



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
MAESTRÍA EN ENERGÍA– PROCESOS Y USO EFICIENTE DE LA ENERGIA

ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt
ACOPLADO A UN CICLO “PWG” (PRESSURE WATER GENERATION), EL
CUAL GENERA 300 kWe.

TESIS
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:
DURÁN GONZÁLEZ GABRIEL ANTONIO

TUTOR PRINCIPAL
DR. JAVIER EDUARDO AGUILLÓN MARTÍNEZ
INSTITUTO DE INGENIERIA UNAM

MÉXICO, D. F. JULIO 2013



RESUMEN

Debido a la creciente demanda energética se ha buscado el desarrollo de tecnología capaz de aprovechar nuevas fuentes de energía. Este trabajo analiza la posibilidad para la implementación de un ciclo binario modificado para el aprovechamiento de geotermia de baja entalpia como fuente energética. Debido a las exigencias del ciclo es necesario el diseño de cada uno de los equipos que lo conforman por lo que este trabajo se enfoca particularmente a uno de los elementos fundamentales para la operación del sistema "el condensador de vapor".

En el trabajo se propuso el diseño de un condensador de tubo y coraza, ya que un sistema de este tipo cumple con las exigencias del sistema y su diseño óptimo contribuye que el sistema global opere apropiadamente.

A fin de obtener la mejor configuración posible del condensador se analizaron los diferentes parámetros que pueden alterar el comportamiento del condensador, como lo son el material de los tubos y el área total de intercambio de calor, además también se analizaron factores que pueden influir en la operación del mismo como lo son la temperatura ambiente de referencia, la cantidad de flujo de vapor que entra en el sistema y las características del fluido refrigerante que en este caso es agua.

Finalmente se evaluó el diseño propuesto mediante herramientas comerciales con lo que se determinó que al modificar el sistema propuesto se incrementa su rendimiento.



Nomenclatura

Instituciones

UNAM: Universidad Nacional Autónoma de México.

CFE: Comisión Federal de Electricidad.

SEN: Sistema Eléctrico Nacional.

IMPULSA: Investigación Multidisciplinaria de Proyectos Universitarios de Liderazgo y Superación Académica.

TEMA: Tubular Exchanger Manufacturers Association.

UABC: Universidad Autónoma de Baja California.

API: American Petroleum Institute

SENER: Secretaria de energía

ASME: American Society of Mechanical Engineers.

Conceptos

PWG: Pressure Water Generation.

BS: British Standard.

NPS: medida nominal de las tuberías (Nominal Pipe Size)

SS acero inoxidable (Stainless Steel)

UNS: sistema de numeración unificado (Unified numbering system)

CAD: Computer Aided Design.

Unidades

KW: Kilo Watts.

MW: Mega Watts.

GW: Giga Watts.

TW: Tera Watts.

kV : kilo volts

km: kilometro

kg: Kilogramo.

s: segundos.

°F: grados Fahrenheit.

°C: grados centígrados.

Pa: Pascales.

MPa: mega pascales

HP: caballos de fuerza

USD: unidad monetaria americana (Dólar)

\$MXN: unidad monetaria mexicana (pesos mexicanos)

Bar: Bares.



Wt: Watts térmicos.

We: Watts eléctricos.

Mm: milímetros

psig: libras por pulgada cuadrada (pounds per square inch gauge)

lt: Litros.

plg: pulgada

cfm: pie cubico por minuto

Torr: Torricelli

h: hora

Términos y símbolos

Pa: Presión máxima permisible.

T: Temperatura

S: Entropía

D_b : Diámetro del haz de tubos.

D_s : Diámetro de la coraza.

N_t : Número de tubos.

OD: Diámetro exterior de los tubos.

Pt o P_T : Paso entre los tubos.

K_f : Coeficiente k para el cálculo de la coraza

α : Coeficiente alfa para el cálculo de la coraza

Re: Número de Reynolds.

D : Diámetro interno del tubo.

C: Velocidad del fluido.

ρ : Densidad del fluido.

μ : Viscosidad del fluido.

\dot{m}_v : Flujo másico del vapor por condensar.

h_1 = Entalpía específica para una calidad determinada.

h_2 = Entalpía del líquido saturado.

ΔQ : Cambio de calor.

ΔT : Cambio de temperatura.

UA: Relación del coeficiente de transferencia de calor por el área de intercambio

Δt : Temperatura balanceada del condensador

U_D : Coeficiente de transferencia de calor.

Δt_{av} : Media aritmética de la diferencia de temperatura.

A_o : Área de intercambio.

N_{t_0} : Número inicial de tubos.

a'' : Área exterior de los tubos por unidad de longitud.

L: Longitud de los tubos.

Q_s : Calor sensible de cedencia vapor-agua.

C_p : Capacidad calorífica.



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kWe.



T_{sat} : Temperatura de saturación.
 θ : Fracción de tubos sumergidos en el condensador.
 a'_t : Área de flujo por el lado de los tubos.
 n : Número de pasos de los tubos.
 G_t : Velocidad másica del flujo.
 V : Velocidad lineal.
 T_v : Temperatura del vapor
 T_{AE} : Temperatura del agua de enfriamiento
 J_H : Factor de Colburn.
 K : Conductividad térmica del material de los tubos.
 C_p : Calor específico.
 h_{io}' : Coeficiente de transferencia de calor por convección interno ajustado
 h_{io} : Coeficiente de transferencia de calor por convección interno
 DI : Diámetro interno.
 DE : Diámetro externo.
 t_w : Temperatura de pared.
 t_f : Temperatura de película.
 ϕ_t : Relación de viscosidades.
 N_{tn} : Representa el número de tubos no sumergidos.
 G'' : Flujo másico por unidad de longitud.
 h_o : Coeficiente de transferencia de calor por convección externo
 g : Aceleración de la gravedad
 U_c' : Coeficiente de calor del lado interno de la coraza.
 A_c : Área requerida para la condensación.
 A_s : Área requerida para retirar el calor sensible de condensado.
 A : Área total requerida para el condensador.
 U_c : Coeficiente total limpio balanceado.
 U_D : Coeficiente total de transferencia de calor de diseño.
 R_d : Resistencia térmica de los tubos
 μ_f : Viscosidad del flujo
 S_f : Entropía del flujo
 k_f : Conductividad térmica del flujo
 ΔP_t : Caída de presión para lograr el flujo en el condensador.
 s : Gravedad específica.
 g' : Aceleración de la gravedad.
 a_s : Área de flujo.
 DI : Diámetro interior de la coraza.
 C' : Espacio entre los tubos.
 B : Espacio entre los deflectores.
 G_s : Velocidad másica del vapor en la coraza.
 w : Flujo de masa de vapor.



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kW_e.



D_e : Diámetro equivalente.

f: Coeficiente de fricción.

L_e : Longitud efectiva de los tubos.

E: Módulo de elasticidad.

P_{cr} : Presión crítica.

Cu: Cobre

Ni: Níquel

Fe: Hierro

Hg: Mercurio

H₂O: Agua



Antecedente

El uso de la energía contribuye a impulsar el desarrollo tecnológico, económico, social, y en general a mejorar la mayoría de actividades realizadas por el hombre. A escala mundial el uso de la energía se considera como uno de los principales impulsores del crecimiento económico. La demanda de recursos energéticos crece continuamente como resultado de la dinámica de la economía mundial y las expectativas a mediano plazo plantean que dicha demanda seguirá en aumento.

La mayor parte de la energía consumida en las actividades humanas proviene del uso de combustibles fósiles, pero resulta difícil que este combustible pueda solventar la creciente demanda; por tal motivo es importante la diversificación de las fuentes energéticas.

La energía geotérmica es una alternativa para lograr el objetivo de la diversificación energética, ya que tiene un gran potencial a nivel mundial. Si bien muchos países en el mundo utilizan la energía geotérmica para diversas aplicaciones como lo son la calefacción, la deshidratación de alimentos, el secado de madera o las actividades recreativas, solo 24 de ellos la utilizan para generar energía eléctrica.

Debido a la naturaleza del recurso geotérmico, y a pesar de que este sea accesible, se ha explotado de forma limitada para la generación eléctrica, ya que solo aprovechan el recurso geotérmico de alta y media entalpía para este fin, dejando de lado el recurso de baja entalpía. Por tal motivo, en el Instituto de Ingeniería de la UNAM se estudió la posibilidad de aprovechar este recurso. El resultado del estudio anterior es el desarrollo de un ciclo binario modificado al que se le denominó ciclo PWG.

Debido a los rangos de operación del sistema en desarrollo, cada uno de los componentes que lo conforman deben cumplir con las características de operación que el ciclo demanda, por lo cual es necesario el diseño de cada uno de los equipos.

Los intercambiadores de calor son equipos medulares para el funcionamiento del ciclo, ya que de ellos depende el correcto funcionamiento del ciclo y al mismo tiempo limitan los parámetros de operación del mismo, por lo cual su selección y diseño requieren de particular atención.

El condensador de vapor delimita los parámetros de operación de la turbina y su correcta operación puede incrementar el rendimiento de operación del ciclo, por lo cual, se requiere de un estudio para su diseño mismo que se presenta en este trabajo.



Objetivo global del ciclo PWG

El objetivo central de esta investigación consiste en el estudio para aprovechar el recurso geotérmico de baja entalpía para la generación de electricidad. Así como el diseño de los componentes de un ciclo binario modificado denominado ciclo PWG, capaz de transformar energía térmica en energía mecánica.

Objetivo particular

- Metodología para diseñar un condensador de vapor que se adecue a las necesidades planteadas en el ciclo PWG.
- Evaluación del funcionamiento del condensador de vapor propuesto.
- Propuesta de parámetros de diseño para el condensador de vapor.

Alcances

- Análisis general del ciclo PWG.
- Cálculo para el sistema de condensación que se adecue a los parámetros planteados en el ciclo PWG
- Análisis de los elementos que conforman el condensador de vapor.
- Análisis de condensación del flujo de vapor.
- Propuesta de diseño de sistema de condensación.
- Hoja de cálculo variable para diseño de condensador.

Hipótesis.

El ciclo PWG requiere de un adecuado diseño de los elementos que lo componen, por tal motivo es importante una metodología de evaluación para analizar dichos elementos. El condensador de vapor es de suma importancia dentro del ciclo ya que determina los parámetros de operación y rendimiento de la turbina, por lo cual, plantear apropiadamente su diseño puede mejorar el rendimiento del ciclo. De esta forma, si se analiza la calidad de operación del condensador entonces se podrá mejorar la eficiencia del ciclo y determinar los principales factores que afectan su funcionamiento.



Contenido

RESUMEN	I
Nomenclatura.....	II
Antecedente.....	VI
Objetivo global del ciclo PWG	VII
Objetivo particular	VII
Alcances.....	VII
Hipótesis.....	VII
Capítulo 1. Generalidades del ciclo PWG.....	1
Introducción	1
Generalidades del ciclo PWG. Diferencias con ciclo binario	3
Ciclo binario convencional	3
Ciclo binario con una evaporación <i>flash</i> : Ciclo PWG.....	4
Ventajas técnicas de ciclo PWG sobre ciclo binario convencional.....	5
Análisis de las componentes del ciclo PWG	6
Consideraciones	6
Ciclo	8
Justificación del proyecto.....	13
Comparativa del ciclo PWG y binario con diferentes fluidos de trabajo	13
Capítulo 2. Generalidades del condensador de vapor	18
Función del condensador de vapor	19
Características que definen un condensador de vapor	19
Procesos básicos de condensación.	20
Tipos de condensadores.....	22
Condensadores de superficie	22
Condensadores de mezcla.....	31
Condensador de chorro de bajo nivel.....	31
Condensadores barométricos	33
Capítulo 3. Selección y cálculo del condensador de vapor	36
Metodología de diseño	36
Condiciones iniciales	39



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO “PWG” (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kWe.



Cálculo del coeficiente de película del lado de los tubos.....	41
Cálculo del coeficiente de película del lado de los tubos.....	43
Calculo de coeficiente global de transferencia de calor	44
Calculo de presión en el lado de los tubos.....	45
Calculo de la caída de presión en la coraza.....	45
Resultados	46
Simulación en ASPEN PLUS	49
Análisis de sensibilidad.....	53
Análisis de los resultados	57
Evaluación del modelo mejorado.....	59
Calculo para la coraza.....	61
Propuesta del condensador para el ciclo PWG	64
Capítulo 4 Sistema de vacío	66
Introducción a los sistemas de vacío.....	66
Bombas de vacío	67
Bombas de anillo líquido	67
Bombas de paletas (supresores)	68
Bombas de paletas de simple y doble efecto.....	69
Bombas de diafragma	71
Bombas de canal lateral	72
Eyector	73
Comparativa entre sistemas de vacío	74
Capítulo 5 Resultados y conclusiones	75
Bibliografía:	78



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kWe.



Figura 1 Usuarios de energía eléctrica por sector.....	1
Figura 2 Planta convencional de ciclo binario.....	4
Figura 3 Planta de ciclo PWG	5
Figura 4 Intercambiadores de calor	5
Figura 5 Acercamiento de temperaturas dentro de (A) Intercambiador de placas, y (B) Intercambiador de coraza y tubos	6
Figura 6 Diagrama del ciclo PWG con parámetros de operación	9
Figura 7 Diagrama del ciclo PWG con los puntos analizados en el cálculo térmico.	11
Figura 8 Diagrama T-S del ciclo PWG	12
Figura 9 Gráfica de selección de punto óptimo de presión para el ciclo PWG con agua.....	14
Figura 10 Condensador de vapor	18
Figura 11 Condensador comercial (tubos con condensación externa).....	21
Figura 12 a) condensación por película b) por goteo c) homogénea d) por contacto directo	22
Figura 13 Espaciado entre el casco – haz de tubos.....	24
Figura 14 Placa para tubos	26
Figura 15 pantalla segmentada al 25%	26
Figura 16 Pantalla de disco.....	26
Figura 17 Pantalla perforada.....	27
Figura 18 Disposición de los tubos.....	29
Figura 19 Condensador de superficie. (1) Entrada de agua de circulación. (2) Placa tubular: (3) Cabezal de agua de circulación. (4) Haz tubular. (5) Placa soporte para tubos. (6) Resortes de apoyo y suspensión. (7) Cámara de vacío. (8) Pozo caliente. (9) Extracción de vapor. (10) Cuello. (11) Cabezal de salida de agua de circulación. (12) Coraza.....	30
Figura 20 Condensador de chorro.....	33
Figura 21 Condensador barométrico	35
Figura 22 Gradiente de temperaturas en el condensador.....	37
Figura 23 Gradiente de temperaturas en sección A-A de tubo	37
Figura 24 Metodología de diseño del condensador de vapor	38
Figura 25 Pantalla de salida del programa para calcular el condensador de vapor	47
Figura 26 Pantalla de inicio del programa ASPEN PLUS 7.2	49
Figura 27 Selección de componentes (B) Selección de propiedades y método	49
Figura 28 Configuración del sistema	50
Figura 29 Condiciones de entrada de flujo	50
Figura 30 (A) Especificaciones del condensador (B) Método de cálculo para determinar la LMTD .	51
Figura 31 Caída de presión admisible	51
Figura 32 Selección del método de cálculo para U	51
Figura 33 Límites para la operación	51
Figura 34 Método de convergencia	52
Figura 35 (A) Características geométricas del condensador (B) Características del haz de tubos....	52
Figura 36 Comparativa entre tipos de material del análisis de sensibilidad para flujo de agua de enfriamiento VS porcentaje de vapor en el condensador	54



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kWe.



Figura 37 Comparativa entre tipos de material del análisis de sensibilidad para área del condensador VS fracción de vapor.....	55
Figura 38 Comparativa entre tipos de material del análisis de sensibilidad para temperatura de entrada de agua de enfriamiento VS fracción de vapor	56
Figura 39 Comparativa entre tipos de material del análisis de sensibilidad para gasto másico de vapor VS fracción de vapor	57
Figura 40 Comparativa entre modelos en relación con el área	59
Figura 41 Comparativa entre modelos en relación con el flujo de vapor.....	59
Figura 42 Comparativa entre modelos en relación a la temperatura de agua de enfriamiento.	60
Figura 43 Comparativa entre modelos en relación al flujo de agua de enfriamiento	60
Figura 44 Diagrama para envolventes cilíndricas sometidas a presión externa o cargas de compresión (para todos los materiales)	61
Figura 45 Diagrama para envolventes cilíndricas sometidas a presión externa. Determinación del factor B para recipientes de acero austenítico inoxidable (18Cr-8Ni) tipo 304.....	62
Figura 46 Bomba de anillo líquido.....	67
Figura 47 Bomba de vacío de paletas (supresor)	69
Figura 48 Bomba de paleta de simple efecto.....	70
Figura 49 Proceso de extracción de bomba de diafragma.....	71
Figura 50 Partes de una bomba de diafragma	72
Figura 51 Partes de una bomba de canal lateral.....	72
Figura 52 Eyector de vapor de agua.....	73



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kWe.



Tabla 1 Eficiencias convencionales de los equipos	8
Tabla 2 Resultados del análisis térmico del ciclo PWG	12
Tabla 3 Comparativa entre ciclos	15
Tabla 4 Constantes para el cálculo del diámetro del haz de tubos.....	25
Tabla 5 Dimensiones de tuberías para condensadores	28
Tabla 6 Selección de opciones para el diseño del condensador de vapor.....	48
Tabla 7 Resultados de la evaluación del condensador	53
Tabla 8 Resultados de la evaluación de condensador modificado	58
Tabla 9 Análisis para determinar el espesor de la coraza del condensador de vapor para el modelo propuesto	63
Tabla 10 Análisis para determinar el espesor de la coraza del condensador de vapor para el rediseño del condensador.....	63
Tabla 11 Características de diseño del condensador	64
Tabla 12 Comparativa entre generadores de vacío.	74



Capítulo 1. Generalidades del ciclo PWG.

Introducción

México enfrenta actualmente diversas problemáticas entre las que se encuentra la carencia de suministro de energía eléctrica ante el crecimiento demográfico en varios sectores del país. Por lo cual se busca aprovechar los recursos de cada región para aprovecharlos y suministrar esta energía a partir de energías alternativas.

El uso de la energía contribuye a impulsar el desarrollo tecnológico, económico, social, y en general a mejorar la mayoría de actividades realizadas por el hombre. La demanda de recursos energéticos crece continuamente como resultado de la dinámica de la economía mundial y las expectativas a mediano plazo plantean que dicha demanda seguirá en aumento.

La mayor parte de la energía consumida en las actividades humanas proviene del uso de combustibles fósiles, pero resulta difícil que este combustible pueda solventar la creciente demanda; por tal motivo es importante la diversificación de las fuentes energéticas. La energía geotérmica es una alternativa para lograr el objetivo de la diversificación energética, ya que tiene un gran potencial a nivel mundial. Si bien muchos países en el mundo utilizan la energía geotérmica para diversas aplicaciones como lo son la calefacción, la deshidratación de alimentos, el secado de madera o las actividades recreativas, solo 24 de ellos la utilizan para generar energía eléctrica.

En la actualidad, México cuenta con 177 centrales generadoras que proporcionan una capacidad eléctrica de casi 50 TW, incluyendo la capacidad instalada por la CFE y la de productores independientes. La red de transmisión eléctrica está compuesta por cerca de 500mil km de líneas de 400, 230 y 161 kV; y más de medio millón km de líneas de subtransmisión de 138 kV y tensiones menores¹. Con la capacidad instalada, se proporciona servicio de energía eléctrica a casi 80 millones de mexicanos; el 87.99% de ellos pertenece al sector doméstico, como se observa en la Figura 1.

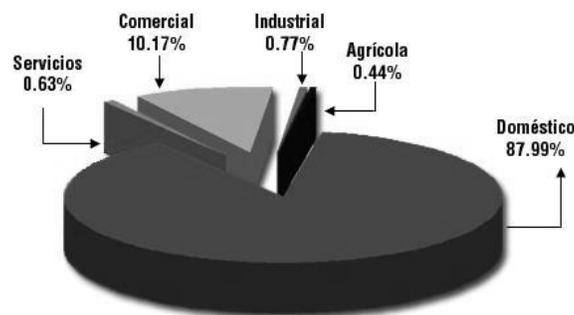


Figura 1 Usuarios de energía eléctrica por sector²

¹ <http://www.cfe.gob.mx/QuienesSomos/>

² Programa de planeación sectorial de CFE 2007



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kWe.



México ocupa el cuarto lugar mundial en cuanto al aprovechamiento de los recursos geotérmicos para generación eléctrica, con una capacidad instalada de 964 MW. La Comisión Federal de Electricidad (CFE) opera actualmente cuatro campos geotérmicos: Cerro Prieto, en Baja California, con 720 MW; Los Azufres, en Michoacán, con 188 MW; Los Humeros, en Puebla, con 35 MW; y Las Tres Vírgenes, en Baja California Sur, con 10 MW. La capacidad geotermoeléctrica de México representa el 2.5% de los más de 38,000 MW de capacidad instalada en el Sistema Eléctrico Nacional (SEN)³.

El potencial geotérmico de México es todavía mayor: en el campo de Cerritos Colorados, ubicado en la periferia de la ciudad de Guadalajara, Jalisco, la CFE ha perforado varios pozos productores, calculándose un potencial de 75 MW; en el campo geotérmico de Cerro Prieto está programado un proyecto de 100 MW; y en Los Humeros, se planea incrementar la capacidad en 51 MW.

Adicionalmente, en México se conocen otras zonas geotérmicas atractivas, en las que se están llevando a cabo programas de exploración. Entre estas zonas se encuentra Acoculco, en el estado de Puebla; La Soledad, en Jalisco; y la zona del Domo San Pedro, en Nayarit. Otras zonas de interés son las de Maguarichic, en Chihuahua; las de Bahía Concepción, en Baja California Sur; y la del volcán Tacaná, en Chiapas.

Como se observa, el aprovechamiento de los recursos geotérmicos es una alternativa viable y eficaz en la producción eléctrica y otras aplicaciones, pues representan un enorme potencial energético que puede ser explotado a costos cada vez más bajos. Adicionalmente a esto la UNAM, a través del macroproyecto IMPULSA IV, detectó extensas zonas con potenciales de energía geotérmica de baja entalpía en la península de Baja California, zonas que se pretende formen parte de un esquema de generación distribuida con pequeñas plantas que, en muchos casos, podrían estar conectadas al sistema eléctrico nacional.

Generalmente los ciclos termodinámicos que se usan para transformar la energía geotérmica en electricidad requieren que los pozos geotérmicos tengan temperaturas por encima de los 150° C, ya que con esta temperatura se puede garantizar la obtención vapor de una calidad apropiada. Los sistemas convencionales para aprovechar las energía geotérmica son el ciclo a contrapresión (donde el vapor se toma directamente del pozo se hace pasar por la turbina y para finalmente descargarse a la atmosfera) y los ciclos a condensación (usan también el vapor del pozo pero en lugar de enviar el vapor proveniente de la turbina a la atmosfera lo condensan para reinyectarlo al pozo o mandarlo a una laguna de evaporación).

Una alternativa para usar la el flujo geotérmico cuya temperatura es inferior a los 150°C es el ciclo binario. Este tipo de plantas emplean un segundo fluido de trabajo, con un punto de ebullición (a presión atmosférica) inferior al del agua, tales como isopentano, freón, isobutano, o algún otro, el cual se evapora para accionar la turbina. Estos sistemas, además de presentar la ventaja de permitir utilizar yacimientos geotérmicos de temperaturas medias, admiten la explotación de yacimientos con acuíferos con un mayor porcentaje de impurezas, especialmente si estos están

³ <http://www.cfe.gob.mx>



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kWe.



bajo una presión tal que no tenga lugar la evaporación súbita. El líquido extraído del acuífero, una vez ha cedido su calor al fluido de trabajo en el intercambiador de calor, retorna de nuevo al yacimiento. El fluido secundario trabaja de acuerdo con el ciclo convencional Rankin. El fluido de trabajo, transformado en vapor recalentado a su paso por el evaporador, se dirige a la turbina con el objeto de accionarla. Los gases del fluido de trabajo, una vez se expanden en la turbina, se condensan en un intercambiador de calor. El intercambiador es refrigerado con agua mediante un circuito que dispone de refrigeración.

Además del ciclo binario existen otros ciclos con la capacidad de usar flujo geotérmico a bajas temperaturas como lo es el ciclo Kalina (utiliza una mezcla de amoníaco-agua como fluido de trabajo) y el ciclo PWG (objeto de estudio propuesto).

El ciclo PWG es un sistema ideado por miembros del proyecto IMPULSA del Instituto de Ingeniería de la UNAM, donde se modifica un ciclo binario de generación eléctrica, en él se sustituye el evaporador y el calentador de un ciclo binario tradicional, por un intercambiador de calor de placas, una válvula de estrangulamiento (placa orificio) y un separador de vapor. Actualmente se tiene un proyecto de desarrollo sobre este ciclo en el que colaboran varios centros de investigación.

En el ciclo PWG el agua geotérmica cede su energía térmica al fluido de trabajo, mediante el intercambiador de calor de placas, hasta convertirlo en líquido saturado. Posteriormente, el fluido de trabajo se hace pasar a través de la placa orificio, donde disminuye su presión y, en consecuencia, parte de él evapora. El vapor generado es separado del líquido (en un separador ciclónico) y acciona la turbina. A continuación, el vapor se condensa y mezcla con el líquido rechazado del separador, para finalmente ser llevado al intercambiador de placas y repetir el ciclo.

Generalidades del ciclo PWG. Diferencias con ciclo binario

El sistema PWG toma al ciclo binario convencional, lo modifica y resuelve algunos problemas inherentes a éste. A continuación se presentan los dos ciclos por separado.

Ciclo binario convencional

En este sistema, el agua geotérmica cede energía en forma de calor al fluido de trabajo hasta evaporarlo, a través de dos intercambiadores de calor de coraza y tubos: un calentador y un evaporador. Una vez evaporado, el fluido de trabajo acciona la turbina y produce trabajo; después es llevado al condensador, donde cede energía hasta condensarse. El condensado se bombea y lleva al calentador, para iniciar nuevamente el ciclo. En la Figura 2 se muestra el diagrama básico de un ciclo binario convencional.



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kWe.

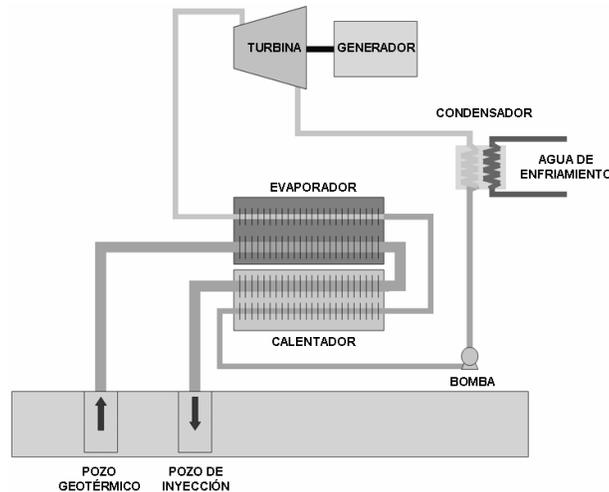


Figura 2 Planta convencional de ciclo binario⁴

Uno de los inconvenientes que presenta el ciclo binario tradicional es que el evaporador y el calentador, al estar en contacto directo con el agua geotérmica, sufren de severos problemas de corrosión e incrustación, por lo que tienen que ser sometidos a mantenimientos constantes que resultan complicados y costosos. Aunado a esto, la eficiencia de tales equipos es baja; y si se desea un mayor acercamiento entre las temperaturas de los fluidos contenidos en ellos, el tamaño de las unidades debe ser mucho mayor.

Ciclo binario con una evaporación *flash*: Ciclo PWG

Para evitar dichos problemas, se propone el uso de un sistema binario en el cual se sustituya al evaporador y al calentador por un intercambiador de calor de placas, una válvula de estrangulamiento (placa orificio) y un separador de vapor. De esta manera, sólo el intercambiador de placas entrará en contacto con el fluido geotérmico. Adicionalmente, se propone el uso de una turbina de alta velocidad.

En tal sistema, Figura 3, el agua geotérmica calienta al fluido de trabajo, a través del intercambiador de calor de placas, hasta llevarlo a la condición de líquido saturado. Posteriormente, el fluido de trabajo se hace pasar a través de la placa orificio, donde disminuye su energía de presión y, como consecuencia, parte de él evapora. El vapor generado es separado centrífugo del líquido y se dirige hacia la turbina donde se realiza el trabajo. A continuación, el vapor se condensa, se bombea hasta alcanzar la presión del separador y se mezcla con el líquido separado por éste en un dispositivo llamado colector, para finalmente ser bombeado a la presión del intercambiador de placas, dónde se cierra el ciclo.

