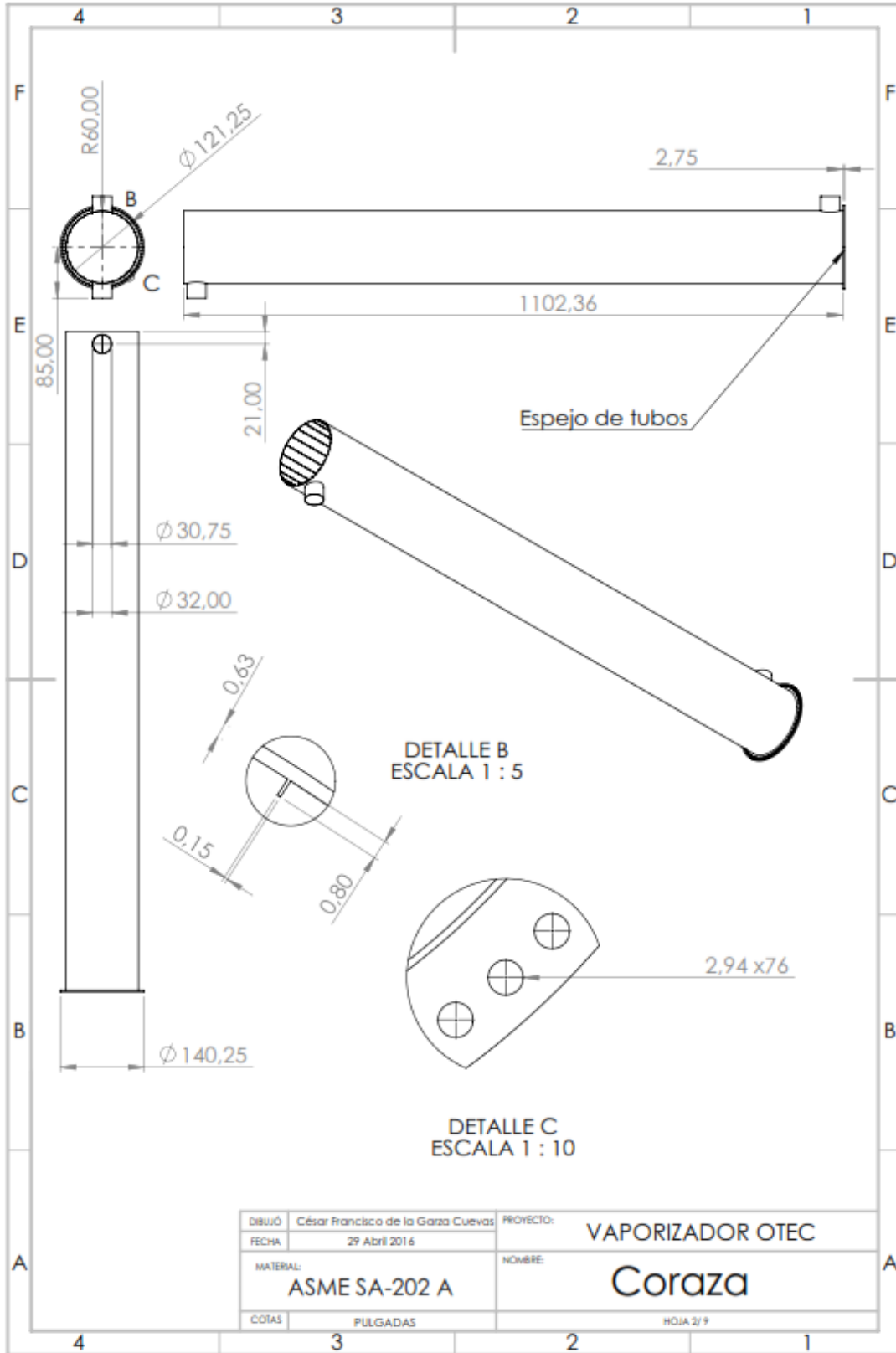
Número de Catálogo	Peso por unidad de longitud lb/ft (kg/m)	Diámetro interno nominal in(mm)	Área superficial interna ft ² /ft (m ² /m)	Área superficial externa ft ² /ft (m ² /m)
UNS C70600				
60-193032	0.249 (0.370)	0.311 (7.90)	0.081 (0.02)	0.319 (0.10)
60-193035	0.265 (0.394)	0.305 (7.75)	0.080 (0.02)	0.319 (0.10)
60-193042	0.292 (0.434)	0.291 (7.39)	0.076 (0.02)	0.319 (0.10)
60-193049	0.318 (0.473)	0.277 (7.04)	0.073 (0.02)	0.319 (0.10)
60-194025	0.267 (0.397)	0.450 (11.43)	0.118 (0.04)	0.413 (0.13)
60-194028	0.297 (0.442)	0.444 (11.28)	0.116 (0.04)	0.413 (0.13)
60-194035	0.345 (0.513)	0.430 (10.92)	0.113 (0.03)	0.413 (0.13)