⁴ Tesis "LOS RECURSOS GEOTÉRMICOS DE BAJA ENTALPÍA: UNA OPCIÓN EN LA GENERACIÓN ELÉCTRICA Y LA DESALACIÓN DE AGUA DE MAR" de García Oziel



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kWe.

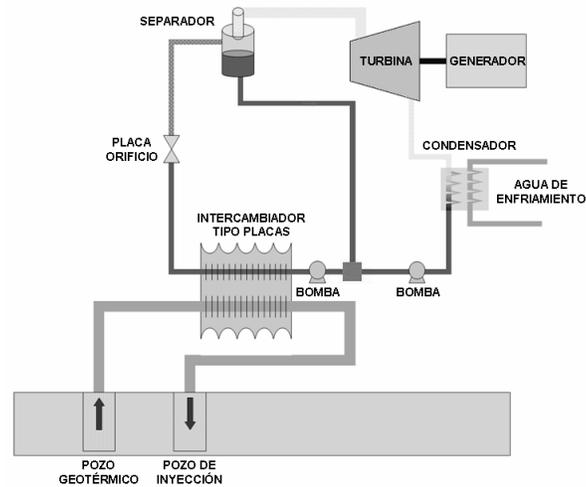


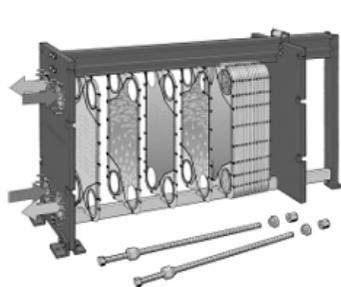
Figura 3 Planta de ciclo PWG⁵

A pesar de parecer un sistema más aparatoso por la cantidad de equipos utilizados, los elementos complementarios son sencillos en su caracterización y mantenimiento.

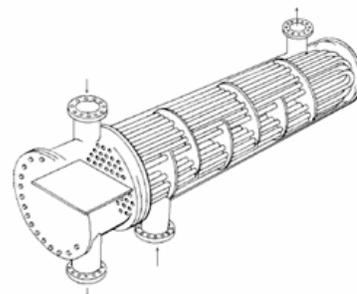
Ventajas técnicas de ciclo PWG sobre ciclo binario convencional

La principal ventaja que presenta el sistema PWG sobre una planta de ciclo binario convencional es que, al emplear un intercambiador de calor de placas, la eficiencia en la generación de vapor se incrementa, ya que este tipo de equipos permiten acercamientos de hasta 1 °C entre los fluidos; además, sus pérdidas son bajas, lo cual es sumamente importante en el aprovechamiento de la energía geotérmica. Además, el espacio ocupado por estos intercambiadores es menor y su mantenimiento es más sencillo, comparado con los de coraza y tubos.

En la Figura 4 se muestran ambos intercambiadores: puede observarse que el área de intercambio en el de placas es extensa, en comparación con el de tubo y coraza. Si se deseara incrementar el área de un intercambiador de placas, bastaría con agregar más láminas, sin necesidad de comprar un nuevo equipo.



Intercambiador tipo "placas"



Intercambiador de carcasa y tubos

Figura 4 Intercambiadores de calor⁶

⁵ Tesis "LOS RECURSOS GEOTÉRMICOS DE BAJA ENTALPÍA: UNA OPCIÓN EN LA GENERACIÓN ELÉCTRICA Y LA DESALACIÓN DE AGUA DE MAR" de García Oziel



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kWe.



El acercamiento de temperaturas logrado por ambos intercambiadores se puede observar en la siguiente figura. En uno de placas, Figura 5-A, el fluido frío puede alcanzar una temperatura mayor que la de salida del fluido caliente⁷, lo cual no sería posible con un intercambiador de coraza y tubos, Figura 5-B.

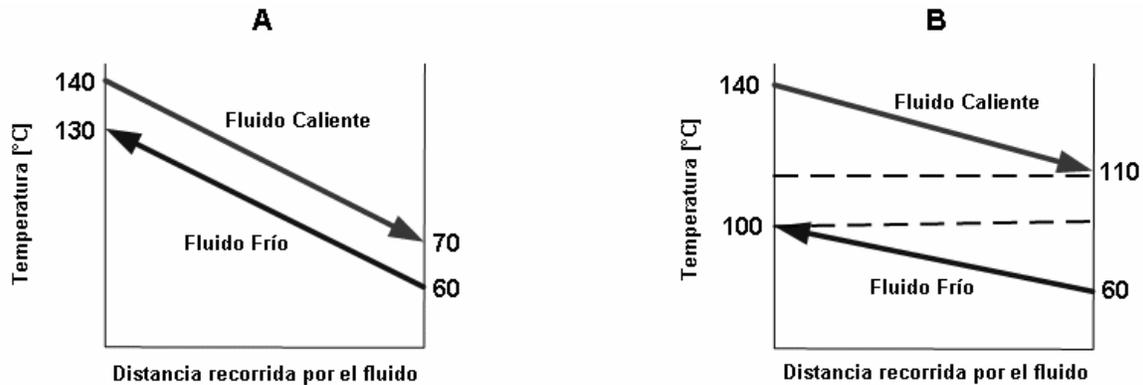


Figura 5 Acercamiento de temperaturas dentro de (A) Intercambiador de placas, y (B) Intercambiador de coraza y tubos⁸

En este nuevo sistema con evaporación *flash*, y con la intención de reducir el espacio total de la planta, se considera el uso de una turbina de alta velocidad. Este tipo de turbina se seleccionó debido a las características que se tendrán del vapor en este ciclo. El separador de vapor empleado es centrífugo, ya que con él se logra una separación de, incluso, el 99.9% del líquido⁹.

Análisis de las componentes del ciclo PWG

En este apartado se presentan los parámetros utilizados en el diseño del ciclo en estudio, las propiedades termodinámicas en cada uno de los puntos de interés y, por último, los resultados del diseño de cada uno de los equipos que intervienen en el sistema.

Consideraciones

- En el recurso geotérmico:

Se simulará el uso de un recurso geotérmico en el que la profundidad del acuífero no sobrepase los 1000 m, y cuya temperatura sea mayor a 140 °C. Se considera que las pérdidas en la tubería están consideradas y que a la entrada del intercambiador entra a la temperatura requerida para el ciclo. Dado que los parámetros térmicos del flujo geotérmico dependen de las características del sitio, se considera el flujo geotérmico con los parámetros térmicos del agua, para estandarizar los cálculos.

- En los componentes del ciclo:

⁶ Alfa Laval, 2007

⁷ Alfa Laval, 2007

⁸ Alfa Laval, 2007

⁹ Design Approach of Steam-Water Separators and Steam Dryers for Geothermal Applications, Ing. Armando Aceves. September 1984.



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kWe.



Tanto el flujo geotérmico como el fluido de trabajo se simularan con las características térmicas de agua convencional, por lo que el cálculo para dichas propiedades se basa en las tablas termodinámicas convencionales donde se tiene como referencia la temperatura y presión de 25°C y 1 atm respectivamente.

El intercambio de calor en el intercambiador de calor es de líquido a líquido por lo cual la eficiencia de intercambio, es mayor y el acercamiento puede considerarse hasta de 1°C dependiendo de las características del intercambiador¹⁰.

El fluido de trabajo a utilizar será agua desmineralizada, debido a que el manejo de fluidos orgánicos es complicado y requiere de personal especializado; además de que las pérdidas por fugas de tales fluidos incrementan de manera significativa los costos y el impacto ambiental. Además de esto las características del agua se han estudiado en gran medida por lo que se tiene un fácil acceso a la información sobre este fluido.

Se considera que la caída de presión en los intercambiadores de calor es constante, además se considera que no hay oscilaciones en la presión de inicio por lo que las presiones en los puntos de acceso y salida se consideran constantes.

En los procesos de bombeo, los cambios de presión son tan pequeños que se consideran a entropía constante sin efectos significativos para el ejercicio. Las oscilaciones que pueden existir en la presión en las bombas se consideran insignificantes. Para los cálculos de las características a la entrada y salida de la bomba se considera su eficiencia isentrópica.

Para determinar los parámetros de entrada y salida en la turbina se ocupa su eficiencia isentropica, el funcionamiento de la turbina se considera ideal, por lo que los parámetros se calculan térmicamente solamente.

La placa orificio evapora parte del fluido de trabajo al disminuir el área por donde este pasa, como resultado de este cambio de área, la velocidad aumenta, la presión disminuye, y el volumen específico aumenta.

Las caídas de presión en los intercambiadores son compensadas con las bombas y cualquier cambio que exista la en el diseño de los intercambiadores, que afecte la presión, se verá reflejado en el funcionamiento de las bombas y en su consumo energético.

- En los parámetros del ciclo:

La temperatura de entrada del enfriamiento marcara el rendimiento del condensador, dicha temperatura depende de las condiciones atmosféricas, para el caso de estudio las condiciones atmosféricas son 25°C a una presión de 1 [atm], por lo cual la temperatura del agua de enfriamiento se considera en 25°C. El salto térmico del agua de enfriamiento es 10°C. La presión

¹⁰ Ramesh K. Shah and Dusan P. Sekulic. Fundamentals of heat exchanger desing.



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kWe.



del agua de enfriamiento depende de la potencia de las bombas, en este caso se supone una bomba que induzca el agua hasta 4 [Bar].

Debido a las condiciones de operación de la turbina, en conjunto con el condensador se determina que la presión de operación del condensador es 0.1 [Bar] con lo cual se puede realizar el proceso de condensación del sistema con el agua de enfriamiento propuesto anteriormente.

Los rendimientos en los equipos se basan en la eficiencia de operación de equipos convencionales por lo que en la Tabla 1 aparecen los parámetros usados para el cálculo del ciclo.

Tabla 1 Eficiencias convencionales de los equipos¹¹

Datos de los Equipos	
Eficiencia bomba de pozo %	82
Eficiencia turbina %	95
Eficiencia intercambiador %	95
ΔP del intercambiador (bar)	3
Acercamiento de temp Inter°C	3
Eficiencia bomba G %	82
Eficiencia bomba H %	82
Eficiencia Bomba de circulación %	82
Eficiencia del Condensador %	80

Finalmente el objetivo del cálculo es generar 300 kW de potencia bruta, por lo cual, los parámetros se ajustaran para lograr tal objetivo.

Ciclo

En la Figura 6 se presenta el diagrama del ciclo PWG con cada uno de los equipos que lo componen y sus parámetros de operación. Los algunos de los parámetros en esta sección son tomados del cálculo térmico final del ciclo, mismo que se presentara posteriormente.

¹¹ Maquinas térmicas de potencia capítulo 17



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kW_e

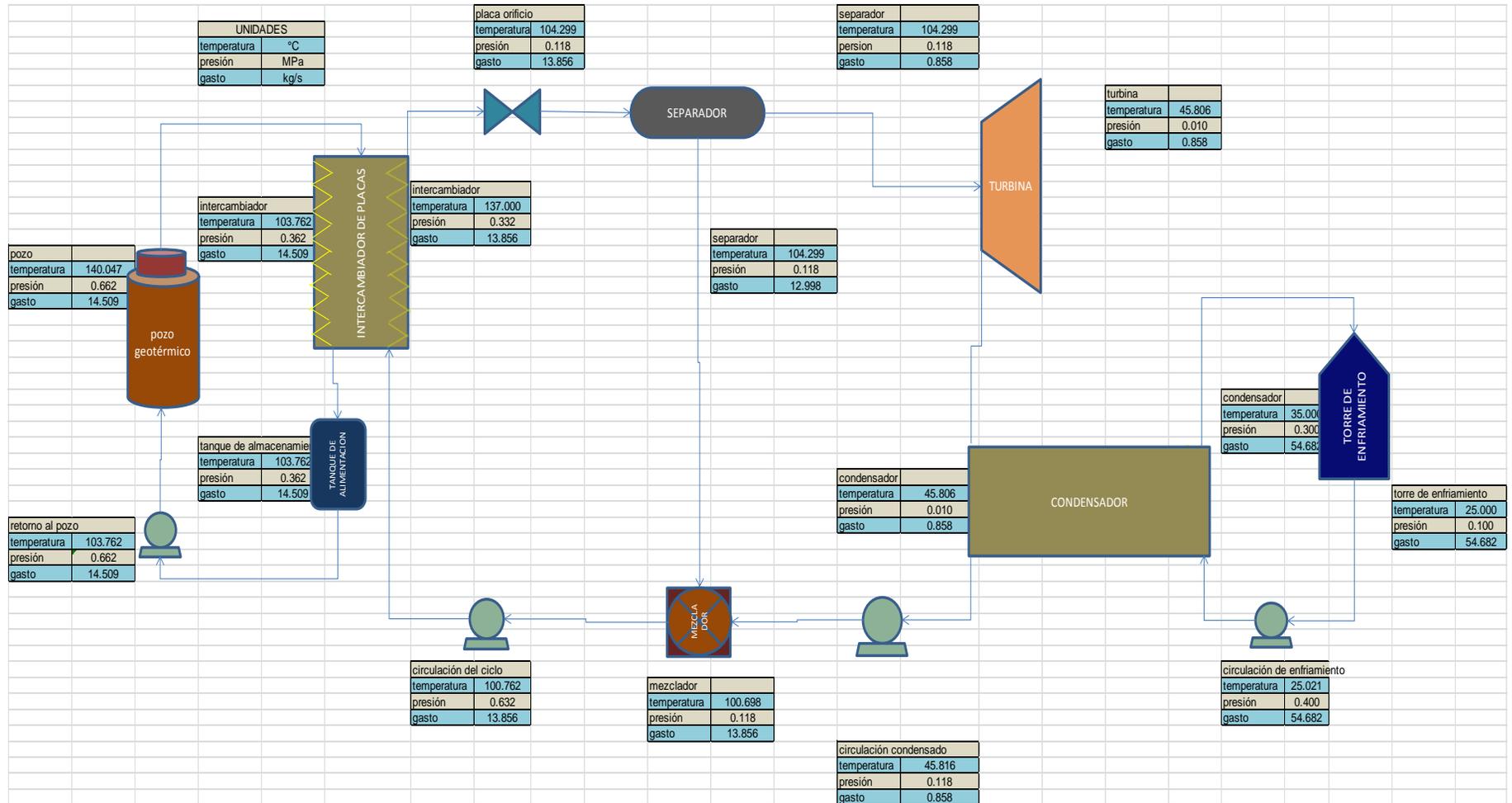


Figura 6 Diagrama del ciclo PWG con parámetros de operación¹²

¹² El autor



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kW_e



Anteriormente se realizó la descripción de ciclo PWG, por lo que esta sección se enfocara a describir las características de los parámetros de operación en el ciclo¹³:

El primer sistema que se describe es el sistema de calentamiento, el sistema de calentamiento se puede resumir en un intercambiador de placas, por el pasa el fluido geotérmico que cede su energía al fluido de trabajo, el flujo de recurso geotérmico necesario para que el ciclo logre su objetivo de generación es 14.509 kg/s a una temperatura de 140°C y una presión de 6.62 [Bar]. El recurso geotérmico sale del intercambiador de placas a una temperatura de 103.76°C y una presión de 3.62 [Bar]. El fluido de trabajo entra al intercambiador de placas a una temperatura de 100.76°C a una presión de 6.32 [Bar] y sale del mismo a 137°C y 3.32 [Bar]. El flujo necesario para la operación del ciclo es de 13.856 kg/s de agua.

El fluido de trabajo sale del intercambiador y entra a la placa orificio donde el 6.2% del mismo se evapora, esto se logra debido al cambio de área en la placa. Como efecto de este cambio de fase la presión del fluido cae hasta 1.18 [Bar] y la temperatura disminuye hasta 104.3°C.

Con el objetivo de dirigir solo vapor a la turbina, el fluido de trabajo se lleva a un separador de flujos centrífugo, donde se separan la fase líquida se dirige al mezclador y el vapor a la turbina. No se consideran pérdidas energéticas en el separador, por lo que los parámetros de entrada y salida no cambian y el proceso de separación se considera ideal.

El trabajo se limita a la generación de potencia mecánica para la transformación en energía eléctrica, por tal motivo, la turbina se calcula con una eficiencia isentrópica del 95%. Los parámetros de entrada son los mismos que en la salida del separador de flujos (104.3°C y 1.18 [Bar]) y la salida se rige bajo los parámetros de operación del condensador (45.806°C y 0.1 [Bar]). El flujo de vapor obtenido en el separador es 0.858 kg/s y los cálculos muestran que a la calidad a la salida de la turbina es 89.5%.

La mezcla de vapor-agua se lleva a condiciones de líquido saturado a través del condensador de vapor que opera a una presión de 0.1 [Bar], por lo que la temperatura a la salida del mismo es 45.806°C. Para lograr dicho cambio de fase se necesita ceder la energía sobrante hacia el agua de enfriamiento cuyo salto térmico se considera de 10°C. Se requiere de 54.682 kg/s de agua de enfriamiento para lograr que el intercambio anterior.

Con el objetivo de retornar el flujo condensado al ciclo primero se lleva a una bomba donde se le eleva la presión hasta 1.18 [Bar], para posteriormente mezclarse con el líquido de rechazo del separador de flujos. Se considera que la eficiencia isentrópica de la bomba es 82%.

El mezclador recibe el flujo de rechazo del separador de flujos (104.3°C) y el proveniente de la bomba de condensados (45.816°C) a la misma presión (1.18 [Bar]), por lo que el único proceso que se realiza en este equipo es el equilibrio térmico de los flujos (a 100.7°C). Se considera que en este

¹³ Ciclo PWG calculo y diseño [Instituto de Ingeniería UNAM 2010]



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kW_e



equipo no se pierde calor ni presión, además de que se realiza una mezcla uniforme, por lo que no es necesario otro tipo de análisis para este equipo.

La mezcla resultante se encuentra a una temperatura de 100.7°C y a una presión de 1.18°C, para llevarlo a las condiciones iniciales, el fluido pasa por una bomba que aumenta la presión hasta 6.62 [Bar] y su temperatura es 100.76 °C. Finalmente el flujo ingresa al intercambiador de placas para iniciar nuevamente el ciclo. Al igual que todas las bombas se considera una eficiencia isentrópica del 82%.

En la Figura 7 se muestra un diagrama del ciclo PWG con los puntos analizados en el cálculo térmico.

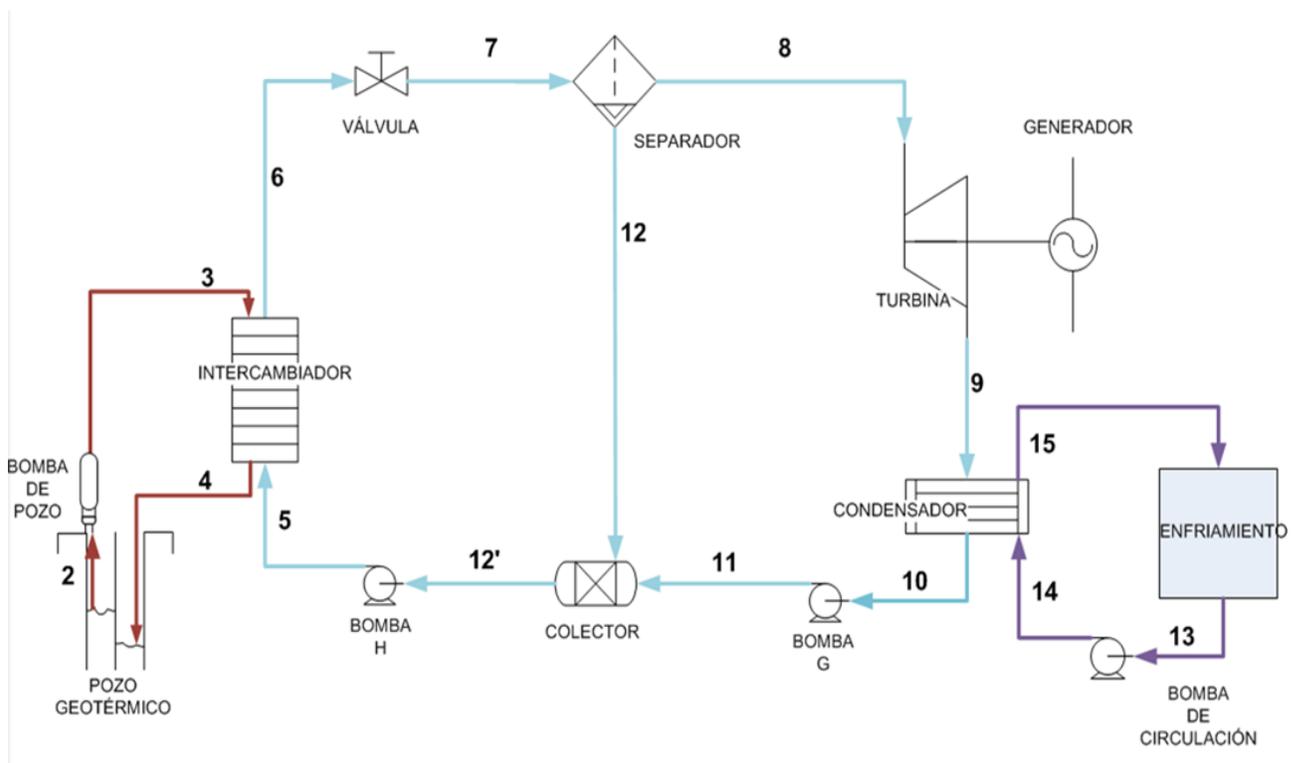


Figura 7 Diagrama del ciclo PWG con los puntos analizados en el cálculo térmico¹⁴.

El resultado del análisis térmico realizado al ciclo PWG se resume en la Tabla 2 que a continuación se muestra. Posteriormente en la Figura 8 se muestra el diagrama T-S del ciclo PWG con el objetivo de visualizarlos procesos que se llevan a cabo dentro del ciclo.

¹⁴ Diseño del sistema PWG. IMPULSA UNAM



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kW_e



Punto	Recurso geotermico			Fluido de trabajo									Agua de enfriamiento		
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	12'	13	14	15
T (°C)	140.000	140.047	103.762	100.762	137.000	104.299	104.299	45.806	45.806	45.816	104.299	100.698	25	25.0213228	35
P(MPa)	0.362	0.662	0.362	0.632	0.332	0.118	0.118	0.010	0.010	0.118	0.118	0.118	0.1	0.4	0.3
Gasto(Kg/s)	14.509	14.509	14.509	13.856	13.856	13.856	0.858	0.858	0.858	0.858	12.998	13.856	54.682	54.682	54.682
Gasto(m³/s)	0.016	0.016	0.015	0.014	0.015	1.258	1.245	11.263	0.001	0.001	0.014	0.014	0.060	0.055	0.055
Densidad(Kg/m³)	926.134	926.255	955.734	958.049	928.789	11.011	0.689	0.076	989.833	989.877	955.222	957.847	906.607	997.177	994.121
Entalpia Liq(KJ/Kg)	589.162	589.557	435.227	422.777	576.305			191.806	191.806	191.939	437.314	422.123	104.919	105.286	146.898
Entalpia Gas(KJ/Kg)							2682.302								
Entalpia Mezcla (KJ/Kg)						576.305		2332.583							
Calidad(%)	0.000				0.000	0.062	1.000	0.895	0.000		0.000	0.000			
Entrop Liq(KJ/Kg)	1.739	1.739	1.349	1.315	1.708	1.356	1.356	0.649	0.649	0.649	1.356	1.315	0.36719998		
Entrop Gas(KJ/Kg)							7.303								
Entrop Mezcla (KJ/Kg)						1.724		7.361							
Carga Térmica(KW)		2239.209							1836.427						2275.4699
Potencia Bomba(KW)	5.731			9.064						0.114			20.06		

Tabla 2 Resultados del análisis térmico del ciclo PWG

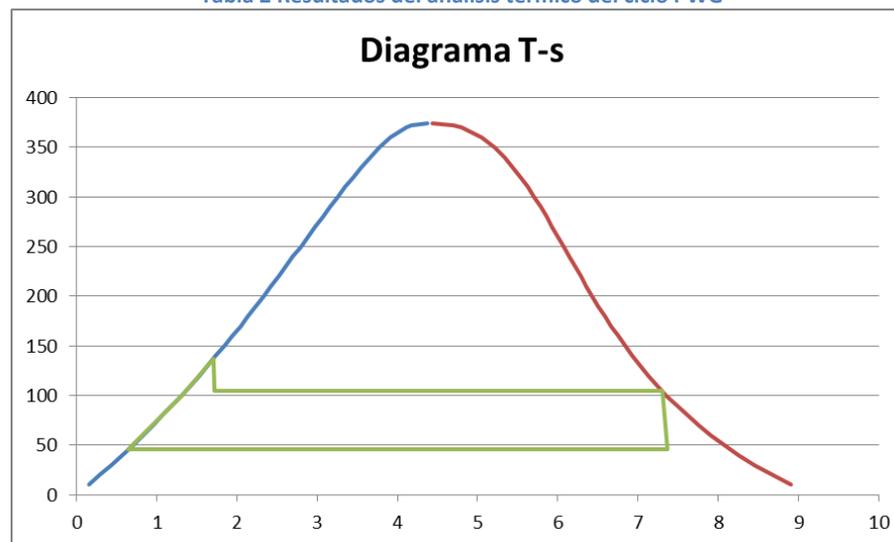


Figura 8 Diagrama T-S del ciclo PWG¹⁵

¹⁵ Diseño IMPULSA UNAM



Justificación del proyecto

Con el fin de validar la viabilidad del ciclo PWG, se realiza una comparativa directa entre este sistema y un ciclo binario. Las condiciones de operación entre ambos ciclos son las mismas, por tal motivo la comparativa se realiza con tres fluidos de trabajo diferentes, a las condiciones de operación mínimas para que pueda operar el ciclo PWG. A continuación se describe dicha comparativa.

Comparativa del ciclo PWG y binario con diferentes fluidos de trabajo

La selección de los parámetros adecuados resulta un factor de suma importancia para lograr el máximo desempeño del ciclo PWG, por tal motivo, es necesario determinar que parámetros rigen el ciclo, adicionalmente a esto, una comparativa del ciclo con diferentes fluidos de trabajo determinara el diseño óptimo del ciclo. Con el fin de mejorar dicho análisis se compara también estos parámetros en un ciclo binario para finalmente comparar los ciclos entre sí.

Para tener un punto de partida, la potencia mecánica que debe generar cada uno de los ciclos es 300 kW brutos, por lo que esta potencia será el objetivo que se planteara en cada análisis. Para lograr esto se plantea una bomba que pueda entregar el fluido geotérmico a 6.62 [Bar] a la entrada del intercambiador de placas o el intercambiador ocupado para el ciclo binario (tubo y coraza). Se define que la temperatura del flujo geotérmico de 140°C a la entrada a los intercambiadores¹⁶.

Otro punto que se puede definir de forma sencilla es el rango de temperaturas del agua de enfriamiento ya que la temperatura inferior de la misma la definimos a temperatura ambiente, en este caso 25°C, y el salto térmico se define en 10°C, por lo que la temperatura del agua de enfriamiento a la salida del condensador es 35°C.

El rango de operación del condensador proporciona un estimado de la temperatura a la cual se puede enfriar el fluido de trabajo, para el caso de estudio se considera que cualquier fluido sale del condensador en fase líquida a 45°C por lo que sus propiedades térmicas dependen de esta condición para ser definidas. Por ejemplo, el agua a 45°C tiene una presión de saturación de 0.1 [Bar], el isobutano de 6.04 [Bar] y el isopentano de 1.17 [Bar]

Para lograr obtener el óptimo desempeño dentro del ciclo es necesario definir la presión de entrada en la turbina, por lo que se realizó un análisis de dicha presión. La máxima potencia generada no marca la mejor eficiencia del ciclo por lo que se debe buscar un equilibrio entre la potencia generada y la eficiencia del ciclo, ya que un incremento en la presión de entrada representara una mayor eficiencia, pero provocara la caída de la potencia generada en el ciclo. Para solventar la disminución de potencia se deberá aumentar la cantidad de flujo dentro del ciclo, por lo cual, las condiciones del mismo se ven afectadas. En la Figura 9 se muestra el punto de equilibrio entre la eficiencia del ciclo y su potencia generada al variar la presión de entrada a la turbina.

¹⁶ Análisis propuesto por el autor de este trabajo

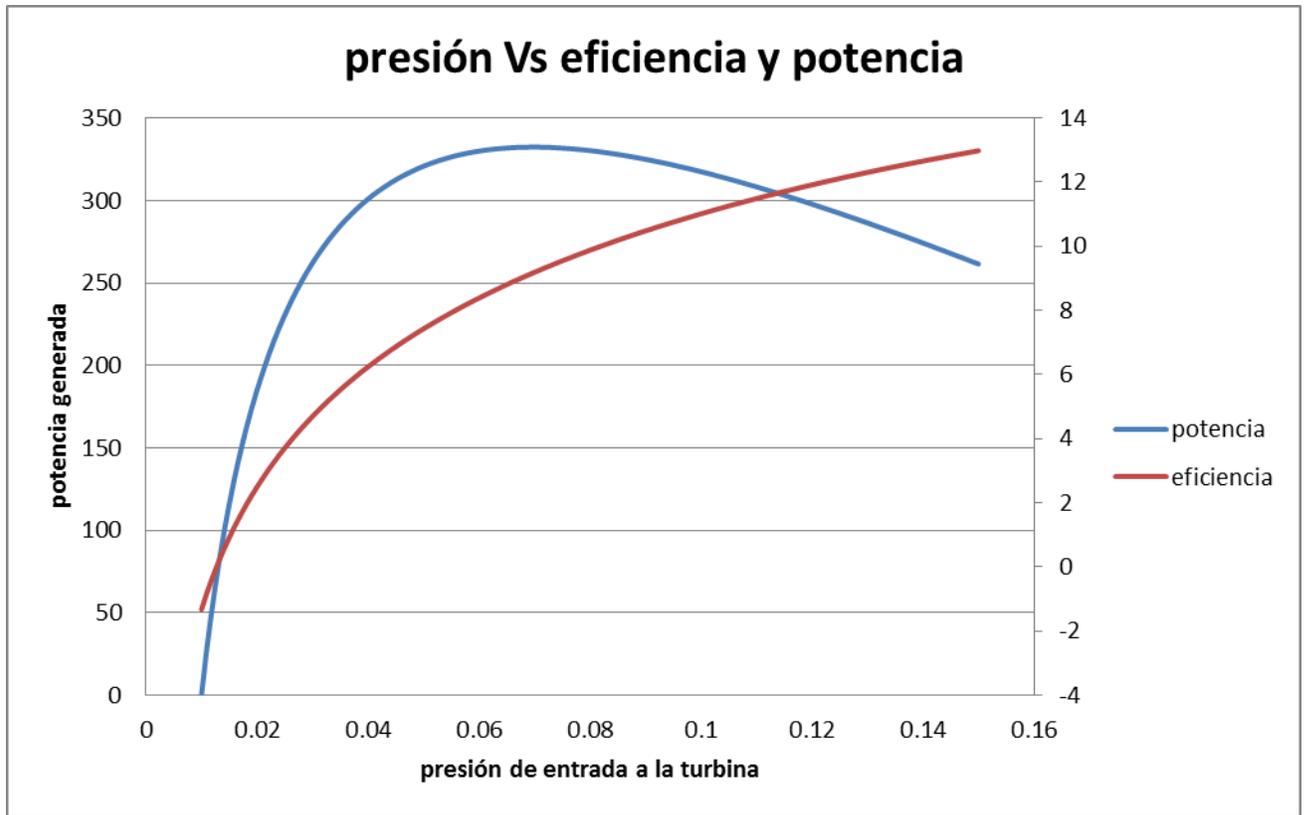


Figura 9 Gráfica de selección de punto óptimo de presión para el ciclo PWG con agua¹⁷

El análisis muestra que la presión de equilibrio a entrada de la turbina del ciclo PWG es 1.18 [Bar] para agua, 6.3 [Bar] para isopentano y 18 [Bar] para isobutano. Por este motivo el ciclo PWG utilizara estos parámetros. Con base al análisis del ciclo PWG, se determina que la presión de entrada a la turbina en el ciclo binario serán las mismas que en dicho ciclo.

La Tabla 3 muestra la comparativa realizada del ciclo PWG y el ciclo binario con los diferentes fluidos de trabajo. En ella se presentan los resultados de los cálculos térmicos, adicionalmente se incluyen los costos de algunos de los equipos que determinaran la viabilidad de este proyecto.

¹⁷ Ciclo PWG calculo y diseño IMPULSA UNAM



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO “PWG” (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kW_e



ciclo	PWG AGUA	PWG isopentano	PWGISobutano	binarioagua	binarioisopentano	binarioisobutano
Temperatura de entrada del recurso [°C]	140	140	140	140	140	140
Temperatura de salida del recurso [°C]	111.2	76.8	78.9	103.9	78.8	84.2
Gasto del recurso [kg/s]	14.5	10.7	10.7	14.5	11.0	11.6
Gasto de fluido de trabajo [kg/s]	13.9	15.4	12.6	0.9	6.8	7.4
Gasto de vapor [kg/s]	0.9	6.8	7.4	0.9	6.8	7.4
Presión de entrada a intercambiador [MPa]	0.6	1.8	3.7	0.7	1.2	2.4
Presión de entrada a la turbina [Mpa]	0.1	0.6	1.8	0.1	0.6	1.8
Presión de salida del intercambiador [Mpa]	0.3	1.5	3.4	0.1	0.6	1.8
Presión del condensado [Mpa]	0	0	1	0	0	1
Temperatura de entrada a la turbina [°C]	104.2	93.8	94.8	104.2	93.8	94.8
Temperatura de salida de la turbina [°C]	45.8	62.5	54.0	45.8	62.5	55.9
Temperatura del condensado [°C]	45.8	45.0	45.0	45.8	45.0	45.0
Gasto de agua de enfriamiento [kg/s]	54.7	73.5	71.4	46.0	61.9	60.1
ΔT de agua de enfriamiento [°C]	10	10	10	10	10	10
Potencia bruta [kW]	300	300	300	300	300	300
Potencia neta [kW]	265	224	192	277	262	248
Eficiencia térmica [%]	11.8	7.8	7.0	13.7	12.9	14.2
Consumo eléctrico de operación [kW]	35	76	108	23	38	52
Bomba recurso [HP]	10	8	8	8	8	10
Precio USD	2569	2248	2248	2248	2248	2569
Bomba agua de enfriamiento [HP]	30	30	30	30	30	30
Precio USD	5638	5638	5638	5638	5638	5638
Bomba de condensados [HP]	0	8	20	0	0	0
Precio USD	3000	2248	5013	0	0	0
Bomba de circulación [HP]	15	60	100	1	15	30
Precio USD	3117	10900	17779	560	3117	5638
Total bombeo USD	14324	21034	30678	8446	11003	13845
Condensador de vapor USD	20712	20712	20712	20712	20712	20712
Bomba de vacío [0.5HP]	8000	0	0	8000	0	0
Extracción de no condensables [0.37HP]	0	3000	3400	0	3000	3400
Sistema de enfriamiento USD	12345	12345	12345	12345	12345	12345
Intercambiador de placas USD	34750	34750	34750	0	0	0
Intercambiador con evaporador USD	0	0	0	57500	57500	57500
Separador de vapor USD	2988	2988	2988	0	0	0
Turbina de vapor USD	130000	130000	130000	130000	130000	130000
Total de inversión USD	\$ 223,119	\$ 224,829	\$ 234,873	\$ 237,003	\$ 234,560	\$ 237,802
Costo consumo anual USD	\$ 4,817.0	\$ 10,510.0	\$ 14,902.8	\$ 3,177.8	\$ 5,182.0	\$ 7,217.9
Costo total mantenimiento USD	\$ 2,777.1	\$ 2,777.1	\$ 2,777.1	\$ 2,777.1	\$ 2,777.1	\$ 2,777.1
Costo total operación anual USD	\$ 7,594.1	\$ 13,287.2	\$ 17,679.9	\$ 5,954.9	\$ 7,959.2	\$ 9,995.0
Relacion costo/inversión \$/kW	\$ 743.7	\$ 749.4	\$ 782.9	\$ 790.0	\$ 781.9	\$ 792.7
Costo del consumo	\$ 7.8	\$ 17.0	\$ 24.1	\$ 5.1	\$ 8.4	\$ 11.7
Parametros de referencia						
Costo consumo electrico en baja tension USD/kWh	0.22					
Costo de mantenimiento USD/kWh	0.02					
*Costos del dólar a 2009 \$MXN/USD	13.59					
**Cotizaciones realizadas por el Instituto de Ingeniería UNAM						

Tabla 3 Comparativa entre ciclos¹⁸

Comparativa ciclo binario con ciclo PWG con agua como fluido de trabajo

Para la operación de ambos ciclos la temperatura del flujo geotérmico es 140°C a la entrada de intercambiador de calor, pero la temperatura a la salida de dicho equipo depende de la cantidad de energía que se absorbe por el flujo de trabajo. Para el caso donde el agua es el fluido de trabajo en los ciclo se puede mencionar que el ciclo PWG absorbe menor cantidad de energía, ya que este ciclo entrega el recurso geotérmico a 111.2°C mientras en el binario se entrega a 103.8°C. A pesar de que se requiere la misma cantidad de recurso geotérmico (14.5 [kg/s]), la cantidad de fluido de trabajo cambia, se requiere 13.9 [kg/s] para el ciclo PWG y solo 0.86 [kg/s] para el ciclo binario, la

¹⁸ http://www.banamex.com/economia_finanzas/es/divisas_metalos/dolar_interbancario.htm

Cotizaciones en los anexos..



diferencia surge debido a que en el ciclo PWG parte del fluido de trabajo se evapora, mientras que en el ciclo binario se evapora el 100% de este fluido. Las presiones que ocupa el ciclo binario son mayores a las que rigen al ciclo PWG. El ciclo PWG ocupa una cantidad de agua de enfriamiento en comparación al ciclo binario. La suma de todos los factores provoca que la eficiencia del ciclo binario sea mayor que el ciclo PWG, pero puede ser difícil mantener las condiciones de operación especificadas, y un cambio en ellas provocara pérdidas que afectan directamente el rendimiento del ciclo. Los costos entre ambas tecnologías son similares por lo que no representa un factor determinante para la selección del ciclo.

Comparativa ciclo binario con ciclo PWG con isopentano como fluido de trabajo

Al igual que con agua estos sistemas suponen una temperatura inicial de 140 °C a la entrada del intercambiador, la temperatura de salida del mismo es prácticamente la misma, por tal motivo el gasto del fluido geotérmico también es similar. La diferencia radica en la cantidad de gasto que se necesita dentro del ciclo ya que para el ciclo PWG se necesita 15.4 kg/s mientras que para el ciclo binario solo se requiere 6.8 kg/s. La presión de operación en el ciclo dependen de las pérdidas en los intercambiadores, teniendo el tope máximo en el ciclo PWG a la entrada del intercambiador (1.8 MPa). El gasto del agua de enfriamiento requerido para el ciclo PWG es superior al requerido para el ciclo binario. A pesar de estas diferencias en los parámetros de operación, los costos entre las diferentes tecnologías son prácticamente los mismos. El ciclo binario muestra gran ventaja en cuanto a eficiencia térmica ya que las condiciones de operación están próximas a las ideales para el ciclo binario en comparación a las ideales para las del ciclo PWG.

Comparativa ciclo binario con ciclo PWG con isobutano

Finalmente se puede mencionar que al usar isobutano como flujo de trabajo se encuentran diferencias similares a las que se encuentran con el isopentano, pero la diferencia en las presiones de operación marca significativamente el funcionamiento de los ciclos. A pesar de la diferencia que se encuentra entre las eficiencias de los ciclos, el precio es similar.

Comparación general

Para transmitir la misma energía en el ciclo PWG se necesita diferentes gastos y diferencias de temperatura, dependiendo del fluido de trabajo. Es necesario un mayor gasto para el agua (14.5 kg/s) pero el salto térmico en el recurso es menor (28.8 °C), mientras que para el isobutano necesita un menor gasto (10.7 kg/s) pero el salto térmico es mucho mayor (61.1°C).

Se requiere un mayor flujo de trabajo en las diferentes configuraciones de los ciclo si se opera con isopentano o isobutano que si se opera con agua, pero estos fluidos generan una cantidad mayor de vapor.

Las elevadas de presiones del ciclo PWG operado con isobutano, pueden afectar el funcionamiento de los equipos del ciclo, por lo que se tiene que considerar este aspecto si se pretende trabajar con este fluido.



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kW_e



Las presiones a las cuales opera el intercambiador dependen del fluido de trabajo, para alcanzar las condiciones de saturación se necesita la temperatura apropiada a la entrada de la placa orificio, debido a esto y conforme a la tabla anterior se observa que cuando se ocupa agua como flujo de trabajo se necesitan presiones relativamente bajas (0.332 MPa), mientras que el isobutano requiere de presiones a la salida del intercambiador del orden de 3.4 MPa. El isopentano opera con presiones intermedias con respecto a los otros 2 flujos (1.5 MPa).

La placa orificio es una parte fundamental para el diseño del ciclo, ya que de ella depende la cantidad de vapor con el que el ciclo es operado. Esta placa lleva al fluido de trabajo hasta las condiciones de operación para la turbina.

Las condiciones atmosféricas delimitan el enfriamiento en ambos ciclo, de ella depende el óptimo desempeño de los equipos. Para condensar agua es necesario tener vacío en el condensador de vapor, mientras que los otros dos fluidos requieren una presión superior a la atmosférica, esto provoca la necesidad de seleccionar el equipo de condensación adecuado para el ciclo. Por esta razón este trabajo se enfoca en el diseño del condensador de vapor para el ciclo PWG con agua como fluido de trabajo.

Solo falta mencionar que la cantidad de agua necesaria para condensar el vapor a la salida de la turbina es similar para cualquiera de los 3 fluidos y la temperatura en la que se maneja el agua de enfriamiento tiene un salto térmico de 10°C desde 25 a 35 °C.

A pesar de que la potencia mecánica generada por cada uno de los ciclos es 300 kW la cantidad de energía que se puede aprovechar varía dependiendo de la configuración ya que el consumo en las bombas cambia dependiendo del diseño térmico de los ciclos. Al operar el ciclo binario con isobutano, se obtiene la mejor eficiencia térmica en este análisis. El fluido adecuado para el ciclo PWG es el agua ya que con ella se obtiene la máxima eficiencia, de acuerdo con los criterios de diseño térmico del ciclo.

Los costos en las diferentes configuraciones de los ciclo son similares, por lo que el aspecto económico no representa un impedimento para el desarrollo de ninguna de las dos tecnologías.

La Tabla 3 muestra que los parámetros de operación entre las diferentes configuraciones para el ciclo binario y ciclo PWG son similares, y si tenemos en cuenta que los costos relacionados con cada tecnología no cambian de manera radica, se puede mencionar que el desarrollo del ciclo PWG es una alternativa que puede colaborar con la generación de electricidad en conjunto con el ciclo binario.



Capítulo 2. Generalidades del condensador de vapor

Utilizar vapor en los procesos de una industria es muy frecuente, por ello su manejo se vuelve indispensable para mejorar el rendimiento de los procesos en los cuales se ve involucrado. En particular, para plantas de generación de energía eléctrica, donde el flujo de operación es vapor, la generación y la condensación del mismo se vuelven indispensables, ya que por un lado, el costo de operación del proceso se ve reflejado en la calidad de generación y uso del vapor, por otro lado, la condensación de vapor delimita el rango de operación de los ciclos y caracteriza el rendimiento en los equipos, por ejemplo, en un ciclo termodinámico la presión de extracción de la turbina es delimitada por la presión de operación del condensador.

Para incrementar la eficiencia de un ciclo termodinámico es necesario que la turbina utilice la energía proveniente del vapor de la mejor forma posible, esto se logra si en lugar de descargar este vapor al ambiente, el vapor es condensado y el fluido obtenido es devuelto al ciclo. Lo anterior se debe a que la presión a la que se condensa el vapor está por debajo de la presión atmosférica, lo que constituye un mayor salto de entalpía en la turbina.

La función primordial del condensador es ser el foco frío o sumidero de calor en el ciclo termodinámico, esto lo lograra al extraer la energía del vapor, el cual está próximo a la saturación, y enviarlo a un fluido de intercambio que generalmente es aire o agua. Además del vapor extraído de la turbina el condensador puede recibir otros fluidos como lo son las purgas tanto en los calentadores como en los pasos de la turbina, el vapor que se pueda generar en los diferentes pasos del ciclo y el agua que se aporta para reponer purgas y fugas. Se tiene que tomar en cuenta que el condensador trabajara con presiones por debajo de la presión atmosférica, por lo que se necesita un dispositivo que aporte el vacío necesario para lograr tal condición. Esta sección se enfoca en dar un panorama general de los tipos de condensadores de vapor, además de mencionar los mecanismos que utilizan para lograr la condensación. Finalmente se describen los elementos característicos de los condensadores de vapor y su relevancia en este equipo.



Figura 10 Condensador de vapor¹⁹

¹⁹ AEL Apparatebau GmbH Leisnig www.ael.de



Función del condensador de vapor

Un condensador de vapor debe de recuperar, como agua condensada, el vapor que sale de la turbina, esto se debe a que el agua que circula dentro de un ciclo es agua tratada, lo que encarece su costo de obtención. Se debe tomar en cuenta que el proceso de condensación es un cambio de estado a presión y temperatura constante, por lo que el calor de intercambio es el calor latente de vaporización de este fluido.

Con la condensación se aumenta el área del ciclo funcional, mejorando el rendimiento al provocar que el vapor se expanda hasta un valor de presión inferior a la atmosférica, con lo que se aumenta el salto entálpico de la turbina y así alcanzar la misma potencia con menor cantidad de vapor.

Un requisito fundamental que debe cumplir un condensador es tener la capacidad de extraer los gases no condensables, esto ayudara a evitar problemas dentro del ciclo, pero se debe tomar en cuenta que al extraer parte de vapor como gases no condensables, la masa correspondiente a este vapor debe ser repuesta dentro del mismo condensador.

En un ciclo termodinámico, el condensador en conjunto con el gasificador y el domo de la caldera, forman una reserva de agua que debe ser capaz de enfrentar variaciones bruscas en la carga del sistema, por lo cual estos sistemas deben ser diseñados con la capacidad de soportar estos cambios.

Características que definen un condensador de vapor

Un sistema de condensación de vapor debe tener la capacidad de realizar el cambio de fase del fluido de trabajo de vapor a líquido, esto se logra al extraerle el calor por medio del agua de enfriamiento. Algunas de las características que definen el condensador son la temperatura, la presión, el flujo de agua de enfriamiento y los materiales usados para el intercambio.

Para lograr un mayor rendimiento de la turbina, la presión absoluta del condensador debe acercarse en la medida de lo posible a la presión de vacío absoluto. A la diferencia de presión entre el condensador y la presión atmosférica se le llama grado de vacío. La presión del condensador define la temperatura de entrada del vapor, dicha temperatura debe ser la temperatura de saturación del vapor a esa presión. La condensación se lograra al incrementar la temperatura del agua de enfriamiento, la cantidad de agua en el sistema de enfriamiento define el incremento de temperatura del mismo fluido en el sistema. Si el vapor entra con una temperatura mayor a la saturación es necesario bajarle al temperatura, para tal caso, a la disminución de temperatura se le llama diferencia de temperatura terminal.

El coeficiente de transmisión de calor se define como la cantidad de calor que pasa del vapor al agua de circulación y es una de las características que determinaran el diseño del condensador de vapor. Para lograr la condensación es necesario saber la superficie del condensador por la cual se realizara el intercambio de energía, esta superficie debe ser medida por la parte exterior de los tubos y se determina a partir de cuanto calor puede intercambiar el material.



Procesos básicos de condensación.

La condensación es un proceso en el cual se transfiere energía de un flujo de vapor a un fluido refrigerante, a fin que el primer fluido cambie del estado gaseoso al estado líquido. En los procesos donde se incluye vapor, la condensación juega un papel de suma importancia, ya que lograr una condensación óptima mejora el rendimiento en los sistemas. En un proceso de generación eléctrica, un condensador de vapor ayuda a ampliar el rango de operación de una turbina mejorando la eficiencia del ciclo en general. La generación eléctrica no es el único proceso en el que el condensador es parte fundamental, pero es el sector donde se identifica de mejor forma este proceso. Otras aplicaciones de los condensadores de vapor se dan en las industrias farmacéuticas, donde se esterilizan equipos, en la industria química, para controlar ciertos residuos o inclusive para desalar agua de mar.

En este trabajo se analiza el sistema de condensación para un sistema de generación eléctrica llamado PWG, de la cual se habló en la sección anterior.

Existen diferentes procesos de condensación, por lo que es importante dar una clasificación de dichos procesos. Dicha clasificación puede lograrse al tomar en cuenta los siguientes factores²⁰:

Condiciones de vapor:

- Un solo componente: si es solo vapor.
- Múltiples componentes condensables: si además de vapor tienen más componentes en tu vapor pero todos se pueden condensar.
- Múltiples componentes con elementos no condensables: algunos de los componentes del vapor no se pueden condensar y deben de ser extraídos por otro sistema.

Geometría de su superficie:

- Superficie plana: el vapor fluye paralela a una superficie plana que se encuentra a menor temperatura, esta diferencia de temperatura produce que parte del vapor se condense.
- Tubos con condensación interna: el vapor que proviene del ciclo pasa por dentro de tubos que están siendo enfriados en la parte externa del condensador por un flujo a menor temperatura. el flujo de refrigeración puede inundar la coraza del condensador, una parte de la coraza o estar en contacto con los tubos a manera de chorro o de rocío.
- Tubos con condensación externa: el vapor entra en la coraza del condensador y por el interior de los tubos pasa un flujo refrigerante. El contacto del vapor con los tubos produce la condensación de este.

²⁰ Two-phase flow, Boiling and condensation in conventional and miniature systems, S. Mostafa Ghiaasiaan



Figura 11 Condensador comercial (tubos con condensación externa)²¹

Modo de condensación:

- Condensación homogénea: la condensación homogénea sucede cuando el vapor se enfría por debajo de su temperatura de saturación, dicho enfriamiento se logra cuando se cruzan dos corrientes de flujo a diferentes temperaturas. Para llegar a la condensación se forman pequeñas gotas en forma de niebla que después forman el condensado.
- Por película: este proceso ocurre cuando el flujo de vapor entra en contacto con una superficie fría, la pared comienza a humedecerse y forma una película de condensado, como el flujo es constante la película de condensado escurre por efecto de la gravedad. A este proceso también se le llama condensación heterogénea por película.
- Por goteo: este proceso de condensación es considerado el más eficiente ya que tiene un coeficiente global de transferencia de 4 a 8 veces mayor que la condensación por película, el proceso consiste en la formación de gotas sobre una superficie fría, las gotas aumentan su tamaño al estar en contacto directo con el flujo de vapor y caen por efecto de la gravedad formando nuevas gotas. Este proceso es difícil de alcanzar, ya que si la formación de condensado es demasiado, el flujo escurre en forma de película. Este proceso también es llamado condensación heterogénea por goteo.
- Por contacto directo: la condensación por película o por goteo sucede cuando el flujo entra en contacto con una superficie fría, esta superficie se mantiene a baja temperatura ya que del otro lado se pasa un flujo de enfriamiento, por lo cual la superficie causa una resistencia a la transferencia de calor de los flujos. La condensación por contacto directo es la mezcla de dos flujos uno en estado líquido (flujo refrigerante) y un flujo de vapor, al mezclarse dichos flujos hay una transferencia de calor muy eficiente y se logra la condensación del vapor. El problema con este proceso es que ambos flujos se mezclan y si se quieren utilizar en algún proceso subsecuente se tendría que utilizar un proceso de separación lo que puede resultar contraproducente.

²¹ <http://www.jdejonge.nl>

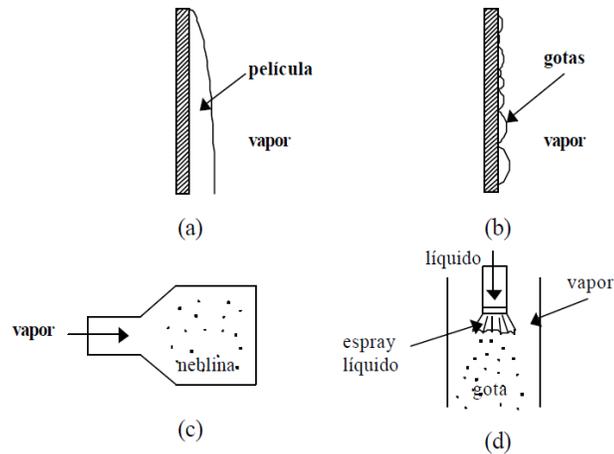


Figura 12 a) condensación por película b) por goteo c) homogénea d) por contacto directo²²

Se pueden clasificar a partir de la combinación de las características anteriores.

Tipos de condensadores

En las centrales térmicas se utilizan dos tipos de condensadores de vapor principalmente: de superficie o de mezcla (de chorro). Los condensadores de superficie proporcionan una baja presión de escape al mismo tiempo que permiten recuperar el condensado, mientras que los condensadores de chorro solo proporcionan baja presión de escape, ya que el condensado se mezcla con el agua de refrigeración. En las centrales con grandes turbinas de vapor no puede ocuparse condensadores de mezcla, porque este tipo de centrales depende de la cantidad de vapor con la que opera y una pérdida considerable de este implicaría un costo elevado de operación.

A continuación se realiza una descripción general de estos tipos de condensadores.

Condensadores de superficie

En los condensadores de superficie se puede recuperar el condensado porque no se mezcla con el agua de refrigeración. El vapor que hay que condensar normalmente circula por fuera de los tubos, mientras que el agua de enfriamiento pasa por el interior de los mismos. Esto se hace porque el vapor limpio no ensucia la superficie externa de los tubos, la cual es difícil de limpiar. El agua de refrigeración, frecuentemente no es agua pura y deja sedimento en el interior de los tubos.

Un condensador de superficie consiste generalmente de una coraza cilíndrica, en el interior de esta coraza se encuentran tubos donde se realizara el intercambio de calor. El vapor de entrada entra en el condensador por la parte superior de la coraza y el agua de refrigeración pasa por el

²² "influencia de la viscosidad variable en el proceso de condensación de película laminar (problema conjugado)"



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kW_e



interior de los tubos. Si se utiliza un máquina de embolo, estos flujos se pueden disponer de manera inversa, el agua pasa por afuera de los tubos y el vapor por el interior de los mismos. Otro tipo de condensador de superficie es el condensador evaporativo, en este condensador el vapor pasa por el interior de los tubos y sobre ellos se lanza agua pulverizada. El enfriamiento se produce principalmente por la evaporación del agua en la atmosfera.

Los condensadores de superficie pueden ser de paso único, en los cuales el agua circula en un solo sentido a través de todos los tubos, o de dos pasos, en los cuales el agua circula en un sentido en la mitad de los tubos y regresa a través de los restantes. La mayoría de los grandes condensadores están equipados con una bomba centrífuga para evacuar el condensado líquido, y un eyector de aire de tipo chorro para evacuar el aire y los gases no condensables. El condensador de dos pasos se halla suspendido directamente del fondo de la turbina, no necesitándose ninguna junta de dilatación. Para este tipo de condensadores se usa soportes de muelle que ayudan a sostener el peso del condensador, y, al mismo tiempo, permiten cierto movimiento para compensar las dilataciones y contracciones. Las tuberías de agua del condensador generalmente van provistas de juntas de dilatación de caucho, debido a que solamente han de soportar la baja presión del agua de refrigeración. La bomba del condensador extrae el agua tan pronto como ésta va cayendo en el pozo caliente.

El aire y gases no condensables son evacuados del condensador principal por medio de eyectores de vapor. Estos eyectores hacen pasar el aire del condensador principal al intermedio, en donde la presión absoluta esta por debajo de la presión atmosférica. Generalmente otros dos condensadores trabajan en paralelo para hacer pasar el aire del condensador intermedio al condensador posterior, el cual se haya a la presión atmosférica. Por tanto, el aire y los gases no condensables son comprimidos en dos etapas, para poderlos descargar a la atmósfera. El vapor de alta presión utilizado en los eyectores se condensa en los condensadores intermedio y posterior y, por lo general, se evacua por medio de purgadores para ser enviado a la instalación del agua de alimentación.

Elementos de un condensador de superficie

Un condensador de superficie está formado principalmente por los siguientes elementos:

Coraza o envuelta exterior: delimita los cabezales, y esta adecuadamente reforzada para resistir la presión ejercida desde el exterior hacia el interior, tiene una amplia abertura superior (entrada de vapor) que se conectada a través de un acoplamiento flexible a la parte de salida de baja presión de la turbina. Su interior conforma la cámara de condensación, en la cual el vapor se pone en contacto con el haz tubular condensándose. En la cámara de condensación también se inyectan las descargas y drenajes de los precalentadores de baja presión. En correspondencia con esta entrada de agua se colocan placas deflectoras para evitar que los chorros de descarga dañen los tubos. Sus principales características son el diámetro y el espesor²³.