60-194042	0.370 (0.551)	0.416 (10.57)	0.109 (0.03)	0.413 (0.13)
60-194049	0.410 (0.610)	0.402 (10.21)	0.105 (0.03)	0.413 (0.13)
60-194058	0.453 (0.674)	0.384 (9.75)	0.101 (0.03)	0.413 (0.13)
60-194065	0.501 (0.745)	0.370 (9.40)	0.097 (0.03)	0.413 (0.13)
60-194072	0.513 (0.764)	0.356 (9.04)	0.093 (0.03)	0.413 (0.13)
60-194625	0.255 (0.380)	0.473 (12.01)	0.124 (0.04)	0.376 (0.11)
60-194628	0.300 (0.446)	0.467 (11.86)	0.122 (0.04)	0.376 (0.11)
60-194635	0.326 (0.485)	0.453 (11.51)	0.119 (0.04)	0.376 (0.11)
60-195028	0.387 (0.576)	0.569 (14.45)	0.149 (0.05)	0.507 (0.15)
60-195035	0.364 (0.542)	0.558 (14.17)	0.145 (0.04)	0.507 (0.15)
60-195042	0.427 (0.636)	0.543 (13.79)	0.142 (0.04)	0.507 (0.15)
60-195049	0.491 (0.730)	0.528 (13.41)	0.138 (0.04)	0.507 (0.15)
60-195058	0.564 (0.840)	0.510 (12.95)	0.133 (0.04)	0.507 (0.15)
60-195065	0.631 (0.938)	0.495 (12.57)	0.130 (0.04)	0.507 (0.15)
60-195072	0.651 (0.968)	0.480 (12.19)	0.126 (0.04)	0.507 (0.15)
60-195083	0.709 (1.055)	0.460 (11.68)	0.120 (0.04)	0.507 (0.15)
60-195628	0.366 (0.544)	0.603 (15.32)	0.157 (0.05)	0.466 (0.14)
60-196049	0.570 (0.847)	0.652 (16.56)	0.171 (0.05)	0.601 (0.18)
60-196065	0.749 (1.115)	0.621 (15.77)	0.163 (0.05)	0.595 (0.18)
60-197042	0.623 (0.927)	0.791 (20.09)	0.207 (0.06)	0.695 (0.21)
60-197049	0.655 (0.975)	0.777 (19.74)	0.203 (0.06)	0.695 (0.21)