²³ Evaluación térmica de condensadores de carcasa y tubos



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kWe



La coraza se construye con tuberías de acero (o de otro material) de pared estándar hasta de 24" de diámetro, aunque La "British Standard" (BS 3274) cubre intercambiadores con diámetro de coraza desde 150 mm (6") hasta 1067 mm (42"), La TEMA "Tubular Exchanger Manufacturers Association", tiene intercambiadores estándares de hasta 1520 mm (60") de diámetro de coraza, pero estos son modelos especiales.

Para corazas de hasta 610 mm (24") de diámetro, se usa la tolerancia dada para tuberías NPS, y usualmente se usan espesores de 10 mm (3/8") y se construyen a partir de tuberías de dimensiones estándar, sobre los 610 mm (24") se construyen a partir de placas. Para fluidos muy corrosivos o cuando la presión en el lado de la coraza excede a 2,07 MPa (300 psig) se sugieren los métodos para el cálculo de espesores de tanques y recipientes a presión.²⁴

El diámetro de la coraza se debe seleccionar de tal manera que se pueda obtener cierto espacio (claro) entre el diámetro del haz de tubos D_b y el diámetro interior de la coraza D_s . Este espacio dependerá del tipo de intercambiador y las tolerancias de los fabricantes. La Figura 13 indica la distancia de claro recomendada para diferentes tipos de condensadores.

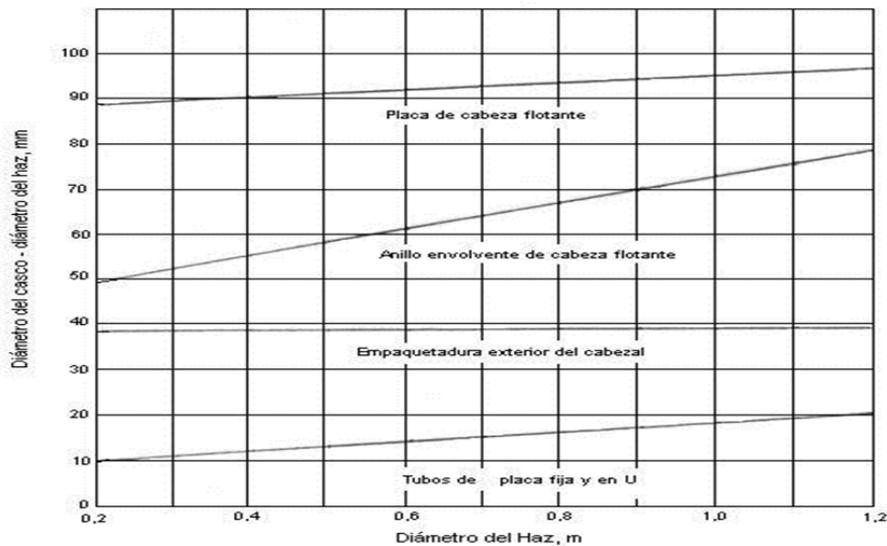


Figura 13 Espaciado entre el casco – haz de tubos²⁵

El diámetro del haz de tubos depende del número de tubos, y de la distribución. Un estimado del diámetro del haz de tubos D_b se puede obtener de la ecuación siguiente, dicha ecuación se basa en estudios empíricos basados en la distribución estándar de los tubos. Las constantes para usarlas en esta ecuación, para arreglos triangular y cuadrado son dadas en la Tabla 4²⁶.

$$N_t = K_l(D_b/OD)^\alpha$$

$$D_b = OD(N_t/K_l)^{1/\alpha}$$

²⁴ Evaluación térmica de condensadores de carcasa y tubos

²⁵ Evaluación térmica de condensadores de carcasa y tubos

²⁶ Maquinas térmicas unidad 9 condensadores y ebulliciones



Dónde: N_t : número de tubos

D_b : diámetro del haz de tubos

OD: diámetro exterior de los tubos

Tabla 4 Constantes para el cálculo del diámetro del haz de tubos²⁷

Arreglo triangular, $P_t = 1.25 OD$					
No. de pasos	1	2	4	6	8
K_f	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
α	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675
Arreglo cuadrado, $P_t=1.25 OD$					
No. de pasos	1	2	4	6	8
K_f	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
α	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

La longitud de la coraza es la misma que la de los tubos que protege. La coraza se extiende hacia los cabezales anterior y posterior, y posee sus propios acoplamientos. La coraza pueden ser de 1, 2 o más pasos.

Se denomina número de paso a las veces que el fluido cruza el eje transversal de la coraza. La coraza puede ser de un paso y si se colocan desviadores longitudinales sólidos, pueden ser de dos o más pasos. A mayor número de pasos se obtiene mayor eficiencia térmica, pero su construcción se hace más compleja y aumentan las pérdidas de presión por fricción. Los pasos múltiples en el lado de la coraza se encuentran solamente en grandes instalaciones; su uso depende de factores tales como costo, facilidad de limpieza, diferencia de temperatura, corrosión, presión de operación, caída de presión y riesgos.

Las placas tubulares son placas en donde están colocados los tubos que constituyen la superficie de intercambio (haz tubular), dichas placas constituyen la separación entre las cajas de agua (cabezales) y la cámara de condensación por lo tanto deben asegurar la total estanqueidad, dado que de existir pérdidas se contaminará el agua tratada del ciclo. Es una plancha metálica perforada según el arreglo, sirve de sostén a los tubos en sus extremos, entre los tipos que podemos encontrar están los siguientes²⁸:

- Placa fija que va fija al casco y se usa para diferencias de temperatura en los extremos de hasta 90 °C (200 °F).
- Placa de cabeza flotante se usa para diferencias de temperaturas mayores a 90 °C (200 °F), para evitar que los esfuerzos térmicos produzcan fracturas.
- Se usan tubos en U para la evaporación (calderín) y en este caso la placa que sostiene a los tubos en el extremo donde se produce el retorno, se denomina placa de tubos en U.

²⁷ Maquinas térmicas unidad 9 condensadores y ebulliciones

²⁸ Maquinas térmicas e hidráulicas unidad 8 condensadores y precalentadores de agua



Figura 14 Placa para tubos²⁹

Las Pantallas en la coraza son dispositivos mecánicos, a manera de compuertas transversales, que se insertan a lo largo de la coraza de un intercambiador. Con las pantallas, se produce incremento de la velocidad de fluido que pasa por ella, aumentando su coeficiente de película, pero aumentando también la caída de presión.

a) Pantalla Segmentada al 15, 25, 35, y 45 % (más común al 25 %).

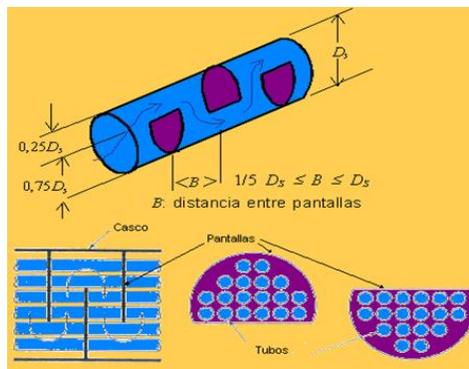


Figura 15 pantalla segmentada al 25%³⁰

b) Pantalla de disco

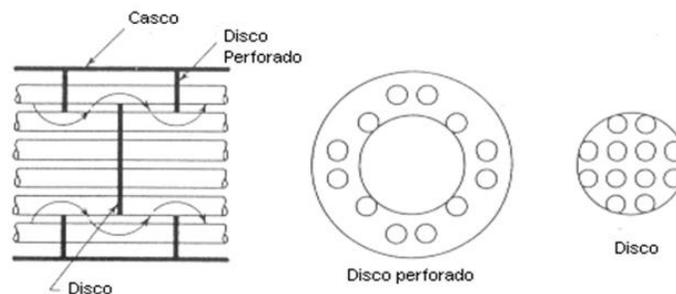


Figura 16 Pantalla de disco³¹

²⁹ GEA Heat Exchangers | GEA Ibérica, S.A.

³⁰ Maquinas térmicas unidad 9 condensadores y ebulliciones

³¹ Evaluación térmica de condensadores de carcasa y tubos

c) Pantalla perforada

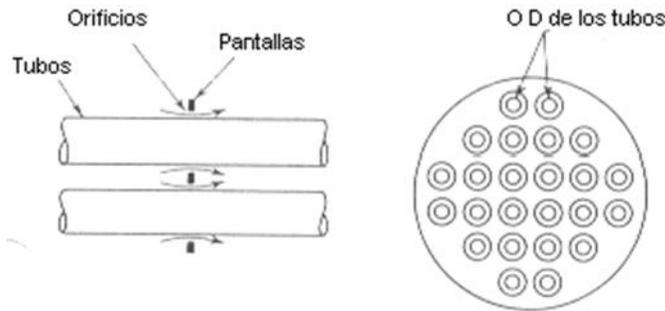


Figura 17 Pantalla perforada³²

En los cabezales también se insertan pantallas longitudinales que permiten dirigir el flujo por el lado de los tubos. Con la instalación de estas pantallas se consiguen los intercambiadores de múltiple paso. Para asegurar la simetría en el condensador de vapor, en caso de que este requiera más de un paso, se debe considerar que el número de pasos debe ser $2n$ (1,2,4,6,...,2n pasos)³³.

La limitación en el número de pasos instalados en un condensador de vapor radica en la complejidad de la construcción y en el costo de la operación. A medida que aumentan los pasos la velocidad del fluido aumenta, también aumenta la caída de presión. Por ello las series de intercambiadores de múltiple paso se limitan a 6 pasos.

Los dos cabezales laterales de doble pared constituyen las cajas de entrada y salida de agua refrigerante, que son instaladas en los extremos de la cámara de condensación, así mismo, las placas tubulares separan estos compartimientos. Los cabezales generalmente están subdivididos en uno de los extremos, para provocar un doble pasaje del agua de enfriamiento. Pueden ser de placa fija o de cabeza flotante.

El pozo caliente se encuentra en la parte inferior del condensador, este sistema recoge el condensado del vapor y está constituido por un gran recipiente, del cual aspiran las bombas de extracción del condensado. El pozo caliente representa también el punto en el cual se recogen otras partes del condensado provenientes del ciclo térmico, como el drenaje de los precalentadores de baja presión y el de condensador de vapor de sellos de la turbina.

Tubos: Son los elementos que se encargan del intercambio de calor entre el vapor y el fluido de enfriamiento. Los tubos tienen un arreglo específico para lograr una condensación eficiente, a este arreglo se le llama haz tubular.

El haz tubular, los condensadores modernos está formado por tubos mandrilados, es decir expandidos en ambos extremos sobre el agujero de las placas tubulares. Para evitar la excesiva flexión de los tubos, éstos se sostienen en los extremos y en sus puntos intermedios por medio de placas soportes, que además de sostener parte del peso de los tubos, los ayudan a resistir la

³² Evaluación térmica de condensadores de carcasa y tubos

³³ Evaluación térmica de condensadores de carcasa y tubos



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kWe



presión dinámica del vapor que llega a elevada velocidad por el cuello de entrada. A continuación se enuncian algunas de sus características³⁴.

Dimensiones. Se usan tubos con diámetro en el rango de 6.35 mm (1/4") a 50 mm (2"). Los diámetros pequeños 6.35 a 25 mm (1/4" a 1") son preferidos para la mayoría de servicios, obteniéndose así intercambiadores más compactos. Los tubos grandes son fáciles de limpiar por métodos mecánicos y se deben seleccionar para fluidos que formen incrustaciones.

El espesor de los tubos (calibre) es seleccionado para soportar la presión interna y dar una adecuada tolerancia a la corrosión.

En la Tabla 5 se especifican diámetros estándar y espesores para tubos de cobre. Las longitudes preferidas para intercambiadores son de 1,83 m (6 pies); 2,44 m (8 pies); 3,66 m (12 pies); 4,88 m (16 pies) y 6,1 m, (20 pies). Para un área dada, el uso de tubos largos reducirá el diámetro del intercambiador.

Tabla 5 Dimensiones de tuberías para condensadores³⁵



TIPO M

**ALEACION
122**

NUM. DE CATALOGO	MEDIDA NOMINAL		DIAMETRO EXTERIOR	ESPESOR DE PARED	PESO APROXIMADO	
	MM.	PULG.			METRO	TRAMO
618	6.4	1/4	9.525	0.635	0.158	0.964
619	9.5	3/8	12.700	0.635	0.216	1.318
620	12.7	1/2	15.875	0.711	0.303	1.848
621	19.0	3/4	22.225	0.813	0.488	2.977
622	25.4	1	28.575	0.889	0.692	4.221
623	31.7	1 1/4	34.925	1.067	1.015	6.192
624	38.1	1 1/2	41.275	1.245	1.399	8.534
625	50.8	2	53.975	1.473	2.172	13.249
*626	63.5	2 1/2	66.675	1.651	3.020	18.422
*626	76.2	3	79.375	1.829	3.938	24.022
*626	101.6	4	104.775	2.413	6.935	42.304

Los tubos en un intercambiador son usualmente dispuestos en forma de un triángulo equilátero (triangular) o de un cuadrado (cuadrangular)³⁶. El arreglo triangular permite albergar un mayor número de tubos dentro del casco y da mayores coeficientes de película, se emplea con fluidos limpios y cuando la limpieza se realiza con medios químicos. El arreglo cuadrangular se emplea cuando se quiere albergar un menor número de tubos³⁷ y cuando la limpieza debe hacerse con medios mecánicos, se emplea con fluidos con tendencia a formar incrustaciones, este arreglo produce bajas caídas de presión en el lado del casco.

³⁴ Maquinas térmicas unidad 9 condensadores y ebulliciones

³⁵ Catalogo Metales Díaz, S.A. de C.V.

³⁶ Maquinas térmicas unidad 9 condensadores y ebulliciones

³⁷ Maquinas térmicas unidad 9 condensadores y ebulliciones

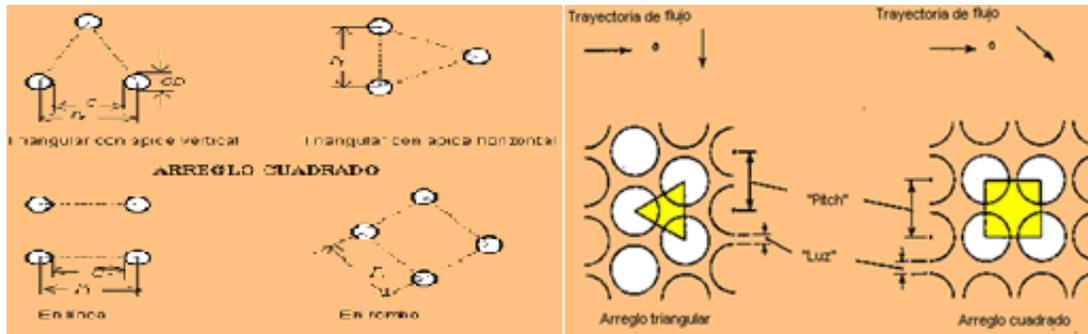


Figura 18 Disposición de los tubos³⁸

La distancia recomendada entre centros de tubos (Pt) es de 1,25 veces el diámetro exterior del tubo y la mínima distancia entre tubos debe ser 0,25 pulgadas (6,4 mm).

Recorrido del agua: El haz tubular se divide normalmente en dos partes por exigencias del mantenimiento, y el recorrido del agua puede ser simple (unidireccional) o doble (dos pasos), donde los tubos superiores están en serie con los inferiores. En los condensadores de un solo paso, la caja de agua de entrada comprende toda la placa tubular, mientras que la de salida comprende toda la del opuesto. En los condensadores de doble paso la placa tubular de un lado se divide en dos partes, una sobre la otra que delimitan la parte de entrada y la de salida, y por lo tanto el agua entra a los tubos de la parte inferior, los recorre y vuelve a entrar por el lado opuesto a la parte superior, recorriéndolos en el sentido contrario.

El cuello conecta la salida del vapor del cuerpo de baja presión de la turbina con la cámara de condensación. Es importante que el paso de vapor en el cuello produzca una pérdida de carga mínima para tener a la descarga de la turbina todo el grado de vacío que pueda generar el condensador.

El acople de cuello- turbina es la parte que conecta el cuello del condensador al cuerpo de baja presión de la turbina; éste debe permitir que el condensador se dilate cuando es sometido a variaciones de temperatura se emplea cuando el condensador tiene vínculos rígidos con la base y puede estar formado por un aro de goma o una junta de dilatación en chapa de acero. Este acople puede también no existir y en ese caso el condensador queda rígidamente unido al cuerpo de baja presión para permitir la dilatación.

³⁸ Maquinas térmicas unidad 9 condensadores y ebulliciones

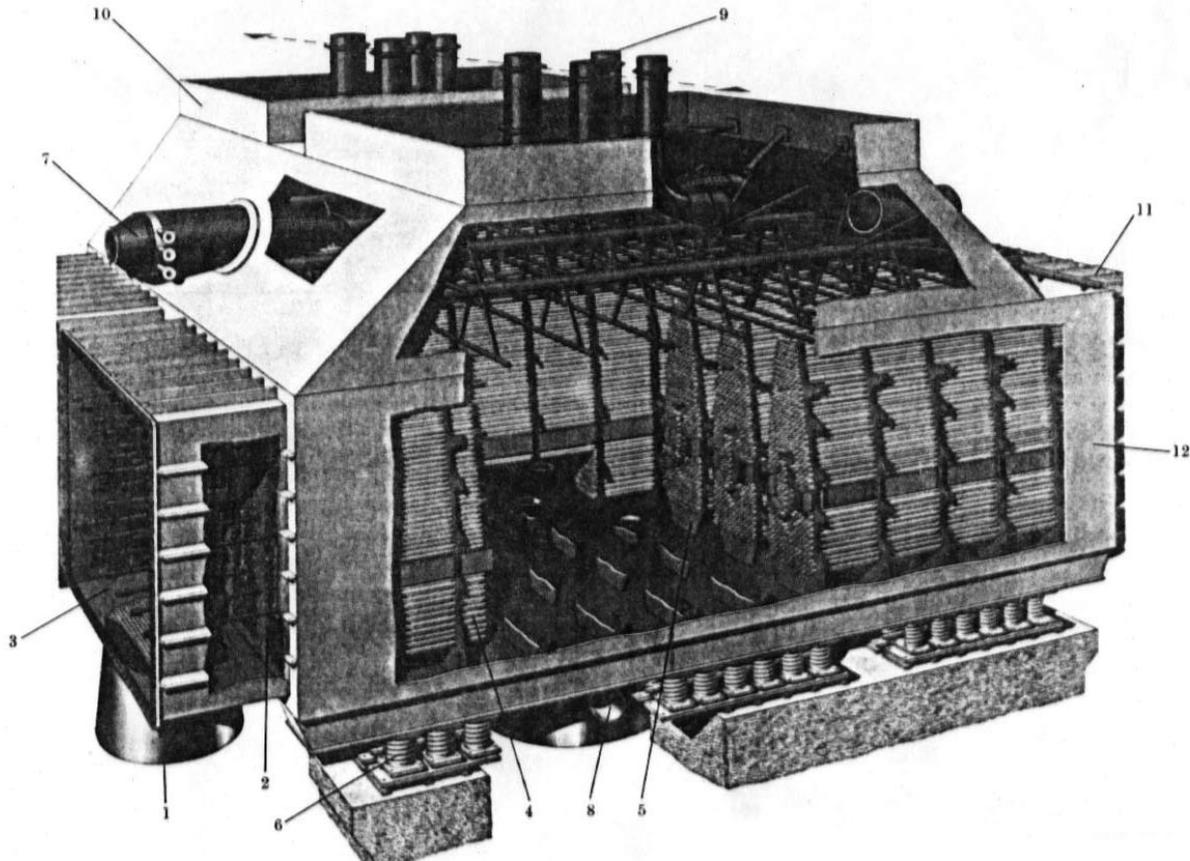


Figura 19 Condensador de superficie³⁹. (1) Entrada de agua de circulación. (2) Placa tubular: (3) Cabezal de agua de circulación. (4) Haz tubular. (5) Placa soporte para tubos. (6) Resortes de apoyo y suspensión. (7) Cámara de vacío. (8) Pozo caliente. (9) Extracción de vapor. (10) Cuello. (11) Cabezal de salida de agua de circulación. (12) Coraza.

Sistemas que complementarios para el condensador de superficie

Por lo general el condensador se divide en varios sistemas como los son el cuerpo del condensador, el sistema de vacío, interconexiones con otros dispositivos, sistema de drenajes, sistemas de control, sistema de limpieza, y el sistema de tuberías con sus accesorios. El condensador requiere de un conjunto de bombas con diferentes objetivos, a continuación se menciona cada una de estas bombas y su función en el sistema.

Sistema de bombas de condensado: Bombas de disposición vertical u horizontal, accionadas bien por motor eléctrico o por turbinas de vapor. Estas bombas sirven para extraer de manera continua el condensado.

Bombas de agua de refrigeración: sirven para mantener el agua necesaria para poder lograr la condensación.

³⁹ Maquinas térmicas e hidráulicas de Ricardo Alonso unidad 8



La bomba de aire tiene por objeto extraer, de modo continuo, la mezcla de aire y de vapor no condensado, que ocupa la parte alta de la cámara de condensador. Normalmente se usan eyectores. El eyector es un compresor de aire que utiliza el vapor para producir vacío, aspirar el aire y descargar la mezcla de aire y vapor. Los gases no condensables entran por el conducto de la boca del eyector y son comprimidos y arrasados al condensador intermedio, situado entre los dos eyectores. En el condensador intermedio se condensa el vapor mientras los gases no condensables son enfriados por el agua que circula por los tubos refrigeradores. Los gases enfriados se lanzan a la boquilla del segundo eyector, comprimiendo los nuevamente enviándolos al segundo condensador o condensar posterior.

Para garantizar un desempeño óptimo en el condensador, el vapor debe entrar en el condensador con la menor resistencia posible y la caída de presión a través del mismo deberá ser reducida al mínimo. Se debe tener en cuenta que el aire es un mal conductor de calor, por lo que deberá evacuarse rápidamente de las superficies transmisoras de calor. Para lograr dicha evacuación el aire debe recogerse en puntos apropiados, prácticamente libre de vapor de agua y enfriado a temperatura más baja y debe de realizarse con el mínimo gasto de energía que sea posible. Asimismo debe rápidamente evacuarse el condensado de las superficies transmisoras del calor y devolverse libre de aire a la caldera a la máxima temperatura posible.

Finalmente el agua de refrigeración debe atravesar el condensador con un rozamiento reducido, dejando un mínimo de sedimentos y con una absorción de calor máxima. Debido a sus características el condensador de superficie será el sistema propuesto para el ciclo PWG, aunque a continuación se describen brevemente otros tipos de sistemas de condensación

Condensadores de mezcla

Los condensadores de mezcla pueden ser de bajo nivel y barométricos. Los dos tipos son similares y se refiere a la forma en la cual el vapor y el agua refrigerante se ponen en contacto, la diferencia radica en la forma en la cual es extraída esta mezcla. Los condensadores en los cuales el agua de refrigeración, el condensado y los gases no condensables son evacuados por medio de una sola bomba, se denomina condensador de chorro, de vacío reducido y de bajo nivel. Si los gases no condensables son evacuados por medio de una bomba o un eyector, con el cual se consigue un vacío más elevado, se denomina condensador de chorro, de vacío elevado y de nivel bajo. Si el agua y el aire son evacuados por la acción cinética del flujo, el condensador se denomina condensador eyector o sifón.

Condensador de chorro de bajo nivel.

Un condensador de chorro de bajo nivel consiste en una cámara cilíndrica cerrada, en cuya parte superior hay una caja de boquillas de agua, la cual va acoplada a un tubo en forma de Venturi, cuyo extremo inferior se halla sumergido en el agua. El agua inyectada pasa por las boquillas por la presión de la bomba y por el vacío existente. Los chorros están dirigidos a la garganta del tubo en donde se reúnen para formar un solo chorro. El vapor de escape se pone en contacto con los



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kWe



chorros de agua por la parte superior, y se condensa. Los chorros de agua alcanzan una velocidad suficiente para arrastrar el vapor condensado, el aire y los gases no condensables debido al efecto combinado de la presión de agua externa, el vacío existente dentro del condensador y la acción de la gravedad, posteriormente el condensado es descargado en el pozo caliente.

Los chorros de agua crean el vacío del condensar el vapor y lo mantienen al arrastrar y evacuar el aire y los gases no condensables. De esta forma no se requiere bomba alguna para la extracción del aire y el agua.

La unión entre la turbina y el condensador consiste en un tubo de cobre ondulado con bridas de hierro colado. Esta unión permite las dilataciones y contracciones producidas por las variaciones de temperatura.

El condensador eyector requiere más agua que cualquier otro tipo de condensador de chorro, pero la ausencia de bombas de vacío compensa esta desventaja. Los condensadores de chorros múltiples pueden mantener un vacío del orden de 737 mm con respecto a una presión barométrica que es de 762 mm, el agua de refrigeración se toma a 15.6°C; este tipo de condensador es apropiado para turbinas de una potencia hasta 10 MW⁴⁰.

En los condensadores de chorro, de nivel bajo, la cámara de condensación se halla a poca altura, el agua se saca mediante una bomba, y su altura total es lo suficientemente baja para poderlos instalar debajo de la turbina o máquina de vapor. Los condensadores de tipo barométrico se colocan a un nivel suficientemente elevado, sobre el punto por donde se descarga el agua, para que ésta pueda salir por sí sola desplazarse por la acción de la gravedad a través de un tubo con cierre hidráulico o columna barométrica.

Para un condensador de chorro de bajo nivel la bomba de vacío evacua el condensado, el aire arrastrado y los otros gases no condensables. El condensado líquido ayuda a hacer la junta de los anillos del émbolo y disminuye las fugas, no necesitándose ningún eyector de aire independiente. Estos condensadores se fabrican de hierro colado y de bronce; estos últimos se emplean cuando el agua es salada.

El caudal de agua puede regularse al relacionar las variaciones de la carga de vapor con la temperatura del agua de refrigeración. Para evitar que el agua alcance un nivel impropio en el interior del condensador, en el caso de que la bomba deje de funcionar, se dispone un flotador de bola, de cobre, el cual rompe el vacío cuando se presentan tales casos.

⁴⁰ Sistema de utilización del calor. Rubén Espinosa Pedraja.

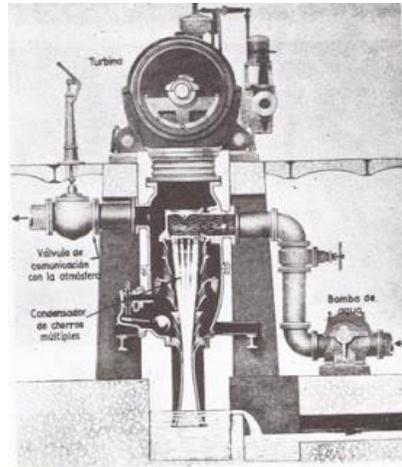


Figura 20 Condensador de chorro⁴¹

Condensadores barométricos

El condensador barométrico es un equipo de alta confiabilidad para condensar el vapor proveniente de los evaporadores de múltiple efecto y producir vacío en el sistema. Es un condensador de contacto directo en el que el agua es rociada como spray y el vapor puede fluir en paralelo o en contracorriente.

Una de las principales ventajas del condensador barométrico es que el agua de inyección se puede descargar por gravedad, sin requerir una bomba de vacío. Además que en el condensador barométrico no hay piezas móviles, por lo que el costo de mantenimiento es bajo; requiere poco espacio y es fácil de instalar.

En los condensadores barométricos en contracorriente, el vapor entra al condensador cerca de la parte inferior, se eleva a través de la corriente de agua que cae y se condensa conforme se aproxima a la salida inferior. Los gases no condensables se acumulan en la parte superior. El condensador cuenta con dispositivos para la evacuación de estos gases no condensables que entran con el vapor o con el agua. La rápida reducción del volumen del vapor que se transforma en agua produce vacío, y bombeando el agua de la parte baja del condensador, tan pronto como se va formando, se podría mantener el vacío así creado.

En un colector barométrico entra la mezcla resultante de la condensación a vacío y se descarga al pozo de agua caliente. Esto hará que la columna del líquido en el colector barométrico descienda automáticamente manteniendo la diferencia hidrostática entre el vacío de operación y la presión atmosférica. Por lo tanto el condensador necesita este colector para evacuar el agua sin perder el vacío, manteniendo una carga hidrostática. Si no hay aire o gases no condensables presentes en el vapor que llega al condensador, solamente sería necesario condensar el vapor y extraer el condensado, con el objeto de crear y mantener el vacío. Sin embargo, como es prácticamente imposible evitar la entrada de aire y otros gases no condensables al interior del condensador, es

⁴¹ <http://roberto-transfe-calor.blogspot.mx/2009/02/condensadores.html>



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kWe



necesario hacer uso de una bomba de vacío o un eyector para mantener el vacío en el interior del condensador. La función primaria del condensador puede ser considerada, por lo tanto, como la de producir y mantener una baja presión para permitir la evacuación.

Debe tomarse en cuenta que para estos condensadores la cámara del condensador debe ser cerrada, para evitar la pérdida del vacío debido a las entradas de aire. El vapor condensado o agua debe ser extraído en forma continua, para permitir un flujo constante de vapor de evacuación dentro de la cámara de condensación. Se debe agregar los dispositivos que permitan la extracción del aire y otros gases no condensables que podrían entrar en el condensador, ya sea debido a pequeñas fugas, o con el vapor. Esto es necesario con el objeto de mantener el vacío.

Funcionamiento de condensadores barométricos

En un condensador barométrico se emplea el sistema de discos para distribuir el agua. El agua de refrigeración entra por un punto situado por encima de la entrada del vapor, y el agua va cayendo de disco en disco. El aire contenido es evacuado por medio de un eyector de aire, de chorro de vapor con dos escalonamientos y un condensador intermedio. El vapor a alta presión se expande a través de las toberas a una elevada velocidad, y arrastra el aire y los gases no condensables; la energía cinética se transforma en presión en la garganta del tubo, con lo que se comprime e impide que salga hacia el exterior.

El agua caliente resultante del proceso de condensación cae en el fondo del condensador y, a continuación, en el tubo de salida, mientras que el aire es enfriado en la parte superior del aparato, quedando a una temperatura próxima a la del agua de entrada. De esta manera el eyector de aire trabaja con gases fríos, que contienen poco vapor y prácticamente nada de agua. La parte inferior del tubo de salida está sumergida en el pozo caliente. El tubo de salida constituye una bomba de evacuación automática, y el agua sale de dicho tubo tan rápidamente como se va acumulando en el mismo. En los condensadores barométricos y de nivel bajo es normal elevar el agua de la fuente de alimentación a la altura necesaria para la inyección, mediante el vacío que existe dentro del condensador.

Cuando resulta necesario se emplea una bomba para ayudar a elevar el agua a la altura requerida por el condensador. Los condensadores barométricos son de construcción simple, sin órganos móviles, ni toberas, ni orificios estrangulados que pueden taparse y no necesitan válvulas de comunicación con la atmósfera.

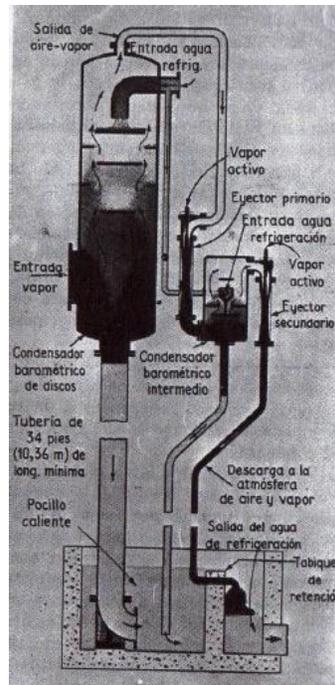


Figura 21 Condensador barométrico⁴²

Debido a las características antes mencionadas, el condensador que se ocupara para el ciclo PWG es el de tubo y coraza con condensación externa, ya que puede aumentar la capacidad de trabajo, esto se debe a que el grado de vacío es superior en relación a los otros tipos de condensadores. A pesar de que se requiere un sistema de extracción de gases no condensables y aire, el funcionamiento de este tipo de dispositivos no es complicado, la instalación depende en gran medida de las condiciones a las que es instalado la turbina, por lo que la parte del acoplamiento quedara para un posterior análisis. Para el caso de estudio se modelara el comportamiento térmico del cuerpo del condensador.

La metodología de cálculo para el condensador de vapor de tubo y coraza se presentara en el capítulo 3, donde se aplicarán las consideraciones que se mencionaron en este capítulo.

⁴² <http://es.scribd.com/doc/50685095/CONDENSADORES>



Capítulo 3. Selección y cálculo del condensador de vapor

En el capítulo anterior se describieron los diferentes tipos de condensadores de vapor, así como las partes que los conforman, además se presentan algunas consideraciones que se deben tomar en cuenta para el cálculo del mismo. Para el caso de estudio propuesto en este trabajo, se seleccionó el condensador de tubo y coraza, por lo que en este capítulo se describe la metodología empleada para su cálculo.

Teniendo en cuenta que la selección de los materiales es determinante para el diseño del condensador de vapor, se realizó un estudio de la metodología propuesta con 6 tipos de materiales, ya que su selección es la base para determinar las características del condensador. Para analizar el comportamiento de los resultados producto de la metodología propuesta se evalúa el diseño del condensador con diferentes diámetros y calibres de tubo; las configuraciones que resultan más convenientes para el caso de estudio se simularon y evaluaron en el software llamado ASPEN PLUS. Con los resultados obtenidos se puede hacer una selección adecuada del modelo de condensador a utilizar, además de poder prever su comportamiento.

Metodología de diseño

El estudio de la transmisión de calor es de la mayor importancia para el diseño de los sistemas de condensación. El calor pasa de la corriente de vapor que se condensa, a una temperatura parcialmente constante, (exceptuando pequeñas diferencias en el interior del condensador), a través de la pared del tubo, hasta el agua de refrigeración. La resistencia que se opone a la transmisión de calor se complica por las películas del vapor que se está condensando, que se forman en la parte exterior del tubo, y por las posibles incrustaciones debidas al agua del interior.

Reynolds y Osborne demostraron que los fluidos al avanzar por el interior de los tubos lo hacen en forma de corriente laminar o turbulenta, y que depende del valor de la expresión del número de Reynolds:

$$Re = \frac{D C \rho}{\mu}$$

Dónde: D = Diámetro interno del tubo, (m)

C = Velocidad del fluido, (m/s)

ρ = Densidad del fluido, (kg/m³)

μ = Viscosidad del fluido, (kg/m s)

El límite superior del índice de Reynolds para corriente laminar se halla comprendido entre 2000 y 2100. En el condensador moderno, el agua circula en corriente turbulenta a una velocidad de 1 a 3 [m/s]⁴³.

⁴³ Heat Exchangers selection, rating and thermal design

En la Figura 22 se muestra el gradiente de temperatura a través de la superficie total del condensador, si se pudiera medir la temperatura del agua de circulación en puntos intermedios, desde la entrada hasta la salida.

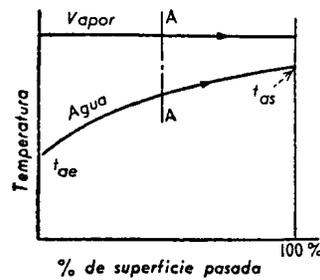
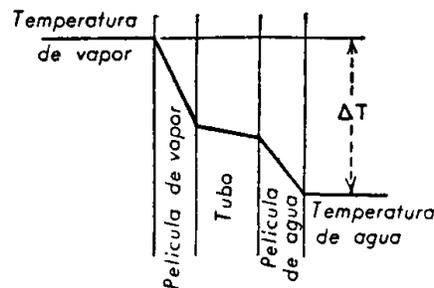


Figura 22 Gradiente de temperaturas en el condensador⁴⁴

Al realizar un corte transversal AA a una sección de tubo, se observa el salto de temperaturas en cada las regiones donde se transfiere calor a través del tubo. La Figura 23 muestra estas regiones.



Gradiente de temperatura en la sección A-A del tubo

Figura 23 Gradiente de temperaturas en sección A-A de tubo⁴⁵

Los saltos de temperatura son debidos a las resistencias de trasmisión de calor que se enuncian a continuación:

- 1) Resistencia de la película de vapor
- 2) Resistencia del tubo
- 3) Resistencia de la película de agua
- 4) Incrustaciones del interior del tubo

Con el objetivo de entender de una manera clara la metodología que se siguió para el cálculo del condensador de vapor, la Figura 24 muestra un diagrama de flujo, en el cual se hace un resumen del camino a seguir para realizar dicho cálculo. Con la metodología propuesta se obtienen los resultados para determinar los parámetros geométricos y térmicos del condensador de vapor. Posteriormente los resultados obtenidos se evalúan para determinar el rendimiento del equipo en cuestión.

⁴⁴ Heat Exchangers selection, rating and thermal design

⁴⁵ Heat Exchangers selection, rating and thermal design

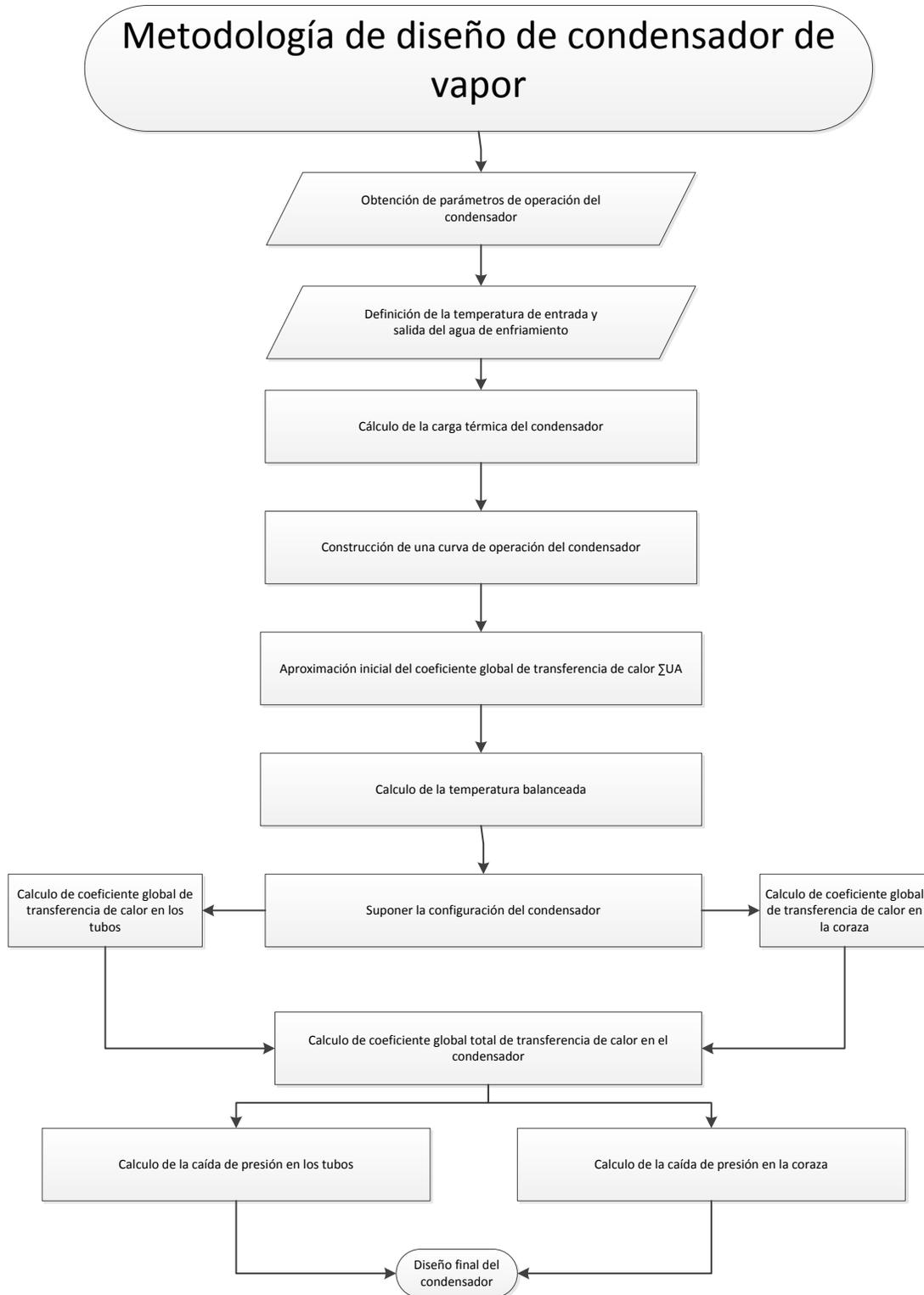


Figura 24 Metodología de diseño del condensador de vapor⁴⁶

⁴⁶ Diagrama resumen de la metodología propuesta por el autor de la tesis



Condiciones iniciales

Para seguir la metodología propuesta se necesita conocer los parámetros de operación del equipo, por lo cual, esta parte de la metodología se enfoca en identificar las condiciones necesarias para el funcionamiento del condensador; los parámetros que determinan la operación del condensador son la temperatura de admisión tanto del agua de enfriamiento como la del vapor (la cual se determina a partir de la presión de vacío del condensador), el salto térmico admisible del agua de enfriamiento, y el grado de vacío al que opera el condensador.

Se requiere conocer el flujo de vapor que entra al condensador para poder evaluar la cantidad de energía a extraer en el sistema; la energía que cede el vapor determina la cantidad de agua de enfriamiento del sistema, al suponer que la eficiencia del equipo es similar a la de equipos comerciales de este tipo, y el rango de entrada del agua de enfriamiento se determina a partir de las condiciones atmosféricas.

El postulado de estado indica que las todas las propiedades termodinámicas de un sistema compresible se pueden obtener siempre y cuando se conozcan 2 propiedades intensivas independientes del mismo⁴⁷. Para el caso de estudio se conoce la presión y la temperatura de los flujos, por lo cual es posible calcular todas las propiedades termodinámicas necesarias para el diseño del intercambiador. Las propiedades que se utilizan para el diseño del intercambiador son entalpía, entropía, densidad, viscosidad y la velocidad de flujo.

Para comenzar el desarrollo de la metodología a seguir, se calcula la carga térmica que el vapor debe ceder el vapor hacia el agua de enfriamiento, por lo cual se obtiene la diferencia de entalpía entre el vapor de entrada y el flujo condensado, la diferencia se multiplica por el flujo total de vapor. Esto se indica en la siguiente ecuación:

$$Q = \dot{m}_v(h_2 - h_1)$$

Dónde:

\dot{m}_v = Flujo másico del vapor por condensar $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$

h_1 = entalpía específica para una calidad determinada $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$

h_2 = entalpía del líquido saturado $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$

A continuación se calcula el flujo de calor que el agua de enfriamiento debe absorber a lo largo del proceso, esto se logra al evaluar el calor que el flujo entrega al agua de enfriamiento Q contra la temperatura del agua de enfriamiento T, a partir de esta relación se obtiene el cambio de calor en función del cambio de temperatura ($\Delta Q/\Delta T$)

A partir de esta relación se supone la primera aproximación al coeficiente global de transferencia de calor, mediante la relación:

⁴⁷ Termodinámica, Yanus A. Cengel, Mc Graw Hill, cuarta edición, pp 12-13



$$\sum U A = \sum \left(\frac{\Delta Q}{\Delta T} \right)$$

Donde $\sum U A$ se considera el punto de partida para el cálculo del condensador.

Utilizando el parámetro anterior y la sumatoria del cambio de energía térmica se puede balancear la temperatura en el condensador Δt

$$\Delta t = \frac{\sum \Delta Q}{\sum U A}$$

A continuación se debe suponer el valor para el coeficiente de transferencia de calor. Se recomienda que U_D se encuentre entre el rango de 250 a 600 W/m² °C⁴⁸.

Con el objetivo de calcular el área de intercambio, se debe estimar primero la media aritmética de las diferencias de temperatura en los extremos del condensador, esto se logra con la siguiente formula:

$$\Delta t_{av} = \frac{(T_1 - t_2) + (T_2 - t_1)}{2}$$

Una vez que se tiene el coeficiente de transferencia de calor U_D y la media aritmética de la diferencia de temperatura Δt_{av} se puede calcular el área de intercambio. El área resultante será el primer acercamiento para determinar los parámetros geométricos del condensador, pero no será la definitiva ya que se tendrá que volver a calcular para ajustarla con los resultados.

$$A_0 = \frac{Q}{U_D * \Delta t}$$

Posteriormente a este cálculo se puede definir la configuración que se requiere del condensador, por tal motivo es necesario que se conozca qué tipo de condensador se desea, cuantos pasos del condensador, el número de pasos en los tubos para el fluido refrigerante, y se debe proponer el diámetro, la longitud y el tipo de arreglo para los tubos. Una vez que se tienen estos requerimientos se procede a estimar el número de tubos inicial, esto se calcula con la siguiente formula.

$$N t_0 = \frac{A_0}{a'' * L}$$

Donde a'' es el área exterior de los tubos por unidad de longitud. Y L es el largo de los tubos.

Con el número de tubos calculado se especifica el diámetro de la coraza⁴⁹. Una vez calculado el número de tubos se puede calcular el área de transferencia de calor para lograr el intercambio especificado con la siguiente formula:

⁴⁸ Valores recomendados en el libro de Kern, para partir de valores cercanos a la realidad según la experiencia del autor de este libro.



$$A = N_t * a'' * L$$

A continuación se procede a calcular la carga de calor sensible que el vapor cede al agua de enfriamiento.

$$Q_s = \dot{m}_v C_p T_{sat}$$

Donde C_p es la capacidad calorífica promedio en el líquido refrigerante, se calcula al integrar el valor del C_p a lo largo de su temperatura inicial y final.

$$C_p = \frac{\int_{T_i}^{T_f} \overline{C_p} dT}{T_f - T_i}$$

Una vez que se obtiene la carga de vapor sensible y debido a que se conoce la carga térmica que se debe extraer del vapor, se puede estimar la fracción de tubos sumergidos en el condensador:

$$\theta = \frac{Q_s}{Q}$$

Cálculo del coeficiente de película del lado de los tubos

Partiendo del número de tubos encontrado se calcular el área de flujo en el lado de los tubos

$$a_t = \frac{N_t a'_t}{144 n}$$

Dónde: N_t : número de tubos

a'_t : área de flujo por el lado de los tubos⁵⁰

n : número de pasos de los tubos

Al obtener el área de flujo se puede calcular la velocidad másica y la velocidad lineal del flujo. Primero se calcula la velocidad másica del flujo de la siguiente forma:

$$G_t = \frac{\dot{m}_v}{a_t}$$

Posteriormente la velocidad lineal

$$V = \frac{G_t}{3600\rho}$$

Donde ρ es la densidad del flujo dentro de los tubos.

Con el objetivo de calcular el coeficiente de transferencia en los tubos, se calcula la temperatura de los flujos. Como en el vapor no hay cambio de temperatura, se toma la T_{sat} del vapor, mientras

⁴⁹ Tabla 9 del libro procesos de transferencia de calor de Kern

⁵⁰ Se obtiene de la tabla 10 del libro "Procesos de transferencia de calor" de Kern



que la temperatura del flujo refrigerante se obtiene del promedio de la temperatura de entrada y salida.

$$T_V = T_{sat}$$

$$T_{AE} = \frac{T_f + T_i}{2}$$

Para encontrar el valor buscado se necesita suponer el valor de h_0 el cual es recomendable que se encuentre entre 850 y 1500 W/m²°C⁵¹. Con los valores de temperatura y h_0 se puede obtener el valor de h_i ⁵²

A continuación se calcula el número de Reynolds

$$R_e = \frac{DG_t}{\mu}$$

Donde D es el diámetro de los tubos y μ es la viscosidad del flujo de agua de enfriamiento y con el valor del Reynolds se puede encontrar J_H ⁵³ que representa un parámetro adimensional al que le llaman factor de Colburn⁵⁴

Para realizar el cálculo de h_i se asume que la relación de la viscosidad es $\phi_t = 1$, por lo que

$$h_i = J_H \frac{k}{D} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3}$$

Donde k es la conductividad térmica del material de los tubos

C_p es el calor específico calculado anteriormente

μ es la viscosidad del agua de enfriamiento

Tomando en cuenta el espesor de los tubos, se puede ajustar el valor obtenido al calcular el coeficiente de transferencia de calor referenciado al diámetro externo de los tubos mediante la siguiente ecuación

$$h_{io}' = \frac{h_i DI}{DE}$$

Donde DI es el diámetro interno y DE representa el diámetro externo

⁵¹ Valores recomendados en el libro de Kern, para partir de valores cercanos a la realidad según la experiencia del autor

⁵² Ecuación y Figura 25 del libro "Procesos de transferencia de calor" de Kern

⁵³ Figura 24 "Procesos de transferencia de calor" de Kern

⁵⁴ Relaciona el número de Reynolds, Prandtl y Nusselt



Con los resultados obtenidos se calcula temperatura de pared y de película referente al lado de los tubos

$$t_w = t_a + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T_v - t_a)$$
$$t_f = \frac{T_v + T_w}{2}$$

Una vez calculado la temperatura de pared se obtiene la viscosidad del flujo de agua de enfriamiento a esa temperatura μ_w , y posteriormente se calcula la relación de viscosidades ϕ_t :

$$\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

El valor de $h_{io} = h_{io}'$ si el factor ϕ_t se encuentra en el rango siguiente $0.95 > \phi_t > 1.05$, y si se sale de este rango el valor h_{io}' se debe corregir.

Cálculo del coeficiente de película del lado de los tubos

Una vez calculado el número de tubos en el intercambiador y la fracción de tubos sumergidos se procede a calcular cual es la fracción de los tubos que no son sumergidos por lo que se ocupa la siguiente ecuación

$$N_{tn} = N_t - \theta$$

Donde N_{tn} representa el número de tubos no sumergidos y θ la fracción de tubos sumergidos. Con el resultado anterior se calcula el flujo másico por unidad de longitud con la ecuación

$$G'' = \frac{\dot{m}_v}{L N_{tn}^{2/3}}$$

Para calcular el valor de h_o es necesario determinar las propiedades del flujo en estado líquido a temperatura de vapor, por lo que se procede a determinar la viscosidad, entropía, densidad y el coeficiente de conducción

$$h_o = 1.5 \left(\frac{4 G''}{\mu_f} \right)^{-1/3} \left(\frac{k_f^3 \rho_f^2 g}{\mu_f^2} \right)^{1/3}$$

Para saber si el valor calculado de h_o es correcto se calcula la desviación entre el resultado obtenido y el valor propuesto, si la diferencia es mayor al 15% se modifica el valor de h_o por el valor obtenido, se repite el proceso de cálculo hasta que la diferencia entre el valor propuesto y el calculado converjan dentro del rango especificado.



$$\%Desv = \frac{h_o - h_{osopueso}}{h_{osopueso}} * 100$$

Cuando se logra obtener un valor de h_o apropiado se puede calcular el coeficiente de transferencia de calor del lado de la coraza U_c' con la siguiente formula:

$$U_c' = \frac{h_{io} * h_o}{h_{io} + h_o}$$

Una vez obtenido el valor del coeficiente de transferencia de calor U_c' se procede a calcular el área requerida para la condensación, a partir de ella se puede calcular el área necesaria para retirar el calor sensible de condensado, por lo tanto se calcula el área total requerida para el condensador:

$$A_c = \frac{Q}{U_c' \Delta t}$$

$$A_s = A_c \theta$$

$$A = A_s + A_c$$

Calculo de coeficiente global de transferencia de calor

Una vez obtenido los coeficientes de película, la carga térmica y el área total requerida para el condensador de vapor se puede obtener el coeficiente total limpio balanceado U_c :

$$U_c = \frac{Q}{A \Delta T}$$

Que a su vez sirve para Calcular el coeficiente total de transferencia de calor del diseño U_D :

$$U_D = \frac{1}{R_d + \frac{1}{U_c}}$$

A partir del valor obtenido del coeficiente de vapor de diseño U_D se calcula el área del intercambiador:

$$A = \frac{Q}{U_D \Delta t}$$

El resultado de esta ecuación se compara con el área del inicio del cálculo de tal forma que si la desviación es mayor a 5% se modifica la configuración del condensador.

$$\%desv = \frac{A - A_{inicial}}{A} * 100$$



En caso de que las condiciones no converjan dentro de este rango se cambia el coeficiente de calor de diseño que fue propuesto al principio y se vuelve a realizar todo el cálculo.

Calculo de presión en el lado de los tubos

Partiendo del flujo másico por unidad de longitud G'' , que se calculó en la coraza, y las propiedades del flujo viscosidad μ_f , S_f y k_f se estima el valor de un factor de fricción f^{55}

A partir del factor anterior, junto con los parámetros geométricos del condensador, y las propiedades del flujo, se calcula la caída de presión dentro de los tubos, con la ecuación.

$$\Delta P_t = \frac{f G_t L n}{5.22 * 10^{10} D s \phi_t}$$

Donde s es la gravedad específica en las condiciones atmosféricas empleadas.

Con la siguiente formula se calcula la caída de presión de regreso para lograr que el flujo salga del condensador,

$$\Delta P_t = \frac{4 n V^2}{2 s g'}$$

La velocidad lineal se calculó en los tubos anteriormente, s es la gravedad específica y g' es la aceleración de la gravedad.

La caída de presión total en los tubos son la suma de la caída de presión en los tubos más la caída de presión de retorno

$$\Delta P = \Delta P_r + \Delta P_t$$

Calculo de la caída de presión en la coraza

Para realizar el cálculo de caída de presión dentro de los tubos se necesita suponer características extras del condensador como lo son los tipos de deflectores y el espacio entre ellos, a partir de esta suposición se calcula el área de flujo:

$$a_s = \frac{DI * C' B}{144 P_T}$$

Dónde: DI : diámetro interior de la coraza

C' : espacio entre los tubos

B : Espacio entre los deflectores

P_T : paso entre los tubos

55 Tabla 26 de libro "Procesos de transferencia de calor" de Kern



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kWe



A continuación se calcula la velocidad másica del vapor en la coraza, se relaciona el flujo de masa de vapor con el área de flujo.

$$G_s = \frac{w}{a_s}$$

A partir del resultado obtenido se calcula en número de Reynolds tomando en cuenta las condiciones del vapor

$$R_e = \frac{D_e G_s}{\mu}$$

El diámetro D_e se conoce como diámetro equivalente y está en función de las características geométricas del condensador ⁵⁶

Utilizando el número de Reynolds se puede obtener el coeficiente de fricción f^{57} correspondiente al flujo de vapor. Al tener este valor y las características del condensador se puede calcular la caída de presión dentro de la coraza.

$$\Delta P_s = \left(\frac{1}{2}\right) \frac{f * G_s^2 * DI * (N + 1)}{5.22 * 10^{10} * D_e * s}$$

Dónde: $(N + 1)$: número de cruces = $12 L_e/B$ o el número de veces que el flujo de vapor pasa alrededor de los tubos

L_e : Longitud efectiva de los tubos

s : Gravedad específica

Si la caída de presión es satisfactoria por ambos lados, el algoritmo puede darse por concluido.

Resultados

Con la metodología que se propuso se generó un programa en Excel con macros, en el cual se realiza el proceso de cálculo. Al ingresar los parámetros termodinámicos se obtiene los parámetros de diseño generales. La Figura 25 muestra los parámetros usados para el cálculo, así como los datos de salida del programa.

El vapor proveniente de la turbina tienen las siguientes características: la cantidad de flujo másico de entrada vapor es 0.858 [kg/s] a una temperatura de 45.806°C y a una presión de 0.01 [MPa].

El flujo de agua de enfriamiento tiene las siguientes características: la cantidad de flujo de enfriamiento es de 54.682 [kg/s] a una temperatura de 25°C y una presión de 0.4 [MPa]. Se ha considerado que el flujo de agua de enfriamiento tiene un incremento de temperatura de 10°C por lo que sale a 35°C. Además se considera que el total de vapor se condensa.