60-197065	0.868 (1.291)	0.745 (18.92)	0.195 (0.06)	0.695 (0.21)
60-197072	0.896 (1.334)	N/D	N/D	N/D
60-197083	0.980 (1.458)	0.709 (18.01)	0.186 (0.06)	0.695 (0.21)
60-197109	1.272 (1.893)	0.657 (16.69)	0.172 (0.05)	0.695 (0.21)

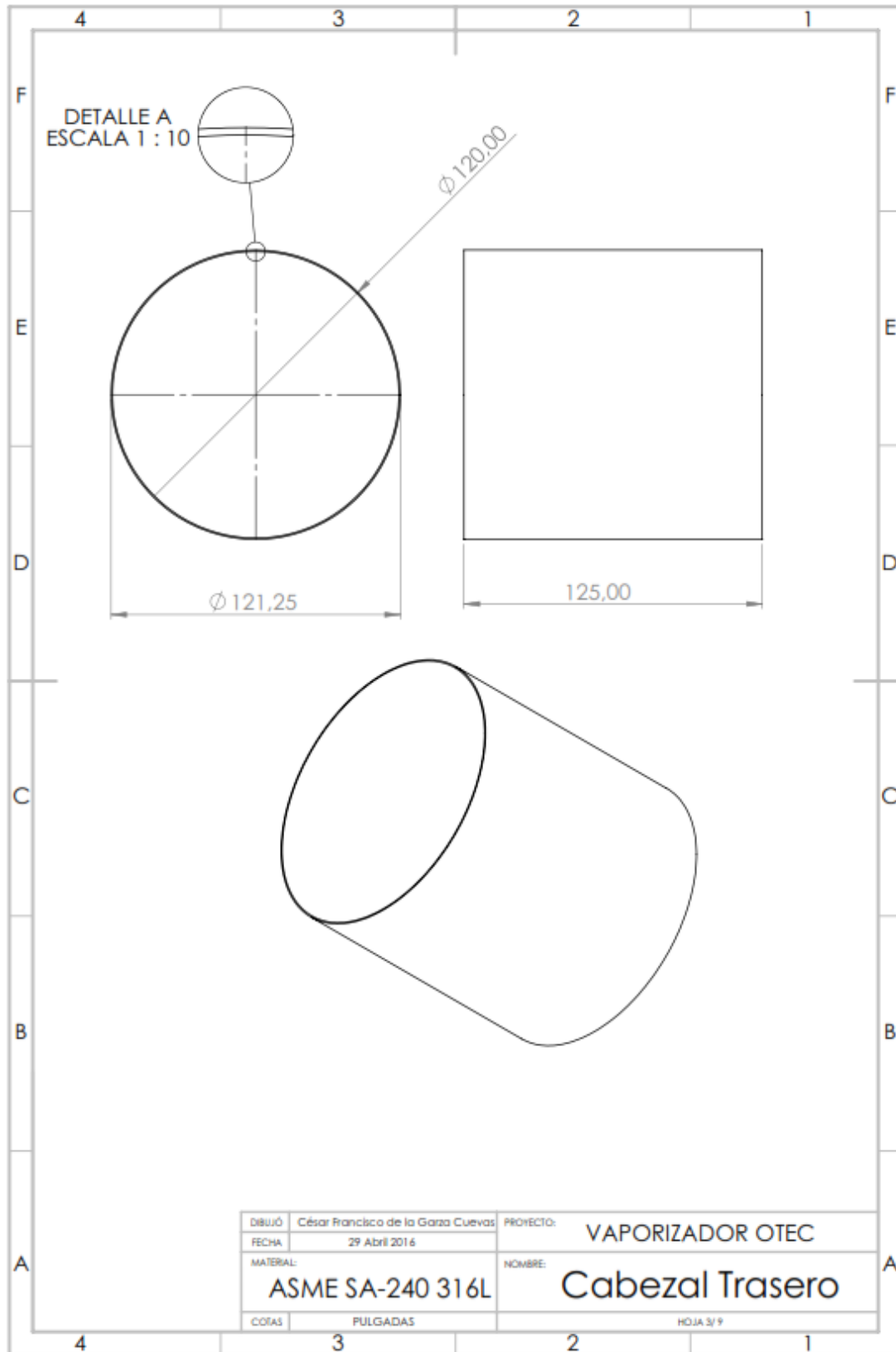
Tabla 6.5 Catálogo para tubos de cuproníquel 90/10 S/T Trufin

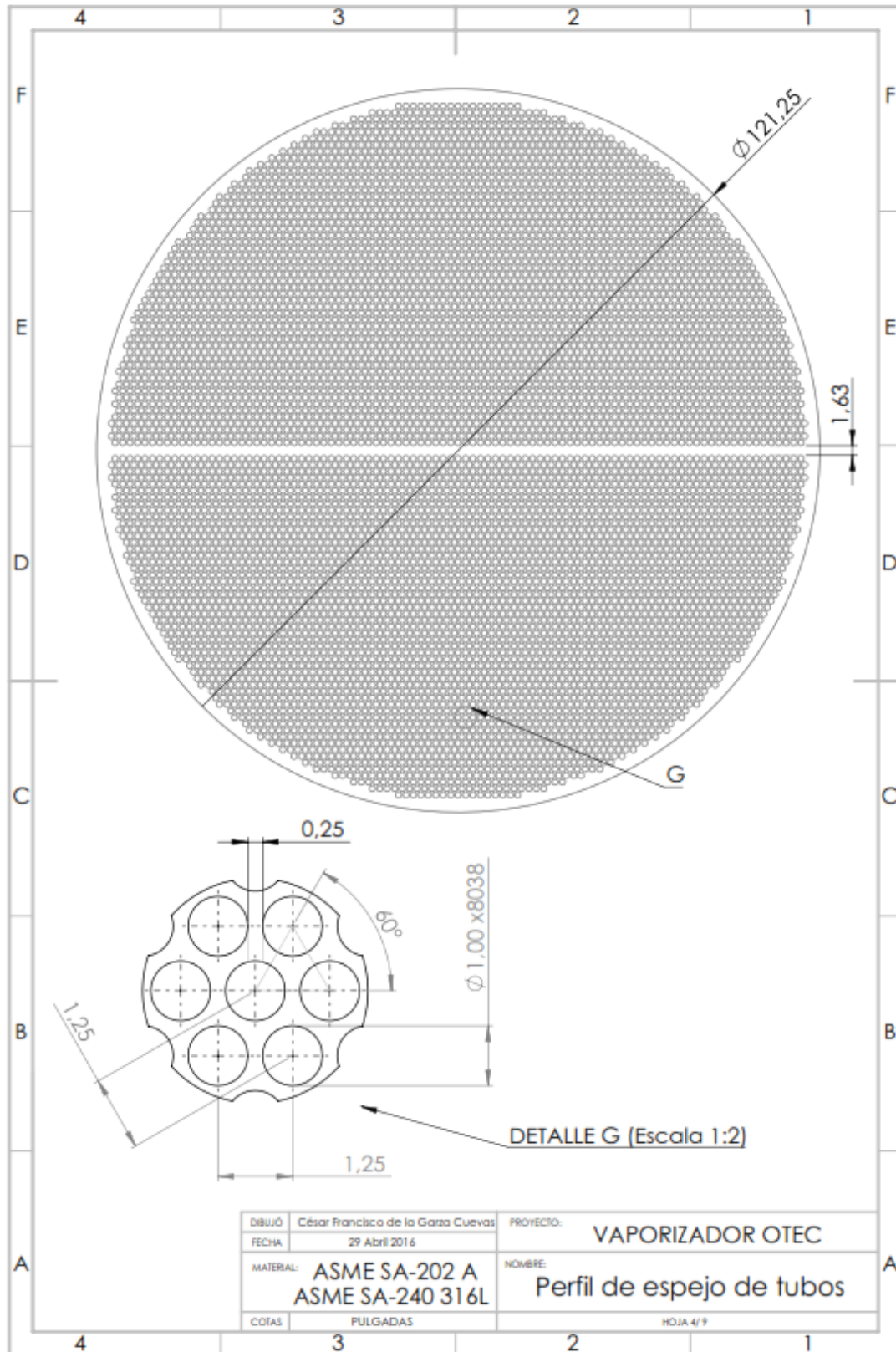


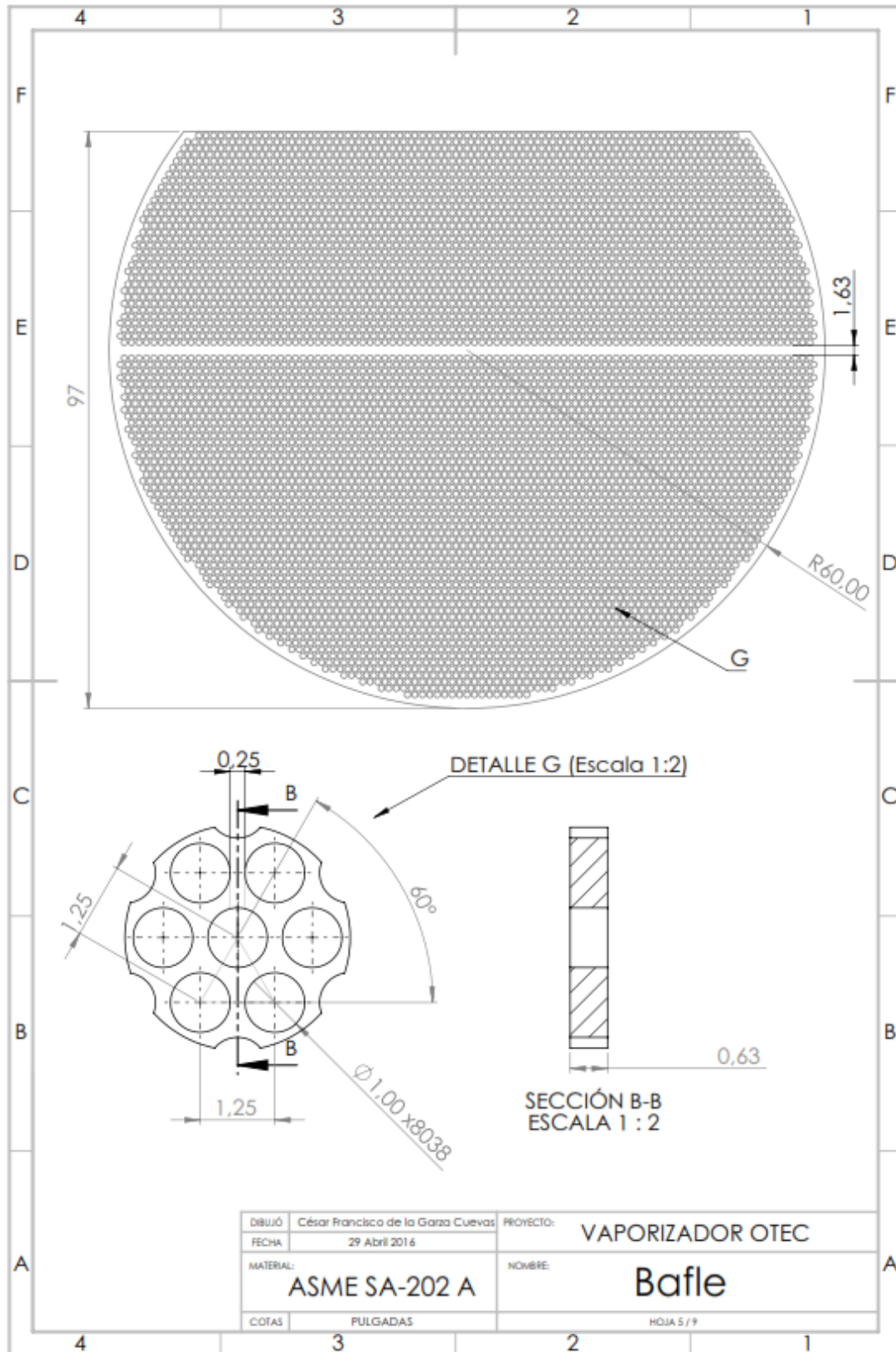
Anexo [2] Planos del vaporizador

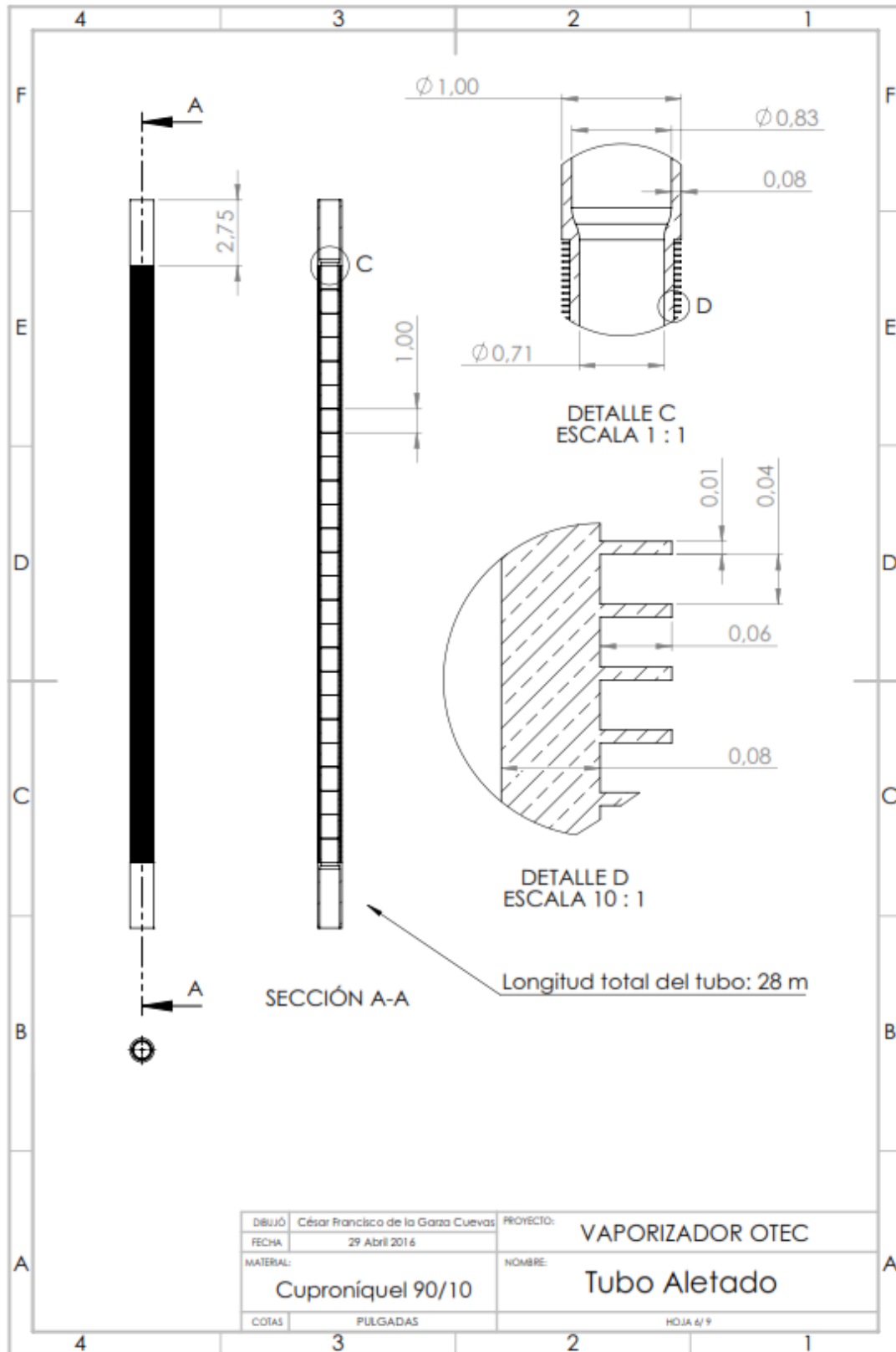


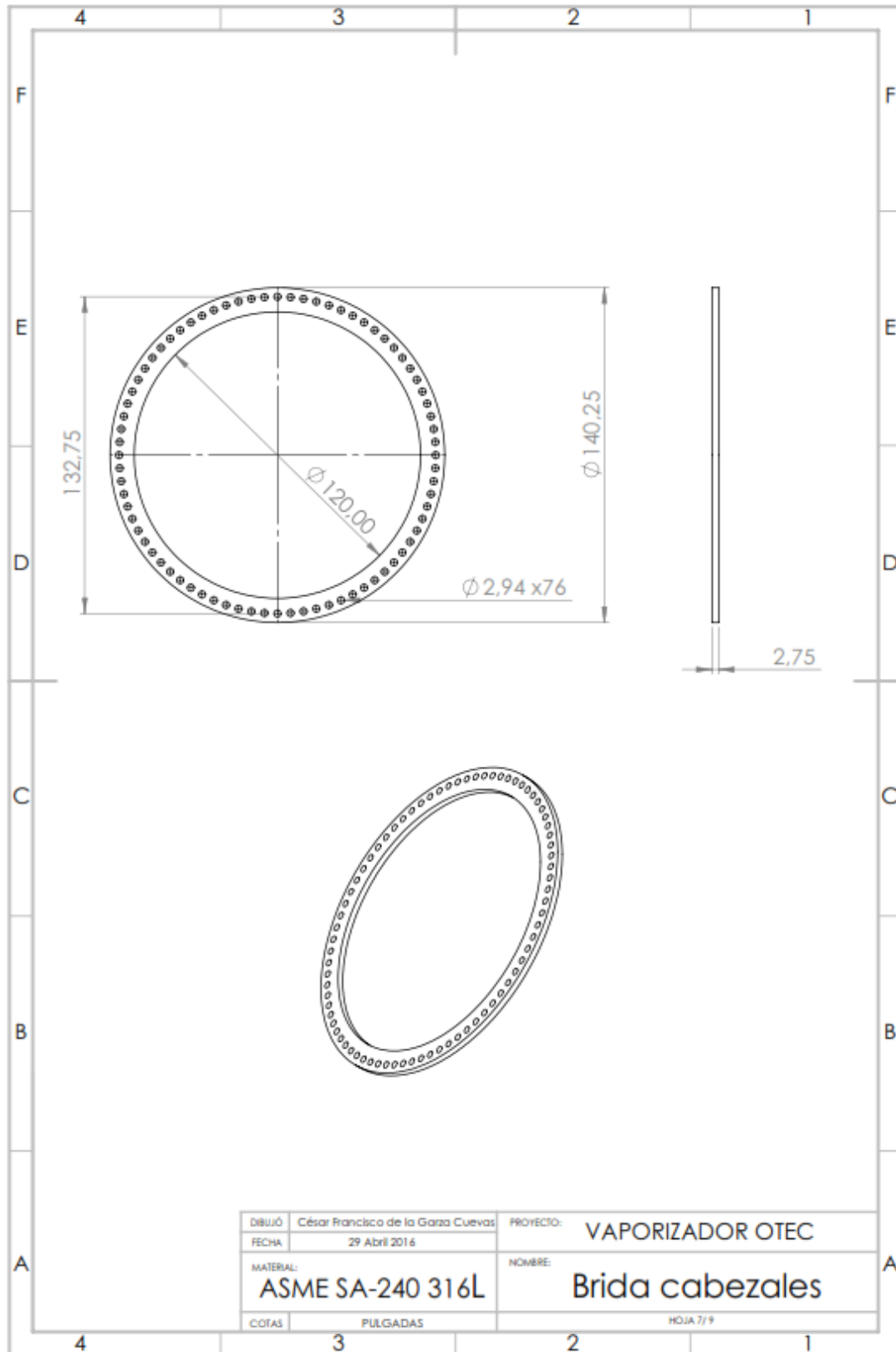


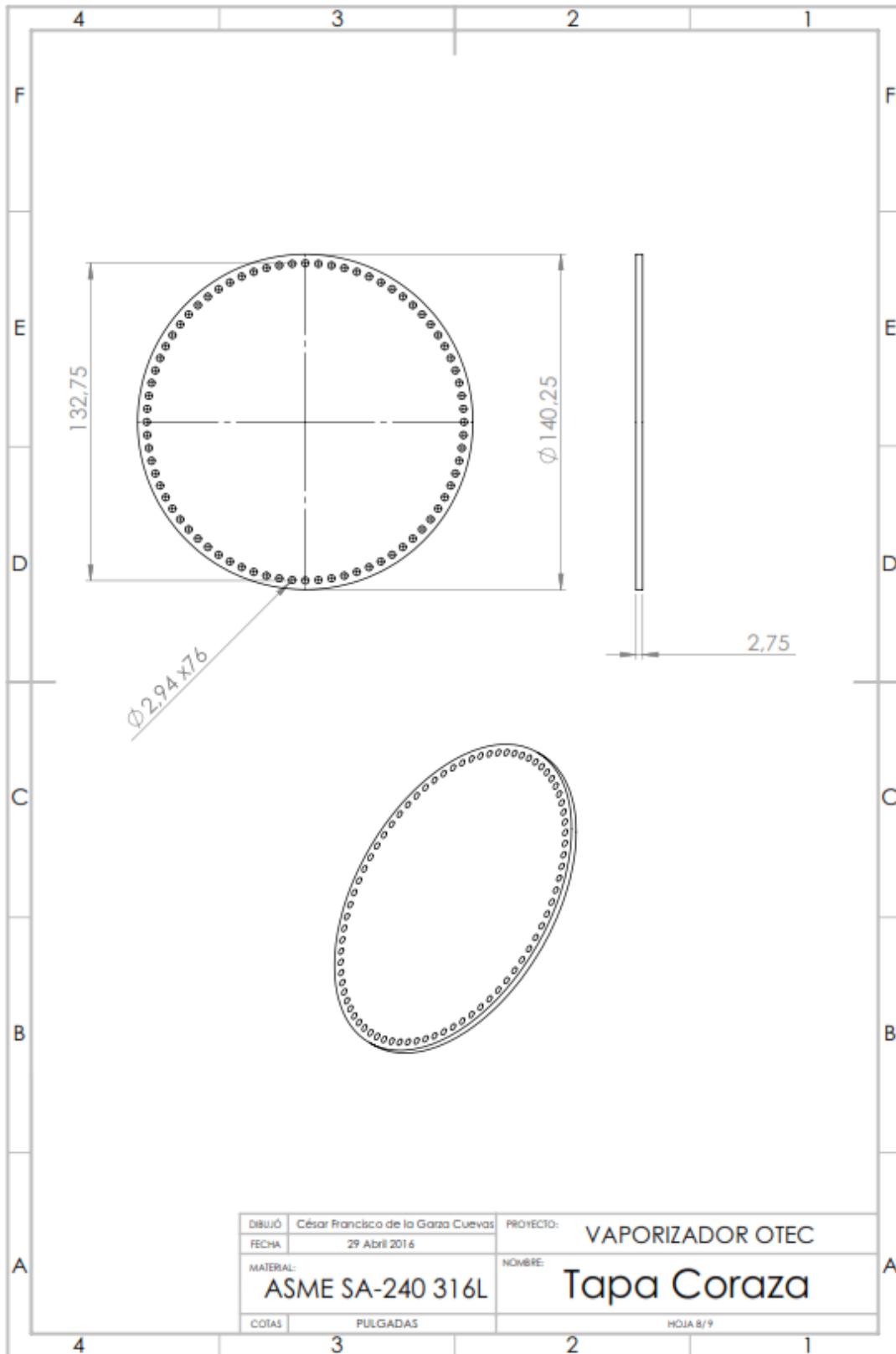


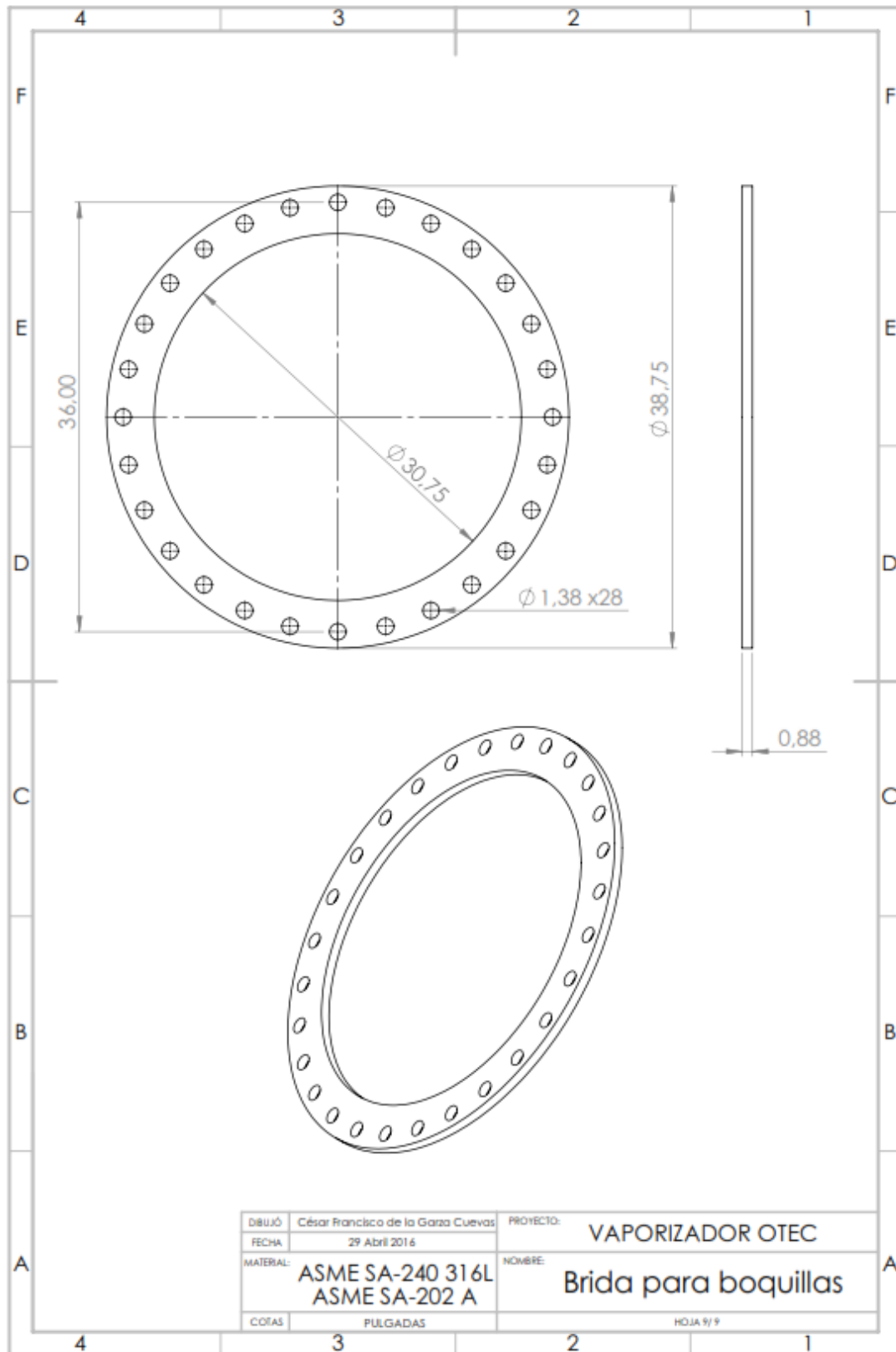














Referencias