⁵⁶ De figura 28 de libro "Procesos de transferencia de calor" de Kern

⁵⁷ De figura 29 de libro "Procesos de transferencia de calor" de Kern



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kW_e



CONDENSADOR DE CARCAZA TIPO E

SAP rest time

Dimensionamiento de un condensador de vapor, dada la longitud efectiva de los tubos en arreglo cuadrado

Datos del lado de la coraza:			Datos de Diseño y Resultados		
Gasto de vapor:	0.8580	kg/s	Número de tubos requeridos:	400	
Presión en la coraza:	0.01	MPa	Número de tubos por fila:	20	
Temperatura del vapor:	45.807	°C	Distancia entre centros de tubos:	0.01984	mm
Datos del lado del haz de tubos:			Diámetro exterior de los tubos:	15.875	mm
Gasto del agua de enfriamiento:	54.682	kg/s	Diámetro interior de los tubos:	13.386	mm
Presión a la entrada de los tubos:	0.4	MPa	Espesor:	1.245	mm
Temperatura del agua a la entrada:	25	°C	Velocidad del agua de enfriamiento:	0.974	m/s
Temperatura del agua a la salida:	35	°C	Carga térmica del diseño:	2287	kW
Datos de los tubos:			Área de transferencia de calor:	49.052	m ²
Diámetro comercial del tubo:	1/2	in	Coeficiente de transferencia de calor:	2.274	kW/m ² * °C
Material del tubo:	Cu Ni 70-30		Longitud efectiva de los tubos:	2.459	m
Calibre:	18				
Valor de la gravedad:	9.78	m/s ²			
Longitud del haz de tubos deseada:	2.5	m			

Figura 25 Pantalla de salida del programa para calcular el condensador de vapor⁵⁸

En la primera columna se muestran los datos que se deben ingresar para realizar los cálculos sobre el condensador de vapor y en la segunda se muestran los resultados obtenidos por el programa.

Para tener un mejor criterio de selección se realizó la metodología para 6 materiales con el fin de obtener el diseño más eficiente en relación al tipo de material. Los materiales que se propusieron para realizar el análisis son los siguientes:

- 1) Cobre níquel 70-30 (Cu Ni 70 30)
- 2) Cobre níquel 90 10 (Cu Ni 90 10)
- 3) Acero al carbón
- 4) Cobre fierro (Cu Fe 194)
- 5) Acero inoxidable (SS UNS S43035)
- 6) Acero inoxidable (TP SS 316/317)

Y para obtener un análisis completo se efectuó dicha simulación con tres diámetros diferentes los cuales son 1/2", 3/8" y 1/4", además de proponer 2 calibres (18 y 16).

Los resultados de dicho análisis se presentan en los archivos anexos. Para la selección del condensador más adecuado se requiere que el resultado del cálculo cumpla una serie de criterios propuestos. El primero criterio es la caída de presión en los tubos, ya que el diseño del sistema PWG está limitado con a que la caída de presión no sobrepase los 0.1 [MPa]. El segundo criterio de diseño es la relación entre el diámetro del condensador y la longitud de los tubos siendo 0.15

⁵⁸ Diseño adaptado con la metodología propuesta a partir de Programa de IMPULSA UNAM



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kW_e



$<D/L> 0.25$ los valores aceptables para este tipo de condensadores, por lo que para delimitar la selección del condensador se delimito este coeficiente entre $0.19 <D/L> 0.21$ para el diseño. Para garantizar que el flujo de agua de enfriamiento absorba de forma eficiente la energía proveniente del vapor se recomienda que su velocidad lineal se encuentre en el rango de $1 <D/L> 1.1$. Finalmente se analizaron los calibres comerciales y se determinó que es más accesible encontrar calibres de 18 BMG, por lo que se analizan las configuraciones con este tamaño de calibre, pero se dejan las bases en caso de necesitar realizar un análisis con un calibre diferente. Con los criterios anteriores se propusieron 4 opciones para la configuración del condensador quedando los resultados se muestran en la Tabla 6. Los resultados del análisis que no fueron seleccionados se presentan en los archivos anexos.

opciones de configuración de condensador según criterio				
Material propuesto	CuNi 7030	Cu Ni 9010	acero al carbon	SS (UNS S43035)
Diámetro propuesto	3/8	1/2	1/2	3/8 [in]
Calibre	18	18	18	18 []
Resultados				
Longitud del has de tubos	2.44	2.505	2.495	2.494 [m]
Diámetro del has de tubos	0.463	0.465	0.4656	0.463 [m]
Diámetro de la coraza	0.479	0.4816	0.482	0.48 [m]
Número de tubos	400	361	361	400 []
Velocidad del agua de enfriamiento	1.099	1.079	1.079	1.099 [m/s]
Área total de transferencia de calor	46.265	45.1	44.929	47.3 [m ²]
Carga térmica de diseño	2287	2287	2287	2287 [kW]
Relación D/L	0.1915	0.1926	0.1926	0.19 []
Delta p en tubos	0.0675	0.066	0.0658	0.0689 [MPa]
Coeficiente de transferencia de calor	2.411	2.474	2.483	2.36 [kW/m ² *K]

Tabla 6 Selección de opciones para el diseño del condensador de vapor⁵⁹

Se propuso que la longitud de los tubos fueran de 2.5 m, por lo que la longitud de los modelos propuestos es cercana a este valor. Con base en los resultados se determinó que el diámetro de la coraza no supera las 20" (50.8 cm) de diámetro. A pesar de que los coeficientes de transferencia de calor son similares, el número total de tubos es diferente. La caída de presión en los modelos seleccionados no supera la caída de presión de diseño, por lo que se puede proceder a la evaluación de estos modelos.

Con el objetivo de justificar los resultados y determinar cuál de los materiales propuesto es el más adecuado para la construcción de un condensador de vapor, se realizó la simulación del condensador con los parámetros encontrados en el software llamado ASPEN PLUS 7.2, mismo que sirve para diseñar, simular, y optimizar diferentes equipos para uso en la industria química y la industria de procesos térmicos. Entre los equipos que se pueden analizar con esta herramienta se encuentran diferentes tipos de intercambiadores de calor, por lo que el análisis es confiable si se hace el proceso de simulación correctamente.

⁵⁹ Elaboración propia



Simulación en ASPEN PLUS

Para validar los cálculos térmicos se simularon las diferentes configuraciones seleccionadas en el software llamado ASPEN PLUS versión 7.2 y se generaron las curvas de comportamiento del equipo.

Con el objetivo de conocer el funcionamiento de este software, a continuación se dará una descripción de la metodología empleada para ingresar los datos operativos en el programa.

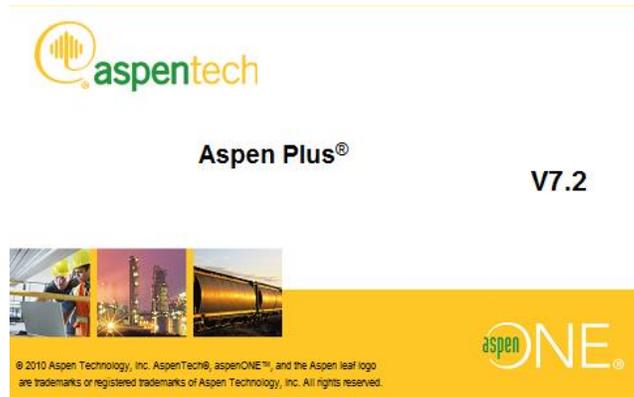


Figura 26 Pantalla de inicio del programa ASPEN PLUS 7.2⁶⁰

Lo primero que se debe determinar en la pestaña de componentes es él o los fluidos con el que el sistema va a operar, para el caso de estudio se usa solo agua, tanto para el vapor, como para el flujo refrigerante, por lo que se buscó en la base de datos el agua convencional (Figura 27 A). A continuación se pasa a la pestaña de propiedades donde se selecciona que tipo de proceso se usa y la base del método que se desea emplear (Figura 27 B), para el caso de estudio el proceso será siempre a partir de agua y debido a que es viene de un ciclo termodinámico lo apropiado es usar las tablas de vapor como base del método.

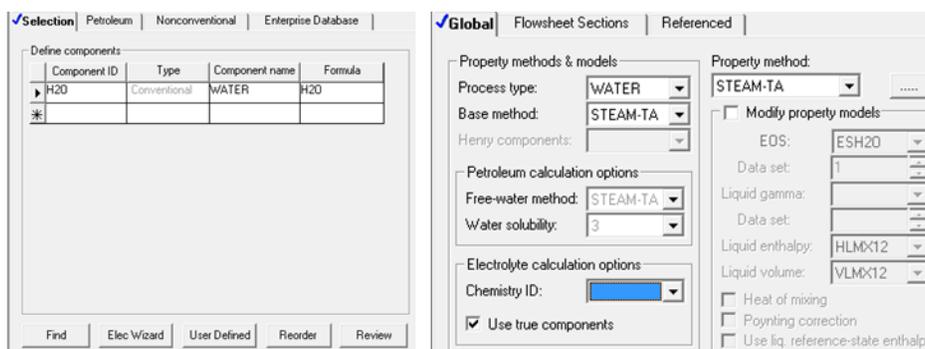


Figura 27 Selección de componentes (B) Selección de propiedades y método

El siguiente paso es formar la estructura que se desea estudiar con sus respectivas entradas y salidas. En este caso se utiliza un condensador convencional de tubo y coraza y se marcan la

⁶⁰ Proporcionado por la Universidad Autónoma de Baja California (UABC)



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kW_e



entrada vapor (CALIE) y la salida del condensado (CALIS) como el fluido caliente y la entrada y salida del flujo refrigerante (FRIOE y FRIOS respectivamente).

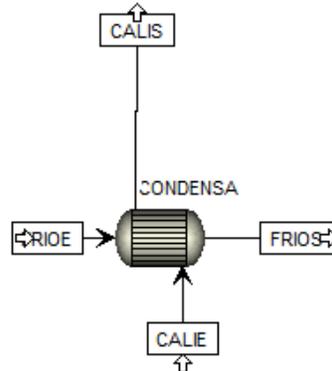


Figura 28 Configuración del sistema

A continuación se ingresan las condiciones de entrada al sistema tanto de flujo de vapor como de flujo de agua de enfriamiento. Para este caso se tienen las condiciones de temperatura y presión, así como la cantidad de gasto másico de ambos flujos. El flujo de entrada de agua de enfriamiento tiene una temperatura de 25 °C y una presión de 0.4 [MPa] y un total de 54.682 [kg/s] y el flujo de vapor entra a una temperatura de 45.806°C a una presión de 0.01 [MPa]. Y es un total de 0.858 [kg/s].

Variable	Valor
Temperature	25 C
Pressure	0.4 MPa
Total flow	58.375 kg/sec
Component	H2O
Value	58.375

Variable	Valor
Temperature	45.84 C
Pressure	0.01 MPa
Total flow	0.989 kg/sec
Component	H2O
Value	0.989

Figura 29 Condiciones de entrada de flujo

Una vez fijadas las condiciones de entrada se procede a caracterizar el condensador. Para el análisis propuesto se selecciona que los cálculos sean a detalle, que el flujo caliente este en la coraza y que nuestro análisis sea una simulación del intercambiador de calor. Además se ingresan datos del intercambiador los cuales son el área de intercambio y el máximo acercamiento de temperaturas entre los flujos. Como especificación adicional se propone que el factor de corrección basado en la diferencia media logarítmica de las temperaturas se haga de forma geométrica.



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kW_e



Specifications | **LMTD** | **Pressure Drop** | **U Methods** | **Film Coefficients** | **Utilities**

Calculation:
 Shortcut
 Detailed
 Shell&Tube
 AirCooled
 Plate

Flow arrangement:
 Hot fluid: Shell
 Flow direction: Countercurrent
 No. shells in series: 1
 Calculate number of shells

Exchanger specification:
 Specification: Hot stream outlet vapor fraction
 Value:
 Exchanger area: 46.242 sqm
 Constant UA: Btu/hr-R
 Minimum temperature approach: 7 C

LMTD calculation option:
 LMTD correction factor method: Geometry
 Correction factor:
 Minimum correction factor: 0.8

Shortcut LMTD:
 Use interval analysis for LMTD calculation
 Number of flash points: 10
 Number of intervals between flash points: 10
 Maximum number of shells in series: 10

Figura 30 (A) Especificaciones del condensador (B) Método de cálculo para determinar la LMTD

A continuación se determina la de presión de salida admisible en el condensador, tanto de entrada como de salida. En el caso de estudio son aceptables que dentro de los tubos caiga 0.1 [MPa] el flujo de agua de enfriamiento y consideramos que la presión se mantiene del lado del vapor.

Side: Hot side | **Side:** Cold side

Hot side pressure options:
 Outlet pressure: 0.01 MPa
 Calculated from geometry
 Flow-dependent correlation

Cold side pressure options:
 Outlet pressure: 0.3 MPa
 Calculated from geometry
 Flow-dependent correlation

Figura 31 Caída de presión admisible

A continuación se selecciona el método por el cual se evaluara la constante global de transferencia de calor en el condensador. Debido a que se realiza una simulación y al proponer los diseños se calculó el coeficiente global de transferencia, en este caso se toma un valor constante para dicho coeficiente. El valor se tomó de acuerdo a lo calculado del modelo inicial que se esta proponiendo.

Selected calculation method:
 Constant U value: 2.576 kW/sqm-K
 Phase specific values
 Power law expression
 Exchanger geometry
 Film coefficients
 User subroutine

Figura 32 Selección del método de cálculo para U

A continuación se delimita las características del flujo que caracterizan el funcionamiento del condensador. Para la zona caliente se acepta que exista una mezcla de vapor con agua, mientras que en la parte fría solo se acepta un manejo del fluido en la fase líquida.

Flash Options | **Convergence** | **Report**

Select property options:

	Hot side	Cold side
Valid phases:	Vapor-Liquid	Liquid-Only
Maximum iterations:	30	30
Error tolerance:	0.0001	0.0001

Figura 33 Límites para la operación



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kW_e



Con el objetivo de tener los mejores resultados posibles, se procede a fijar tolerancias admisibles en el proceso del cálculo para que converjan con los resultados, las tolerancias se fijaron en parámetros como lo son temperatura, área de intercambio y la presión, esto se realizó bajo un algoritmo matemático de convergencia de Newton ya que tiene un número de iteraciones apropiadas para el cálculo.

Optional convergence parameters for shortcut and detailed method:

Convergence algorithm: Newton

Maximum number of iterations: 20

Temperature convergence tolerance: 0.018 C

Area convergence tolerance: 0.1076391 sqm

Duty estimate for area specification: Btu/hr

Pressure convergence tolerance: 0.00145037 MPa

Allow temperature crossovers

Use Silver-Ghaly method for condensing film coefficients

Number of points per zone for film coefficient calculation: 1

Use average stream temperature differences for local MTD's when computing area using calculated film coefficients

Figura 34 Método de convergencia

Adicionalmente se dan las características geométricas que se tienen del condensador. Las características que se tienen del cálculo es el diámetro interno de la coraza y se considera un claro (Figura 35 A). Al tener los cálculos anteriores también se puede ingresar las características del arreglo de tubos que se tienen, en conjunto con sus materiales y calibres. En este apartado el número de tubos que se ingresa a la simulación es el mismo calculado en el sistema para cada uno de los materiales y la longitud también es obtenida del mismo cálculo (Figura 35 B).

Shell side parameters

TEMA shell type: E - One pass shell

No. of tube passes: 1

Exchanger orientation: Horizontal

Number of sealing strip pairs: 1

Direction of tubeside flow: Up

Inside shell diameter: 0.4789 meter

Shell to bundle clearance: 16 mm

Crossflow tubeside mixing: 1

Crossflow shellside mixing: 1

Number of shells in series: 1

Number of shells in parallel: 1

Select tube type

Bare tubes

Finned tubes

Tube layout

Total number: 400

Length: 2.449 meter

Pattern: Square

Pitch: 0.01896267 meter

Material: 90-10 Cu/Ni

Conductivity: 45 W/m-K

Tube size

Actual

Nominal

Inner diameter: ft

Outer diameter: ft

Tube thickness: ft

Diameter: 0.375-IN

Birmingham wire gauge (BWG): 18

Figura 35 (A) Características geométricas del condensador (B) Características del has de tubos

Siguiendo esta metodología es posible evaluar el comportamiento del condensador.

La Tabla 7 muestra los resultados de la evaluación que se realizó a los modelos de condensador seleccionados. En la tabla solo se muestran los datos relevantes ya que el resto de los resultados se comportan acorde a las características propuestas.



Material	CuNi 7030	CuNi 9010	Acero al carbón	SS (UNS-S43035)
Flujo de vapor no condensado	10.49%	10.47%	10.48%	10.44%
Temperatura de salida del agua refrigerante [°C]	33.076	33.078	33.077	33.08
Área propuesta para el modelo [m ²]	46.272	45.071	44.936	47.307
Área requerida según el software [m ²]	46.265	45.1	44.93	47.3

Tabla 7 Resultados de la evaluación del condensador

Se puede observar que el área requerida para el intercambiador es prácticamente la misma con lo que se puede validar que la metodología empleada es válida. Los resultados muestran que no todo el vapor que entra al condensador logra condensarse, con el modelo del condensador propuesto, esto se debe a que los cálculos térmicos se limitan a mantener un flujo constante de calor entre el vapor y el agua de enfriamiento, el comportamiento real de un condensador no es de esta forma, ya que conforme el vapor se va condensando, la temperatura del agua de enfriamiento va aumentando. Para lograr analizar este comportamiento es necesario seccionar por partes el intercambiador, lo que representaría un análisis muy extenso. El simulador empleado toma en consideración el cambio en la temperatura por lo que muestra un comportamiento más parecido a la realidad. Finalmente se considera que el salto térmico en el condensador es de 10 grados, pero el simulador muestra que no se alcanza tal condición, lo que resulta conveniente para el modelo propuesto.

Análisis de sensibilidad

Siguiendo esta metodología es posible evaluar el comportamiento del condensador propuesto, pero con el fin de observar su rendimiento realizó análisis de sensibilidad variando las propiedades que se considera pueden afectar el desempeño del mismo. Las propiedades que se evaluaron son las siguientes:

- El flujo de agua de enfriamiento
- El área del condensador
- El flujo de vapor
- La temperatura del flujo de agua de enfriamiento

Para determinar el rendimiento del condensador, se calculó el porcentaje de líquido condensado al variar dichas propiedades.

Resultados del análisis de sensibilidad

El objetivo de este análisis es determinar el porcentaje de vapor que se condensa para cada uno de los diseños propuestos, dicho análisis se realizó al variar las propiedades de flujo que entra al condensador y los resultados de este análisis se muestran en los archivos anexos y en las gráficas que se presentan a continuación.

Análisis de sensibilidad para flujo de agua de enfriamiento VS fracción de vapor



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kW_e



El agua de enfriamiento afecta directamente la cantidad de condensado obtenido en el condensador, además dependemos de la cantidad de este recurso para poder modelar el sistema, por lo cual el análisis se efectuó a variar dicha propiedad. Del cálculo termodinámico se obtuvo que se necesita 54.682 [kg/s] de agua de enfriamiento, por lo que el análisis se variara en función de este parámetro, el rango inferior se consideran 40 [kg/s], mientras el superior en 150 [kg/s].

En la Figura 36 se muestra el resultado del análisis de sensibilidad realizado al condensador obtenido de variar el flujo másico de agua de enfriamiento, y se compara los resultados obtenidos para cada uno de los materiales

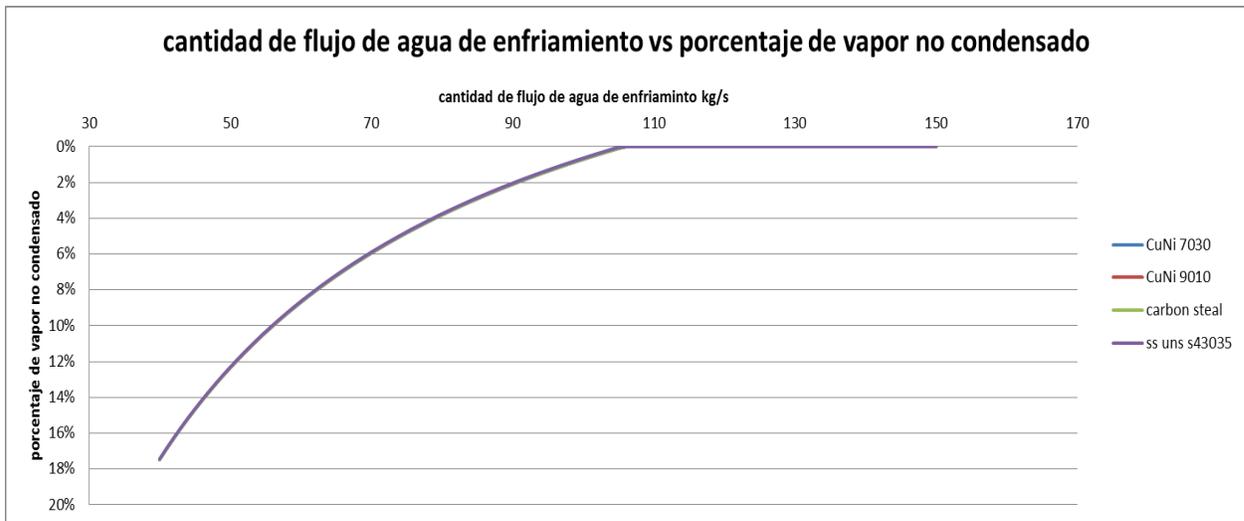


Figura 36 Comparativa entre tipos de material del análisis de sensibilidad para flujo de agua de enfriamiento VS porcentaje de vapor en el condensador

En la Figura 36 se puede observar que al ocupar el flujo de agua de enfriamiento propuesto, casi el 10% de vapor no se condensa y para lograr que todo el flujo de vapor se condense se debe aumentar en flujo de agua de enfriamiento al doble. Aumentar a tal grado el flujo de agua de enfriamiento puede ser costoso, por lo que se propone que se aumente solo el 20% de agua de enfriamiento y se busque alguna otra alternativa para mejorar el proceso, por lo tanto el flujo de agua de enfriamiento aumenta desde 54.682 [kg/s] hasta 65 [kg/s]. Se buscara aumentar el área de transferencia para que en conjunto con el aumento de agua de enfriamiento se obtenga una condensación óptima.

En caso de que se mantenga el flujo de agua de enfriamiento será necesario extraer el vapor sobrante, por lo cual se tendrá que contemplar el ingreso de agua de repuesto que sustituya este vapor perdido.

Análisis de sensibilidad para área del condensador VS fracción de vapor

Un análisis muy importante para el diseño del condensador es el área de transferencia, ya que a partir de este parámetro se puede hacer eficiente la condensación, además se pueden minimizar los precios relacionados con el material. Para el caso de estudio, los modelos que se propusieron



tienen un área entre 44 m² y 48 m², por lo que el análisis de sensibilidad se realizó entre 20 m² y una máxima de 65 m².

En la Figura 37 siguiente se muestra los resultados de sensibilidad para los materiales al variar el área de transferencia que se traducirá en el aumento en el área de tubos.

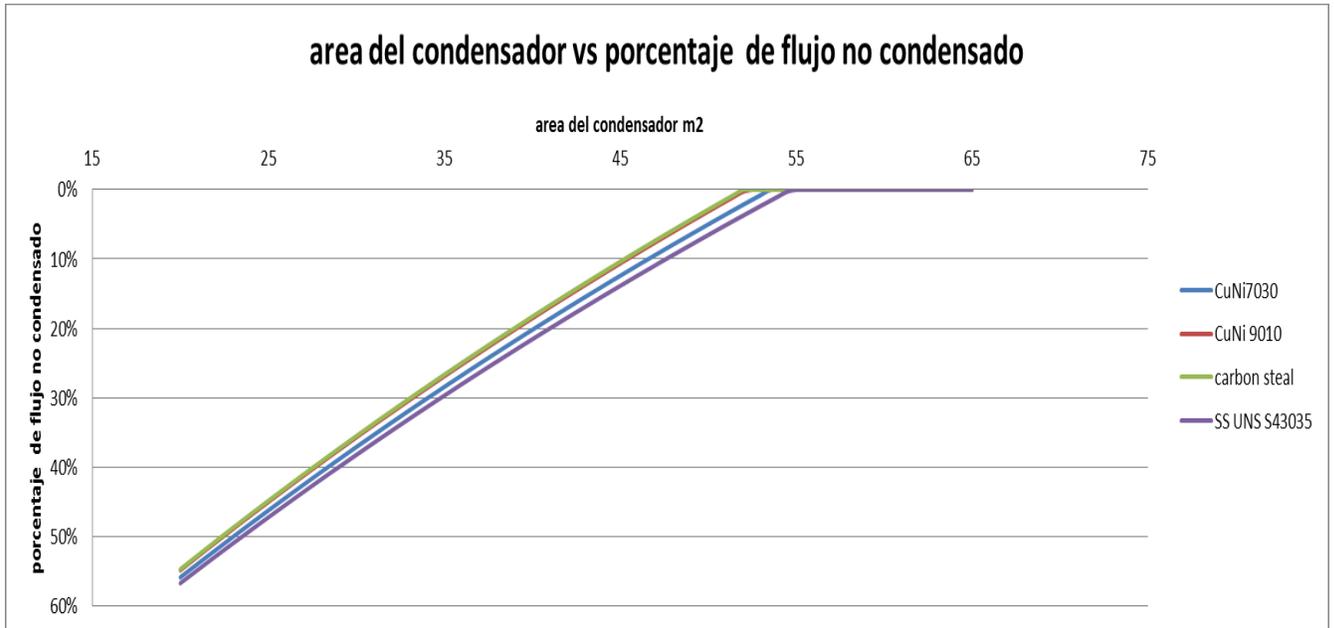


Figura 37 Comparativa entre tipos de material del análisis de sensibilidad para área del condensador VS fracción de vapor

Los resultados muestran que se puede obtener una condensación óptima en el sistema si se aumenta el área de intercambio de calor, existen 2 maneras de incrementar dicha área, la primera es aumentar el número de tubos en el condensador y el otro es aumentar el largo del mismo. La grafica muestra que si se aumenta el área hasta 55 m² se garantiza que todo el vapor se condense. Los tubos que requieren menor área para lograr la condensación optima son los hechos con cobre níquel 90-10y los hechos con acero al carbón, por lo que estos materiales serán considerados como opción para el diseño final.

Como consecuencia de este incremento el número de tubos aumentara de 361 a 441, para los materiales factibles, la relación L/D= 0.232 por lo que se mantiene en un rango aceptable, finalmente la longitud de los tubos se fijara en 2.5 m.

Análisis de sensibilidad para temperatura de entrada de vapor VS fracción de vapor

Debido al funcionamiento de un ciclo termodinámico se debe considerar que las condiciones de entrada de flujo no son uniformes, ya que pueden ser afectadas por cambios en las condiciones ideales que se han supuesto, para el condensador de vapor una de las propiedades que puede afectar en gran medida el rendimiento del mismo es la temperatura de agua de enfriamiento, ya que esta depende de las condiciones atmosféricas, el rendimiento de las bombas, o el mismo



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kWe



tiempo de trabajo del ciclo, entre otros factores. Por tal motivo se realiza un análisis de sensibilidad de la temperatura de entrada de agua de enfriamiento. En el análisis se delimita el rango de temperatura entre 15°C y 45°C. El límite inferior se fija en 15°C ya que una temperatura inferior es difícil encontrar en el mundo y buscar un sistema que enfríe por debajo de esta temperatura sería demasiado costoso, y el límite superior se fija en 45°C debido a que en caso de tener una temperatura por encima de este valor indicaría que el sistema analizado no corresponde a un condensador de vapor.

En la Figura 38 se muestran los resultados del análisis de sensibilidad que se obtuvieron de los diferentes materiales.

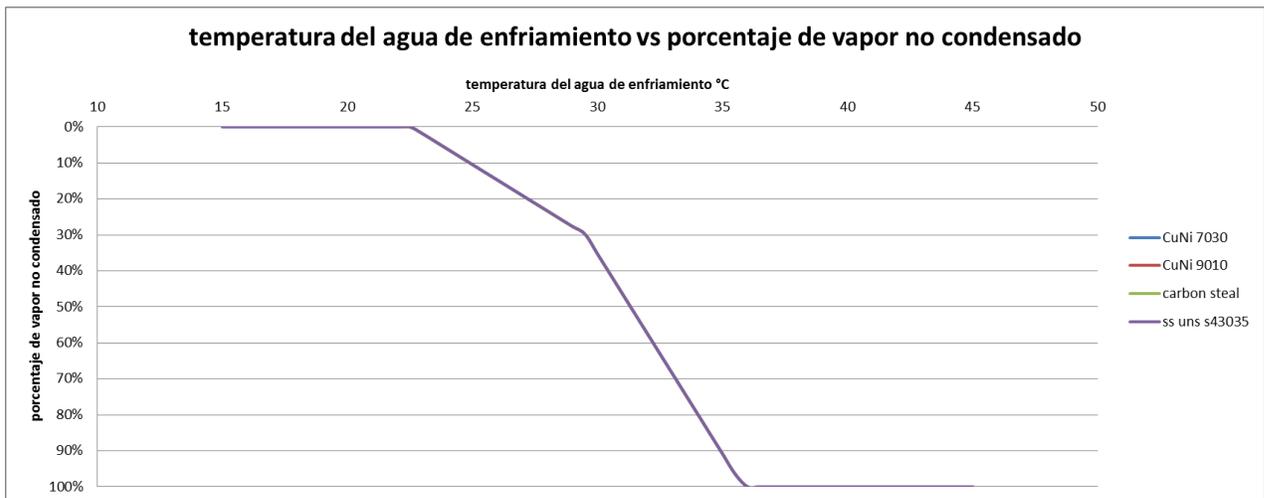


Figura 38 Comparativa entre tipos de material del análisis de sensibilidad para temperatura de entrada de agua de enfriamiento VS fracción de vapor

De la gráfica se puede observar que con temperaturas inferiores a los 22°C el condensador opera de manera ideal, mientras que temperaturas de entrada por encima de 35°C no se obtiene condensado. En esta grafica se observa un valor donde cambia de manera drástica la pendiente, este punto se interpreta como la temperatura donde el condensador deja de funcionar como se espera. Y la energía que recibe el flujo de enfriamiento no es suficiente para lograr la condensación. Este punto se encuentra a los 29°C y puede decirse que es el punto máximo permisible de aumento de temperatura del agua de enfriamiento.

Análisis de sensibilidad para gasto másico de vapor VS fracción de vapor

Finalmente se analizó que pasa si las condiciones del sistema se afectan al aumentar el flujo de vapor que entra al condensador. El rango analizado de flujo de vapor es desde 0.8 [kg/s] hasta 1.5 [kg/s]. A continuación de la gráfica que se muestra en la Figura 39 se observa el análisis de sensibilidad obtenido de variar el gasto de flujo de vapor en el condensador.

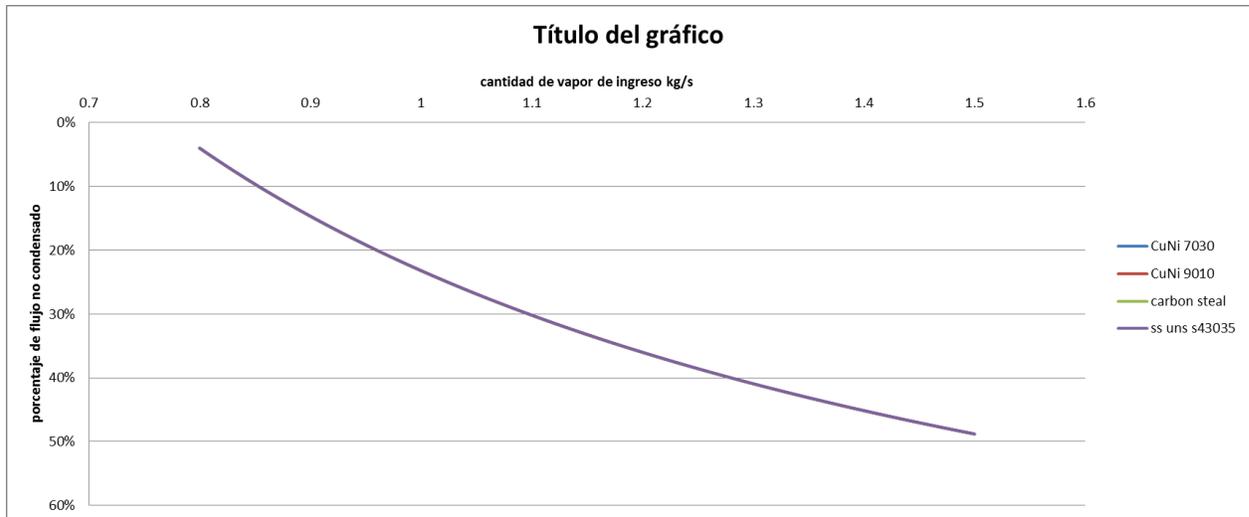


Figura 39 Comparativa entre tipos de material del análisis de sensibilidad para gasto másico de vapor VS fracción de vapor

La gráfica muestra el comportamiento del condensador al variar la cantidad de vapor que entra en el mismo, y se determinó que un flujo de vapor superior a 0.95 [kg/s] disminuirá la eficiencia de condensación, por lo que es recomendable no sobrepasar este límite. Para obtener un rendimiento adecuado del condensador para flujos mayores al anterior, es necesario variar las condiciones de operación del condensador (flujo de agua de enfriamiento) o el área de transferencia de calor del equipo. Este análisis resulta un indicador de las necesidades del equipo.

Análisis de los resultados

El análisis de los resultados nos indica que si el condensador de vapor se hace con tubos de Cu Ni 90-10 o acero al carbón, el diseño tendrá el mayor coeficiente global de transferencia de calor, por lo cual tendrá el diseño más pequeño. Se requiere que los tubos tengan una longitud de 2.5 m y un diámetro de 1/2". A pesar de que al principio se encontró que se requerían 361 tubos el análisis muestra que se debe aumentar el número de tubos hasta 441. Aunque represente un gasto el incremento en el número de tubos, se debe realizar este cambio ya que con esto se garantiza que el vapor en el condensador se cambie de fase a líquido de manera óptima y no será necesario reponer una cantidad significativa de purgas, además el sistema de extracción de condensador trabajará con una menor potencia.

Se debe aumentar la cantidad de agua de enfriamiento en el diseño del condensador de vapor a fin de que el intercambio se realice apropiadamente, pero no debe representar un aumento significativo en la capacidad de las bombas empleadas, por tal motivo se considera 20% al flujo de agua de enfriamiento.

El análisis muestra que para temperaturas del agua de enfriamiento inferior a 21 ° C, todo el flujo de vapor logra condensarse, pero a temperaturas superiores a esta, parte del vapor no se evapora. No es recomendable ingresar el flujo de agua de enfriamiento a temperaturas superiores a 29°C,



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO “PWG” (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kWe



ya que el condensador no es capaz de realizar el intercambio de calor de manera eficaz. Con temperaturas superiores a 35°C el condensador no es capaz de absorber energía suficiente para que el vapor se condense por lo que este es el punto crítico de funcionamiento del condensador.

Al variar el gasto de vapor dentro del condensador no se tiene un comportamiento distinto entre los materiales propuestos para los tubos, pero se observa que si el flujo de vapor está por debajo de los 0.8 kg de vapor la condensación del mismo se hará de manera eficiente, pero si aumenta no se podrá condensar todo el vapor, por lo que se debe definir un punto donde ya no sea rentable aumentar la cantidad de vapor que ingresa al condensador.

En resumen se propone que los tubos sean de Cu Ni 90 10 o acero al carbón, de 1/2” de diámetro y 2.5 m de longitud, el número total de tubos debe ser 441 en un arreglo cuadrado, la temperatura del agua de enfriamiento no debe superar los 29°C, el flujo de vapor máximo que debe entrar al condensador debe ser 0.95 [kg/s] y la cantidad de agua de enfriamiento debe ser 65 [kg/s].

Gracias a este análisis se tiene un estimado del comportamiento del vapor dentro del condensador y las consideraciones que se deben hacer para el diseño final. Además de los parámetros de diseño que se obtuvieron del análisis anterior, también se debe tomar en cuenta el caudal másico, la extracción de no condensables, la generación del vacío, el agua de repuesto, la entrada y salida del vapor y del agua de enfriamiento.

Finalmente se observar que en todos los cálculos se asume que el vacío está garantizado, por lo que el capítulo cuatro se enfocara a dar un panorama general de los sistemas de vacío que pueden aplicarse en el condensador de vapor y que son usados en la industria termoeléctrica.

A continuación se presentan los resultados de condensador con los parámetros de operación propuesta. Debido a que el acero al carbón es un material comercial, este será el material con el que se realizara el análisis.

Material	CuNi 9010
Flujo de vapor no condensado	0%
Temperatura de salida del agua refrigerante [°C]	32.64
Área propuesta para el modelo [m2]	55
Área requerida según el software [m2]	54.99

Tabla 8 Resultados de la evaluación de condensador modificado

Como se puede ver, todo el vapor logra condensarse, el área requerida es prácticamente la misma que la propuesta y la temperatura de salida del agua de enfriamiento es apropiada para el análisis, además es inferior que en el modelo anterior, lo que indica una mejora en el rendimiento del condensador, además esto representa un ahorro a la hora de enfriar este fluido.

A continuación se mostrara una comparativa entre el comportamiento del condensador originalmente propuesto y el modelo mejorado.



Evaluación del modelo mejorado

La Figura 40 muestra la comparativa al variar el área de intercambio, en ella se puede observar que para el modelo propuesto se necesita menor área para lograr que el vapor se condense por completo. De acuerdo a la gráfica, el vapor se condensa adecuadamente con el modelo las mejoras al modelo que se planteó.

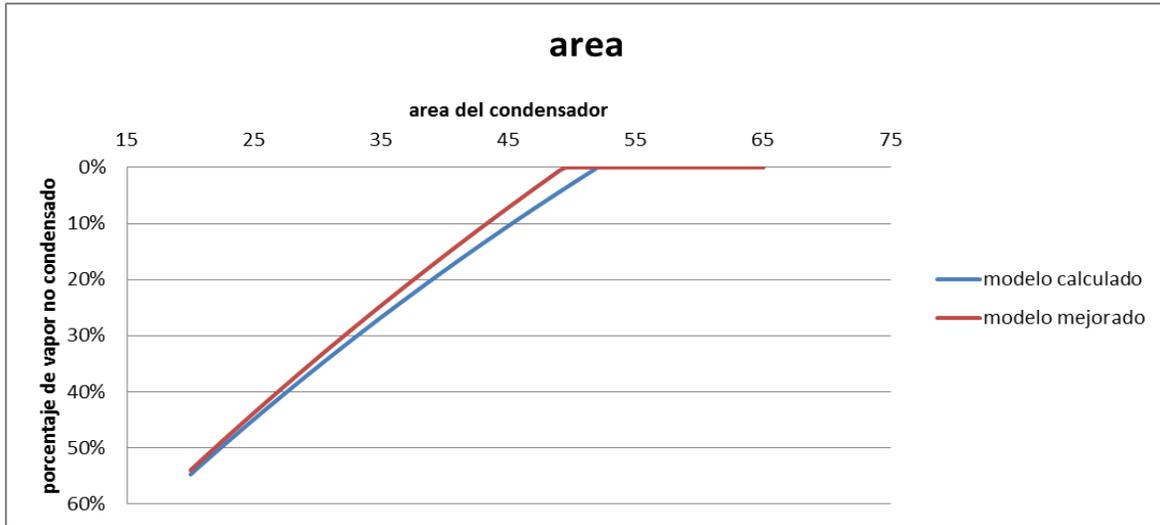


Figura 40 Comparativa entre modelos en relación con el área

Como ya se mencionó el incremento en el flujo de vapor puede provocar que los equipos no funcionen de manera adecuada, por tal razón es apropiado realizar un análisis sobre este tema. Para el caso de estudio se puede tener un incremento en el flujo de vapor hasta de 1.2 kg/s, por lo que se tiene un margen de operación más amplio con el modelo mejorado, en comparación del modelo calculado.

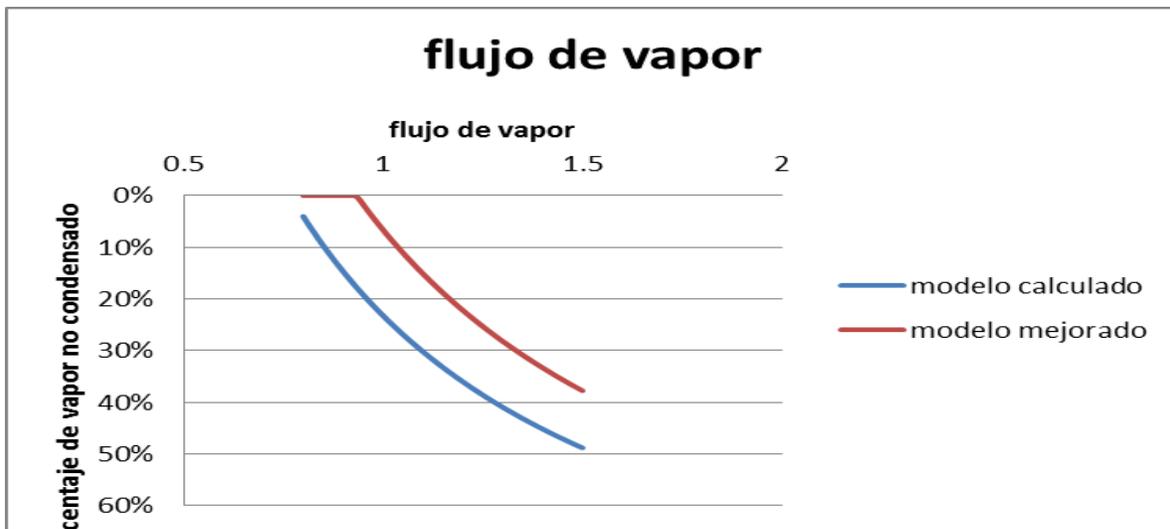


Figura 41 Comparativa entre modelos en relación con el flujo de vapor



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kW_e



En relación a la cantidad de la temperatura de agua de enfriamiento, se tienen la mayor ventaja, ya que a pesar de que el punto crítico no cambia (29°C), el rango de operación para el modelo mejorado se amplía, ya que permite el ingreso de agua de enfriamiento hasta de 26°C y logra condensar de manera adecuada todo el flujo de vapor, en cambio el modelo calculado logra esto con temperaturas inferiores a 22°C.

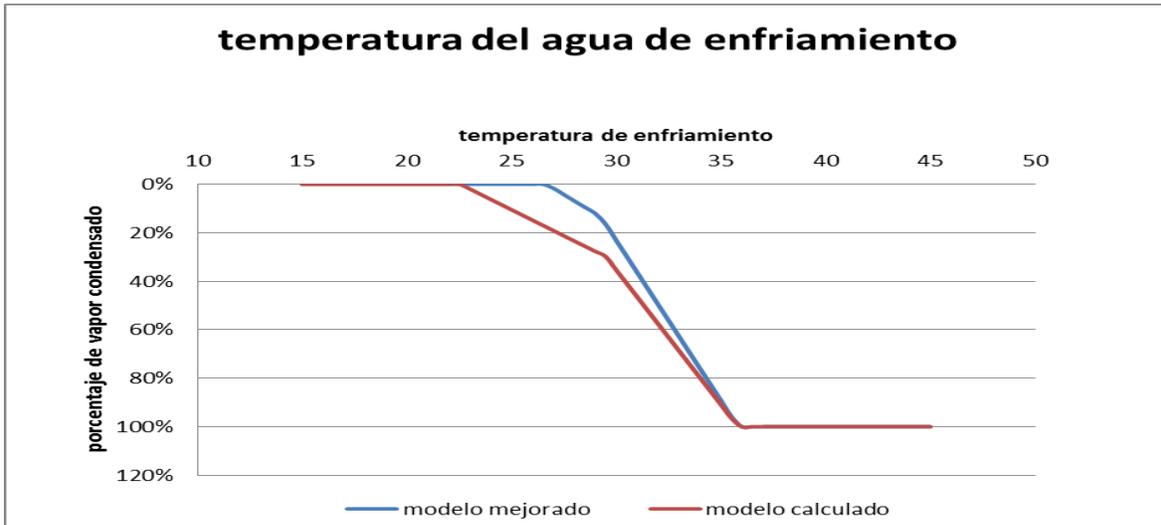


Figura 42 Comparativa entre modelos en relación a la temperatura de agua de enfriamiento.

El mayor cambio en el comportamiento del condensador se encontró al variar el flujo de agua de enfriamiento, ya que el modelo calculado requiera casi el doble de agua de enfriamiento del que arrojaron los cálculos térmicos, en cambio con el modelo mejorado se garantiza que el flujo de agua de enfriamiento propuesto logra condensar todo el vapor que ingresa al condensador.

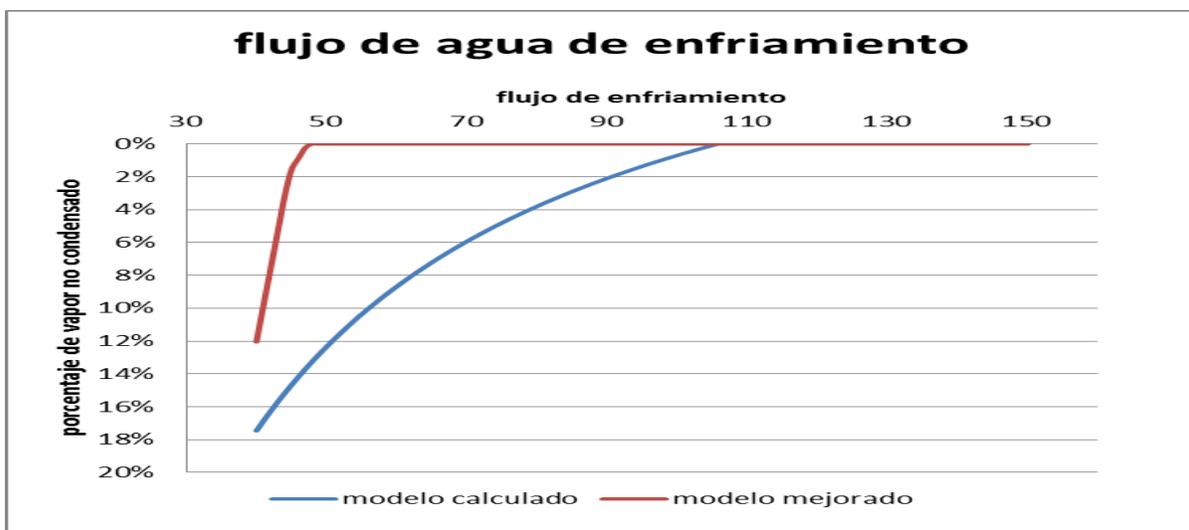


Figura 43 Comparativa entre modelos en relación al flujo de agua de enfriamiento

El cambio que se propuso al condensador resulta satisfactorio por lo que con base en esta propuesta se dará el diseño final al final del capítulo.



Calculo para la coraza

Los recipientes que se consideran sometidos a presión exterior únicamente, como por ejemplo cilindros en los cuales se ha realizado el vacío, están expuestos a fallar a menores presiones que los sometidos a presiones internas únicamente, dependiendo su grado de estabilidad de la relación D_0/t , L/D_0 y del módulo de elasticidad E del material, siendo importante la relación que deben guardar entre sí estos parámetros para determinar la resistencia del recipiente.

En un cilindro sometido a presión exterior, la presión a la cual colapsa el recipiente, es decir a la cual se abolla, se denomina presión crítica P_{cr} , y para su cálculo se utilizan fórmulas experimentales, las que fueron obtenidas por Lorentz, Southwell, Von Mises, y otros⁶¹:

El procedimiento más común de diseño mecánico para la envolvente de los intercambiadores de tubo y coraza es a través del análisis de esfuerzos a que están sometidos y se apoyan en códigos y normas propuestas por ASME⁶² y TEMA⁶³. A continuación se hace una breve descripción del procedimiento básico para el diseño mecánico de este elemento del intercambiador.

Primero se propone el espesor de la coraza t (plg) y se determina las relaciones L/D_0 y D_0/t donde L es la longitud de la coraza (plg) y D_0 es el diámetro exterior de la coraza (plg). Figura 44 se muestra la gráfica utilizada para buscar el factor A al intersectar las líneas formadas por los factores antes mencionados. Para valores superiores a $L/D_0=50$ se conserva dicho valor.

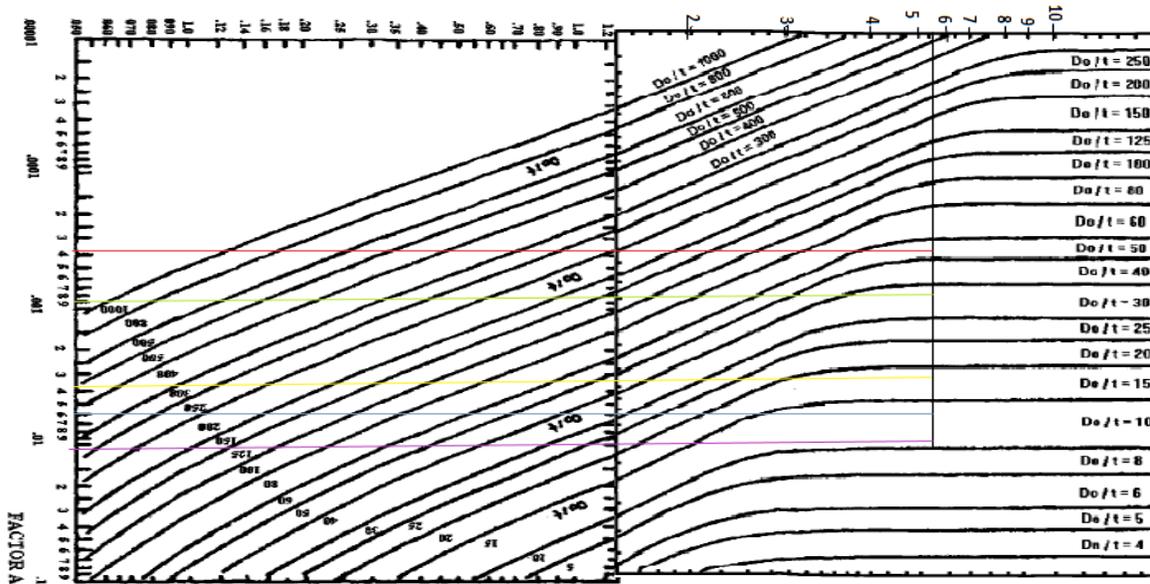


Figura 44 Diagrama para envoltentes cilíndricas sometidas a presión externa o cargas de compresión (para todos los materiales)⁶⁴

⁶¹ C. Ruiz Rubio, Diseño y construcción de recipientes a presión. Urmo, S.A.

⁶² American Society of Mechanical Engineers.

⁶³ Tubular Exchanger Manufacturers Association.

⁶⁴ Diseño de recipientes a presión (ASME diseño de recipientes a presión y API 650)



La Figura 45 se muestra la gráfica para obtener el coeficiente B, el cual es obtenido de la intersección de la curva generada del módulo de elasticidad E (lb/plg²) al compararse con el coeficiente A. estas curvas se generan dependiendo del material analizado y de su módulo de elasticidad por lo que se debe buscar la curva apropiada para que el comportamiento de la curva corresponda al materiales propuesto.

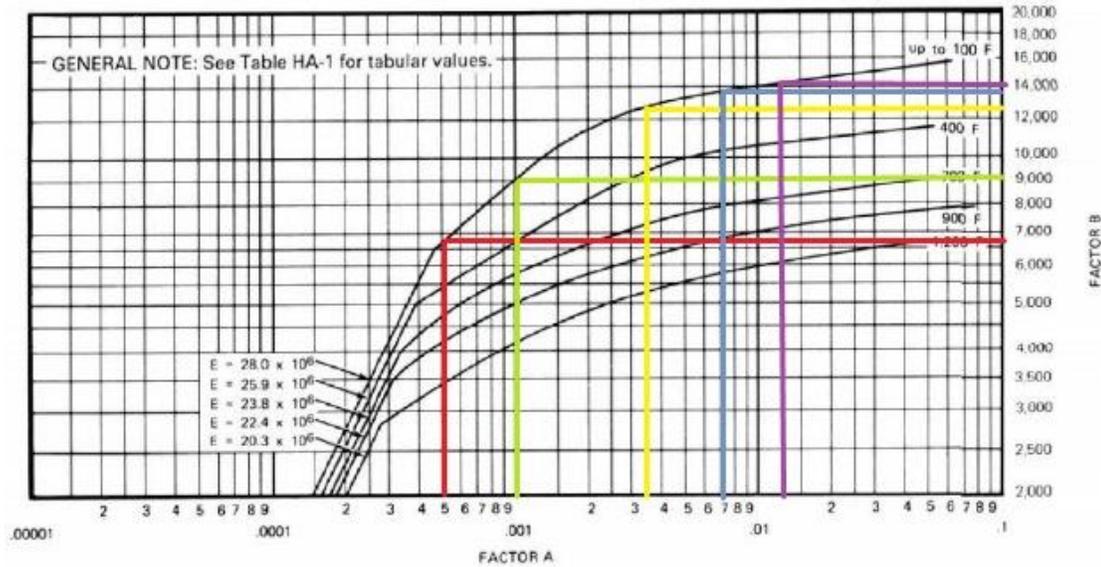


Figura 45 Diagrama para envolventes cilíndricas sometidas a presión externa. Determinación del factor B para recipientes de acero austenítico inoxidable (18Cr-8Ni) tipo 304⁶⁵

Se procede a calcular la presión máxima permisible P_a (lb/plg²), con los factores obtenidos:

$$P_a = \frac{2AE}{3(D_0/t)}$$

Para calcular la presión externa de diseño P se ocupa la siguiente ecuación:

$$P = \frac{4B}{3(D_0/t)}$$

Se compara el vapor de P_a con el valor de P, por lo que si se cumple que $P_a > P$ el espesor t supuesto soportara la carga atmosférica, y si $P_a < P$, es necesario ampliar el valor del espesor en el cilindro. Para garantizar que la coraza tenga una resistencia adecuada el valor de P_a debe ser aproximadamente 1.5 veces el valor de P ⁶⁶.

La presión crítica en la coraza P_{cr} se define como la presión a la cual el sistema se colapsara y se calcula según la ecuación de Von Mises con la siguiente ecuación:

⁶⁵ Diseño de recipientes a presión (ASME diseño de recipientes a presión y API 650)

⁶⁶ C. Hauviller. Design rules for vacuum chambers. CERN, Geneva, Switzerland



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kW_e



$$P_{cr} = \frac{0.25 * E}{1 - \nu^2} \left(\frac{t}{D_0}\right)^3$$

Donde E es el módulo de elasticidad del material y ν es el coeficiente de Poisson del material.

Los diámetros necesarios para la coraza de los modelos de condensador analizados son 20 y 22 plg, para calcular el espesor necesario en la coraza se toman las propiedades de las tuberías de acero⁶⁷ incluidas en los archivos anexos, y se sigue la metodología anterior. A partir de este análisis se genera las Tabla 9 y Tabla 10 donde se muestran las relaciones de presión que se obtienen con los diferentes espesores de coraza.

material		acero 304L											
longitud		2.5		m									
módulo de elasticidad		200000		MPa									
coeficiente de poisson		0.27											
diámetro de la tubería		20		plg									
diámetro de la tubería		508		mm		presión de máxima permisible		presión máxima de diseño en el		presión crítica de pandeo		factor de seguridad	
cedula	Espesor de la pared [mm]	Diámetro interno [m]	L/Do	Do/t	A	B	Pa [MPa]	P [MPa]	Pcr [MPa]				
10	6.35	0.4953	4.92	80.00	0.00018	2400	0.30	0.28	1.50	1.09			
20 STD	9.53	0.48894	4.92	53.31	0.0004	5600	1.00	0.97	5.06	1.04			
30 STD	12.7	0.4826	4.92	40.00	0.0007	7500	2.33	1.72	11.99	1.35			
40	15.09	0.47782	4.92	33.66	0.001	9000	3.96	2.46	20.11	1.61			
60	20.62	0.46676	4.92	24.64	0.002	11300	10.82	4.22	51.30	2.57			
80	26.19	0.45562	4.92	19.40	0.003	12100	20.62	5.73	105.12	3.60			
100	32.54	0.44292	4.92	15.61	0.005	13000	42.70	7.66	201.61	5.58			
120	38.1	0.4318	4.92	13.33	0.008	13900	80.00	9.58	323.63	8.35			
140	44.45	0.4191	4.92	11.43	0.01	14000	116.67	11.26	513.91	10.36			
160	50.01	0.40798	4.92	10.16	0.011	14100	144.39	12.76	731.88	11.32			

Tabla 9 Análisis para determinar el espesor de la coraza del condensador de vapor para el modelo propuesto.⁶⁸

material		acero 304L											
longitud		2.5		m									
módulo de elasticidad		200000		MPa									
coeficiente de poisson		0.27											
diámetro de la tubería		22		plg									
diámetro de la tubería		558.8		mm		presión de máxima permisible		presión máxima de diseño en el equipo		presión crítica de pandeo		factor de seguridad	
cedula	Espesor de la pared [mm]	Diámetro interno [m]	L/Do	Do/t	A	B	Pa [MPa]	P [MPa]	Pcr [MPa]				
10	6.35	0.5461	4.47	88.00	0.00022	3000	0.33	0.31	1.13	1.06			
20	9.53	0.53974	4.47	58.64	0.00035	5000	0.80	0.78	3.81	1.02			
30	12.7	0.5334	4.47	44.00	0.00065	7500	1.97	1.57	9.01	1.26			
60	22.23	0.51434	4.47	25.14	0.0019	11000	10.08	4.02	48.30	2.51			
80	28.58	0.50164	4.47	19.55	0.0032	12500	21.82	5.88	102.63	3.71			
100	34.93	0.48894	4.47	16.00	0.005	13000	41.67	7.47	187.36	5.58			
120	41.28	0.47624	4.47	13.54	0.0068	13500	66.98	9.17	309.25	7.31			
140	47.63	0.46354	4.47	11.73	0.011	14000	125.01	10.97	475.04	11.40			
160	53.98	0.45084	4.47	10.35	0.013	14200	167.44	12.61	691.50	13.28			

Tabla 10 Análisis para determinar el espesor de la coraza del condensador de vapor para el rediseño del condensador.⁶⁹

⁶⁷ Catálogo de tuberías de acero y materiales hidráulicos FERSUM México

⁶⁸ Catálogo de tuberías de acero y materiales hidráulicos FERSUM México,

⁶⁹ Catálogo de tuberías de acero y materiales hidráulicos FERSUM México,



Como se puede observar en las tablas la cedula del material, que se necesita para el modelo del condensador es de 60 y con ello se garantiza la resistencia del material ya que se tiene un factor de seguridad de aproximadamente 2.5.