1. Barathan, D. (2011). *Staging Rankine Cycles Using Ammonia for OTEC Power Production*. Colorado: National Renewable Energy Laboratory.
2. Bergman, J. (Febrero de 2011). *Windows to Universe*. Obtenido de Temperatura del agua de los océanos:
<http://www.windows2universe.org/earth/Water/temp.html&lang=sp>
3. *CC-OTEC*. (2016). Obtenido de Wikipedia:
https://en.wikipedia.org/wiki/Ocean_thermal_energy_conversion
4. Cengel, Y. (2007). *Transferencia de calor y masa*. Nevada: McGraw Hill.
5. *Central Steel Service*. (2015). Obtenido de Cor-Ten:
<http://www.centralsteelservice.com/>
6. *Convergence Training*. (2016). Obtenido de <http://www.convergencetraining.com/>
7. *Copper Alliance*. (2016). Obtenido de Copper Development Association:
<http://copperalliance.org.uk/>
8. *Energy Systems Research Unit*. (2008). Obtenido de University of Strathclyde:
<http://www.esru.strath.ac.uk/>
9. Esquerra Bosqued, J., & Guallar Paracuellos, J. (2010). *Universidad de Zaragoza*. Obtenido de ZAGUAN - Repositorio Institucional de Documentos:
http://invenio2.unizar.es/record/4588/files/TAZ-PFC-2010-022_ANE.pdf
10. Fernández Díez, P. (2008). Energía Maremotérmica Centrales (CETO). En P. F. Díez, *Energía Maremotérmica* (pág. 2). Cantabria: Universidad de Cantabria.
11. Flores, R. (2007). Fabricación y validación experimental de un Intercambiador de tubos y coraza. *Tesis de maestría*. México: IPN.
12. Holman, J. P. (1999). *Transferencia de calor*. México: Editorial Continental.
13. IECA. (2016). *¿Qué es la Inercia térmica?* Obtenido de
https://www.ieca.es/reportaje.asp?id_rep=692
14. *IIR*. (2011). Obtenido de Refrigeration for Sustainable Development:
<http://www.iifiir.org/>
15. *INPSASEL*. (2009). Obtenido de Ministerio del Poder Popular para el Proceso Social de Trabajo: <http://www.inpsasel.gob.ve/>



16. *Institute of Ocean Energies*. (2012). Obtenido de BrightHub Engineering:
<http://www.brighthubengineering.com/>
17. Iqbal, K. Z., & Starling, K. E. (1976). *Use of Mixtures as Working Fluids in OTEC Cycles*. Oklahoma: School of Chemical Engineering and Material Sciences .
18. Kakas, S. (2002). *Heat Exchangers, Selection, Rating and Thermal Design*. Florida: CRC Press.
19. Kern, D. (1965). *Process Heat Transfer*. Nueva York: McGraw Hill.
20. Khaligh, A., & Onar, O. (2010). *Energy Harvesting*. Boca Ratón: CRC Press.
21. Kim, H. J., & Lee, H. S. (2012). *Feasibility Study on the Commercial Plant of OTEC*. Grecia: International Offshore and Polar Engineering Conference.
22. *Koch*. (2015). Obtenido de Koch Heat Transfer Company:
<http://www.kochheattransfer.com/>
23. *Lauterbach*. (2016). Obtenido de Software and Engineering for Pressure Vessel Design and Heat Exchanger Design: <http://www.lv-soft.com/>
24. Lienhard IV, J. H., & Lienhard V, J. H. (2008). *A Heat Transfer Textbook*. Massachusetts: Phlogiston Press.
25. M. Á. (Octubre de 2011). *Blogspot*. Obtenido de Geografía:
<http://geografiacob50.blogspot.mx/2011/10/hidrosfera.html>
26. Magesh, R. (2010). OTEC Technology - A World of Clean Energy and Water. *World Congress on Engineering*, (pág. 1). Londres.
27. Martí, J., Plocek, T., & Laboy, M. (Junio de 2008). *Green Communities*. Obtenido de Commercial Implementation of OTEC:
http://green.uprm.edu/pres/pres_Marti&Plocek.pdf
28. Mataix, C. (1993). *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. Madrid: Ediciones del Castillo.
29. Naboria. (2011). *Punta Tuna*. Obtenido de
<https://www.youtube.com/watch?v=iDFjZKYY2no>
30. *NAS*. (2010). Obtenido de North American Stainless:
<http://www.northamericanstainlesssteel.com/>
31. Nouman, J. (2012). *Comparative studies and analyses of working fluids for Organic Rankine Cycles*. Estocolmo: KTH School.
32. NREL. (2012). *Design and Location*. Obtenido de What is Ocean Thermal Energy Conversion:



- https://en.wikipedia.org/wiki/Ocean_thermal_energy_conversion#cite_note-Land_Based_Design_and_Location-36
33. *Nuestro Mar*. (11 de Febrero de 2012). Obtenido de Web de la Fundación Nuestro Mar: <http://www.nuestromar.org/noticias>
 34. *Ocean Explorer*. (12 de Febrero de 2013). Obtenido de Ocean Thermal Energy Conversion: <http://oceanexplorer.noaa.gov/edu>
 35. *OTEC Foundation*. (2016). Obtenido de OTEC News: <http://www.otecnews.org/>
 36. *OTEC NELHA*. (1998). Obtenido de Hawaii National Marine Renewable Energy Center: <http://hinmrec.hnei.hawaii.edu/>
 37. *OTEC Okinawa*. (2013). Obtenido de Renewable Energy for the Future: <http://otecokinawa.com/en/>
 38. Rabelo, R., & Padilha, A. (2013). *Performance Analysis of fluids R12, R152A, R134A and R500 for an Organic Rankine Cycle used in an OTEC Power Plant*. Sao Paulo: International Congress of Mechanical Engineering.
 39. Rahmstorf, S. (2006). Thermohaline Ocean Circulation. *Encyclopedia of Quaternary Science*, 1-10.
 40. Rizcalla, S. H. (2003). *Innovative 3D FRP Sandwich panels for bridge decks*. Carolina del Norte: North Carolina State University.
 41. *SECO*. (2012). Obtenido de Separation Equipment Co.: <http://www.separationequipment.com/>
 42. Serth, R. (2007). *Process Heat Transfer*. Kingsville, Texas: Elsevier.
 43. Seyboth, K., Matschoss, P., Kadner, S., Zwickel, T., Eickemeier, P., Hansen, G., . . . Von Stechow, C. (2012). *Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation*. New York: Cambridge University Press.
 44. *TechnicSupport*. (2016). Obtenido de <http://www.tecnicsuport.com/>
 45. *Texas Flange*. (2010). Obtenido de AWWA C207 Flanges: <http://www.texasflange.com/>
 46. *The Linde Group*. (2016). Obtenido de Industrial Gases: <http://www.linde-gas.com/>
 47. *Tranter*. (2016). Obtenido de The Heat Transfer People: <https://www.tranter.com/>
 48. *UNAD*. (2015). Obtenido de Intercambiadores de tubos y coraza: <http://datateca.unad.edu.co/>



REFERENCIAS



49. Vega, L. (2012). Ocean Thermal Energy Conversion. En R. Meyers, *Encyclopedia of Sustainability Science and Technology* (pág. 7300). Nueva York: Springer.
50. Vieira Da Rosa, A. (2013). *Renewable Energy Processes*. Waltham: Elsevier.
51. WEC. (2001). *Survey of Energy Resources*.
52. WordPress. (2016). Obtenido de El Agua de Mar:
<https://elaguademar.wordpress.com/>
53. Yeh, R. H., Su, T. Z., & Yang, M. S. (2004). *Maximum output of an OTEC Power Plant*. Taiwán: Department of Marine Engineerin.