Propuesta del condensador para el ciclo PWG

A continuación se desarrolla la propuesta realizada para la construcción del condensador de vapor con base en los resultados térmicos y mecánicos determinados por los cálculos. Tabla 11 muestra un resumen de los parámetros de operación a los que el condensador trabajara y las dimensiones geométricas calculadas anteriormente.

Condiciones de operación	Calculado	Propuesto	
Gasto de vapor	0.858	0.858	kg/s
Presión del operación del condensador	0.01	0.01	Bar
Temperatura del vapor	45.8	45.8	°C
Gasto del agua de enfriamiento	54.7	65	kg/s
Carga térmica de diseño	2275	2718	kWt
Eficiencia del condensador	80	80	%
Temperatura de entrada del agua de enfriamiento	25	25	°C
Temperatura de salida del agua de enfriamiento	33.1	32.6	°C
Calidad del vapor a la salida del condensador	10.5	0	%
Área de intercambio propuesta	46.3	55	m ²
Área de intercambio requerida	45.1	55	m ²
Numero de tubos	361	441	
Material de los tubos	Cu Ni 90-10	Cu Ni 90-10	
Longitud de tubos	2.505	2.5	m
Diámetro nominal de tubos (calibre 18)	1/2	1/2	in
Diámetro del haz tubular	0.465	0.508	m
Diámetro de la coraza	0.508	0.559	m
Espesor de la coraza	20.62	22.23	mm
Velocidad del agua de enfriamiento	1.08	1.05	m/s
Relación D/L	0.193	0.203	
Caída de presión	0.066	0.062	MPa
Coefficiente de transferencia de calor	2.474	2.43	kW/m ² *k
Claro en la coraza	1.76	3.37	cm
Numero de baffles	9	9	
Espesor de baffles	1/2	1/2	plg
Distancia entre baffles	25	25	cm
Porcentaje de corte del baffle	25	25	%
Diámetro de entrada de agua de enfriamiento	8	8	plg
Diámetro de entrada de vapor	10	10	plg
Diámetro de salida de condensados	1.5	1.5	plg
Diámetro de conexión para vacío			
Diámetro de conexión purgas			

Tabla 11 Características de diseño del condensador



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kW_e



A partir de estos parámetros se desarrollara el modelo del condensador de vapor propuesto para el ciclo PWG, donde se garantizaran las condiciones operacionales del ciclo. El modelo a desarrollar será el que tiene las modificaciones propuestas, por lo cual en el capítulo final se presenta el esquema en CAD del mismo, además los planos de diseño se presentan en los archivos anexos.



Capítulo 4 Sistema de vacío

En el capítulo anterior se realizó la evaluación del funcionamiento del condensador de vapor que se ocupara en el ciclo PWG, las condiciones operativas indican que dicho equipo trabajara a presiones de vacío, por tal motivo, es de suma importancia proponer un sistema que ayude a la generación del vacío dentro del condensador de vapor, además dicho equipo debe contribuir a mantener esta condición en el equipo.

Debido a que la implementación del sistema de vacío es de suma importancia para lograr que el sistema de condensación del ciclo PWG opere de forma óptima, este capítulo se enfoca en dar un panorama general de este tipo de tecnologías. Los sistemas más comunes para lograr condiciones de vacío en equipos térmicos como lo es el condensador de vapor, son las bombas de vacío y los sistemas de eyectores.

Al final del capítulo se propondrá un sistema que cumpla con los requerimientos para la operación del ciclo PWG, pero su análisis y diseño quedaran para un posterior análisis, ya que el estudio a detalle de este sistema no entra dentro de los objetivos de este trabajo.

Introducción a los sistemas de vacío

Existen diferentes máquinas para producir vacío en la industria, generalmente se pueden encontrar bombas centrífugas, bombas reciprocantes y eyectores.

Las bombas centrífugas pueden ser de los siguientes tipos: Sopladores radiales, canal de derivación anillo líquido, anillo de aceite, paletas deslizantes y embolo rotatorio. Las bombas reciprocantes solo se puede mencionar las bombas de tornillo. Los eyectores utilizan el principio de Venturi para el paso de fluidos (gas o líquidos) a través de un ducto.

Los sopladores radiales alcanzan un grado de vacío de hasta -46 in de H₂O y la presión de 50 in de H₂O con caudal de 77 a 2001 cfm. En canal de derivación el vacío es -321 in H₂O y la presión de hasta 402 in de H₂O con caudal de 9 a 824 cfm. Las paletas deslizantes alcanzan vacío de hasta 29.92 in Hg con caudales de 2 a 903 cfm y descarga de presiones de 29 psig con caudales de 2 a 359 cfm, con trabajos simultáneos vacío 18.1 in de Hg y presiones de 10.2 psig. Las bombas de embolo rotatorio están diseñados para grandes caudales que van de 9 a 4885 cfm con vacíos de 15.2 in Hg y presiones de 14.5 psig. Las bombas de tornillo son usada exclusivamente para la industria, alcanza vacío de hasta 29.92 in de Hg con caudales de 71 a 1530 cfm⁷⁰.

A continuación se realizara un abreve descripción del funcionamiento de los sistemas de generación de vacío.

⁷⁰ <http://www.tecbovac.com.mx/>

Bombas de vacío

Bombas de anillo líquido

Las aplicaciones más comunes son la extracción de vapores en procesos de polimerización y eliminación de alcoholes o solventes y otros gases.

El principio de operación de las bombas de vacío de tipo anillo líquido, es la resultante de la combinación de compresión isotérmica de los gases y de la condensación de los mismos al contacto del líquido sellante.

Un líquido frío es introducido alrededor de la cubierta del impulsor y debido a la fuerza centrífuga, forma un anillo concéntrico alrededor de la cubierta del impulsor. El impulsor está excéntricamente montado en la cubierta formando celdas en la parte donde está cerca de la cubierta debido a los alabes del impulsor. Un puerto de succión se coloca en la parte donde los alabes, los cuales están separados de la cubierta. Este puerto conduce el gas dentro de las celdas donde la presión es baja. El gas introducido dentro de las celdas es comprimido por la operación del líquido en el área donde los alabes están separados de la cubierta. Un puerto de descarga se coloca como conducto para descargar el gas comprimido de la bomba. Ya que el líquido absorbe el calor generado durante la compresión, una pequeña cantidad de líquido frío es continuamente introducido por el puerto de servicio de líquido y el exceso de líquido caliente es descargado con el gas en una corriente de gas/líquido. El líquido que se usa para formar el anillo líquido debe estar frío para mejorar el funcionamiento.

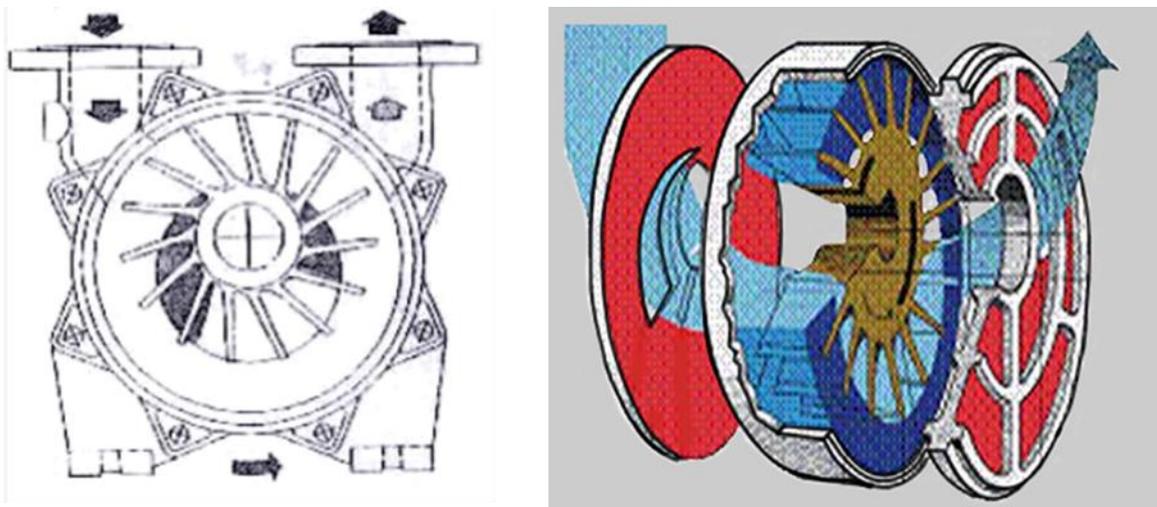


Figura 46 Bomba de anillo líquido⁷¹

La principal ventaja de esta bomba estriba en que, por no existir roce entre rotor y estator, (ya que el anillo de agua es el que roza con ambos) no hay prácticamente desgaste alguno de dichas piezas; el mismo anillo líquido hace las veces de lubricante y refrigerante. Otra ventaja de este tipo de bomba es la de poder aspirar vapores de agua o gases corrosivos expulsándolos junto con parte

⁷¹ <http://www.tecbovac.com.mx>



del agua sobrante del anillo. Con respecto al agua que forma el anillo líquido en la práctica resulta que el agua se calienta y se evapora, en definitiva, cada bomba consume cierta cantidad de agua que el fabricante debe de indicar, como una de las constantes del aparato.

Otra aplicación de ésta bomba consiste en la aspiración de atmósferas polvorientas, o cargadas de granos metálicos, abrasivos, etc., puesto que al mezclarse todo lo aspirado con agua y realizarse la expulsión de igual forma, estas impurezas no dañan las partes metálicas de la bomba.

Por su gran facilidad en la aspiración de vapores de agua, se emplean como bombas primarias en instalaciones de secado, a fin de eliminar la gran masa inicial de humedad y poder después terminar la operación con bombas de paletas, que proporcionan vacíos más elevados. Se fabrican bombas que aspiran aproximadamente de 25 a 3000 m³/h.⁷²

Bombas de paletas (supresores)

Este tipo de bomba de paletas se emplea para conseguir vacíos de hasta 0.133 Bar aproximadamente. La bomba consiste en un rotor, que gira excéntrico en el interior de un estator, provisto de 6 a 8 paletas dispuestas en forma radial. No precisa válvulas ni cámara de aceite, pues al girar el rotor, y por efecto de la fuerza centrífuga, las paletas son proyectadas hacia el exterior de forma que se ajustan perfectamente a la superficie interior del estator.

Las lumbreras de aspiración y expulsión van dispuestas lateralmente y cada vez que una paleta pasa por delante de la lumbrera de aspiración, aspira cierta cantidad de gas y lo traslada a la zona de expulsión, donde al ser comprimido, el gas escapará por la lumbrera correspondiente.

El volumen comprendido entre el estator, el rotor y las paletas va aumentando y al pasar por delante de la cámara correspondiente produce una aspiración del gas que comunica con dicha lumbrera. Este gas queda ahora aprisionado entre dos paletas que lo trasladan hacia la cámara de expulsión, donde sucede lo contrario, ya que este mismo volumen, formado entre el estator, el rotor y las paletas, va disminuyendo al pasar por delante de la lumbrera de expulsión, de modo que el gas, que llega a ella comprimido, es obligado a salir por la misma. Como existen varias paletas, no hay oscilaciones y el flujo aspirado es continuo.

El engrase de este tipo de bombas se efectúa por goteo, mediante un engrasador de tipo regulable instalado precisamente sobre la cámara de aspiración, ya que es la misma aspiración la que produce la depresión necesaria para que el aceite caiga. Generalmente el aceite está contenido en un depósito situado en el zócalo de la máquina. La principal aplicación de estas máquinas es para aquellos trabajos industriales en los cuales se requieren vacíos modestos, como por ejemplo para la fijación de piezas mediante ventosas, traslado de chapas, apertura de sacos de embalaje, fijación de papeles en máquinas de artes gráficas, comprobación de fugas en chapas soldadas, etc., es decir tipos de trabajo en los cuales el vacío no deba ser muy elevado, pero que requieran gran velocidad de aspiración y máquinas no excesivamente complicadas.

⁷² Manual operativo de instalación, puesta en marcha y mantenimiento de las bombas de vacío y compresores de anillo líquido. Pompetravaini S.P.A.

Estas máquinas tienen además, la gran ventaja de poder trabajar indistintamente como bombas de vacío o como compresores de aire a baja presión.

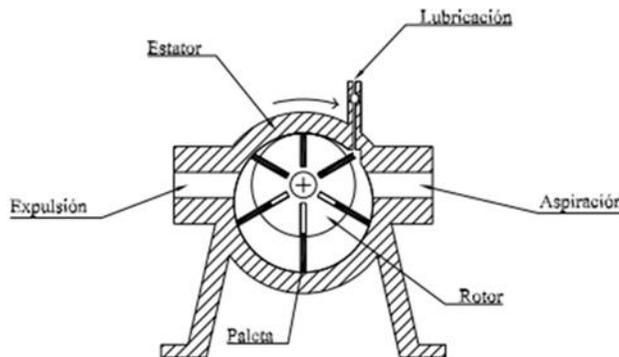


Figura 47 Bomba de vacío de paletas (supresor)⁷³

Bombas de paletas de simple y doble efecto

Este tipo de bombas es la que más difusión ha tenido para la obtención de bajas presiones, pudiendo llegar a alcanzar hasta los 10-3 Torr. El rotor provisto de un encaje rectangular por el que se deslizan dos paletas, gira excéntrico en el interior de un estator. Las paletas, por efecto de unos resortes interiores y de la fuerza centrífuga, son empujadas contra la superficie interior del estator. Cada vez que una paleta pasa por delante del tubo de aspiración, se inicia un aumento de volumen del espacio formado por el rotor, el estator, y la paleta. Este espacio crece hasta la posición de aspiración, a cada media vuelta, la bomba aspira un volumen igual al de dicha zona, o sea el doble por cada giro completo del rotor; este valor, multiplicado por el número de vueltas realizadas en una hora, nos dará el volumen aspirado a la presión atmosférica.

La expulsión tiene lugar a través de una válvula sumergida en una cámara de aceite, el cual, además de servir para lubricar todas las piezas en movimiento, actúa también como cierre de dicha válvula.

El engrase se efectúa mediante un taladro calibrado, que permite el paso de cierta cantidad de aceite al interior del estator, o bien por medio de unos orificios practicados en el eje del rotor, los cuales a cada vuelta de dicho eje recogen aceite de la cámara y lo lanzan a la zona de aspiración cuando ésta está cerrada por las paletas. La cantidad de aceite ha de ser abundante, ya que además de las funciones de engrase, ya señaladas, tiene que asegurar la estanqueidad de todas las piezas y juntas a fin de evitar las entradas de aire por las tolerancias que forzosamente deben de existir.

La velocidad de aspiración en este tipo de bombas es casi constante hasta presiones de 10 – 12 Torr, disminuyendo suavemente a partir de aquí hasta los 0.1 – 0.2 Torr y descendiendo luego con brusquedad hasta anularse a su presión límite.

⁷³ www.teisa.com.mx



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kW_e



El estator, las tapas, el rotor y la cámara de aceite se construyen generalmente en fundición gris sin poros, mientras que las paletas, válvulas y ejes, lo son con aceros aleados y templados. Se fabrican desde un volumen de aspiración de unos 2 m³/h, a unos 250 m³/h. En estas bombas se aplica el dispositivo de entrada de aire, muy conveniente para la aspiración de vapores de agua⁷⁴.

Las bombas de paletas de doble efecto se utilizan para conseguir vacíos de hasta 10⁻⁴ Torr. Encuentran gran aplicación como bombas primarias en difusores y también en la industria eléctrica.

Consta de dos cuerpos, uno de aspiración y otro de expulsión, formado cada uno de ellos por una bomba de simple efecto. Ambas bombas van montadas a un mismo eje, de forma que las paletas de cada una de ellas están dispuestas perpendicularmente a las de la otra. Con tal disposición, el cuerpo de expulsión refuerza la acción del de aspiración, lo que a su vez facilita la evacuación de gas y eleva el grado de vacío alcanzable.

Permiten aspirar gases, incluso mezclados con vapores, desde la presión atmosférica hasta su vacío límite y pueden trabajar ininterrumpidamente las 24 horas del día.

Como todo lo que aspiran es expulsado a través del aceite, existe el peligro de que éste se descomponga si se aspiran gases que lo ataquen, como por ejemplo vapores de agua o de gasolina. En tal caso deberá cambiarse periódicamente y frecuentemente el aceite, para prevenir la consiguiente pérdida de vacío.

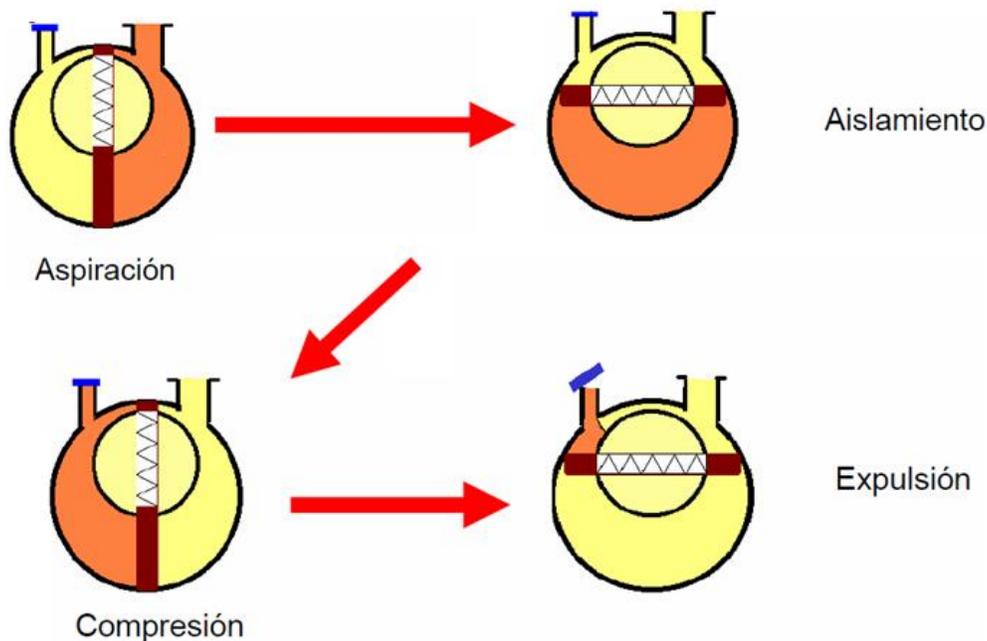


Figura 48 Bomba de paleta de simple efecto⁷⁵

⁷⁴ Bombas "selección uso y mantenimiento". Kenneth J. y otros. Traducción de Francisco G. Noriega.

⁷⁵ <http://sistemasymaquinas.blogspot.mx>

Bombas de diafragma

Las bombas alternativas de membrana están formadas por una cámara rígida de la cual una pared es una membrana flexible de caucho o cualquier otro material similar, en los extremos de esta cámara se sitúan dos válvulas anti-retorno que sólo permiten un sentido de circulación del fluido bombeado.

La membrana flexible efectúa un movimiento alternativo de vaivén que modifica el volumen de la cámara. Cuando la membrana flexible se desplaza hacia abajo, el volumen de la cámara aumenta, se cierra la válvula de impulsión, se abre la de aspiración y el fluido bombeado penetra dentro del cuerpo de la bomba. Cuando la membrana avanza hacia abajo, el volumen disminuye y el fluido el impulsado a la zona de alta presión, puesto que la válvula de admisión se cierra y la de impulsión se abre.

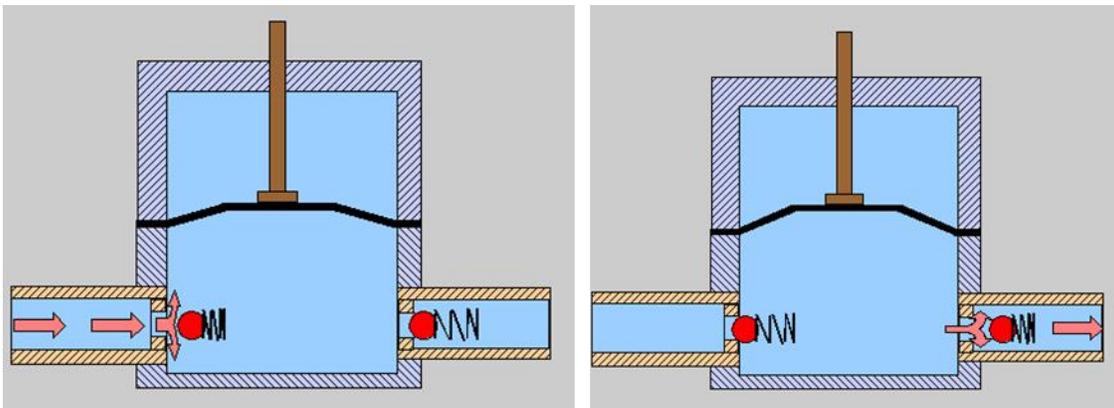


Figura 49 Proceso de extracción de bomba de diafragma⁷⁶

Para aportar la energía necesaria para mover la membrana y bombear el fluido puede hacerse de dos formas distintas:

- Mediante un sistema mecánico del tipo biela manivela.
- Mediante un sistema neumático, alimentado con un gas a presión.
- Mediante un sistema hidráulico, con el mismo principio que el anterior, pero con la diferencia que el fluido empleado es líquido.

Entre sus ventajas está que no existe la posibilidad de contaminación del fluido bombeado, por lo que es una bomba totalmente seca. Entre sus limitantes está el flujo pulsante que se obtiene, tienen su principal aplicación en laboratorios médicos en analizadores de química.

A nivel industrial, maneja un gasto típico que va de los 15 a 45 lt/min con una presión vacuométrica de 1000 mBar⁷⁷. La Figura 50 muestra las partes principales de una bomba de diafragma a nivel industrial.

⁷⁶ http://www.sabelotodo.org/aparatos/bombasimpulsion.html#Bombas_de_diafragma.

⁷⁷ Manual de calefacción 2011. Ferroli. Jutglar Luis y otros. Marcombo.

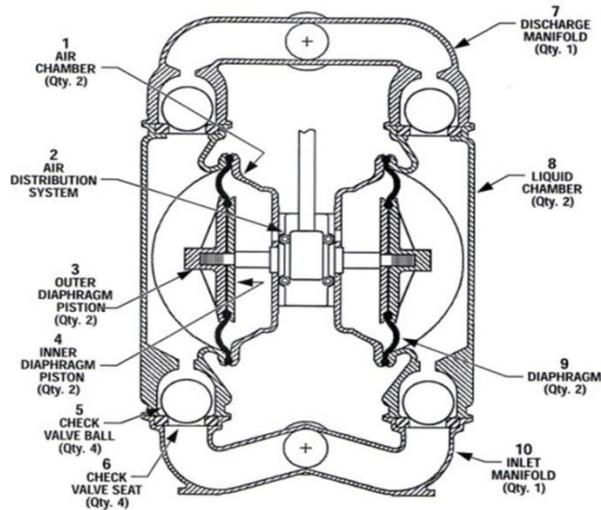


Figura 50 Partes de una bomba de diafragma⁷⁸

Bombas de canal lateral

Mediante un rodete especial, el aire aspirado está obligado a seguir un recorrido en espiral y asimismo sometido a reiteradas aceleraciones incrementando así la presión diferencial del fluido transportado a través del soplante. El rodete está montado directamente sobre el eje del motor y todas las partes giratorias están dinámicamente equilibradas, obteniéndose así una ausencia prácticamente total de vibraciones.

Se utilizan en todas aquellas aplicaciones que demandan un vacío de servicio mayor del alcanzable con un ventilador y que sin embargo no precisan del uso de una bomba de vacío. Se puede montar en posición horizontal o vertical, con caudales de hasta 1500 m³/h, tiene una descarga exenta de pulsaciones y una presión diferencial máxima de vacío desde 175 hasta 400 mbar⁷⁹.

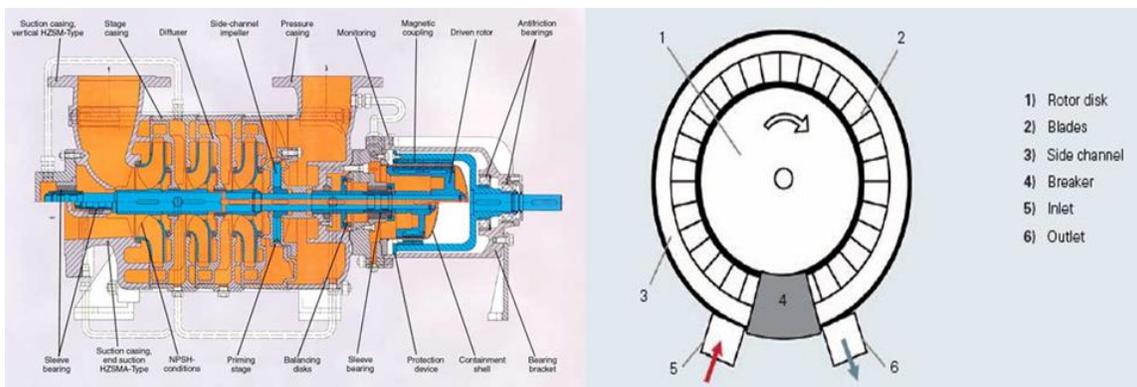


Figura 51 Partes de una bomba de canal lateral⁸⁰

⁷⁸ Bombas "teoría, diseño y aplicación" 204. Viejo Manuel y Álvarez Javier

⁷⁹ Manual operativo de instalación, puesta en marcha y mantenimiento de las bombas de vacío y compresores de anillo líquido. Pompetravaini S.P.A.

⁸⁰ Soplante a canal lateral. Manual de instalación y mantenimiento. Gugliotta & Co.

Eyector

Los eyectores son generadores de vacío puramente neumáticos que funcionan según el principio de Venturi. El aire comprimido entra a través de A en el eyector y fluye por la tobera B. Inmediatamente detrás de la tobera difusora se produce una depresión (vacío) que hace que el aire se vea aspirado a través de la conexión de vacío D. El aire aspirado y el aire comprimido salen juntos a través del silenciador C.

Los eyectores se emplean para la obtención de vacío, en todos aquellos casos en los cuales se han de aspirar gases o líquidos que resultan perjudiciales para los tipos de bombas que requieren lubricación. Por ejemplo si ha de aspirarse vapor de agua en gran cantidad, es preferible el empleo de un eyector apropiado al de una bomba de paletas, ya que en ésta el vapor estropearía el lubricante al tener que atravesar la cámara que contiene el aceite.

Los eyectores son unas máquinas para hacer el vacío, que trabaja mediante la aspiración producida por un chorro de vapor, al expansionarse en determinadas condiciones. El chorro posee siempre a su salida del eyector, una velocidad supersónica.

Su ventaja reside en que el conseguir una mayor velocidad en el chorro de vapor y al no existir el límite de la tensión máxima del vapor de agua, pueden alcanzarse presiones de 0.1 Torr con un solo eyector y de hasta 5×10^{-3} Torr con dos eyectores, otra ventaja es que alcanzan el vacío a gran velocidad. Los eyectores a vapor de agua pueden trabajar directamente contra la presión atmosférica sin que esto merme su rendimiento. Los eyectores de vapor de agua se fabrican con capacidades de aspiración de hasta 100000 m³/h, y encuentran su principal aplicación en las grandes plantas petroquímicas para la destilación de subproductos del petróleo. El que puedan fabricarse con volúmenes de aspiración tan elevados se debe a que en su construcción no interviene ninguna pieza móvil⁸¹

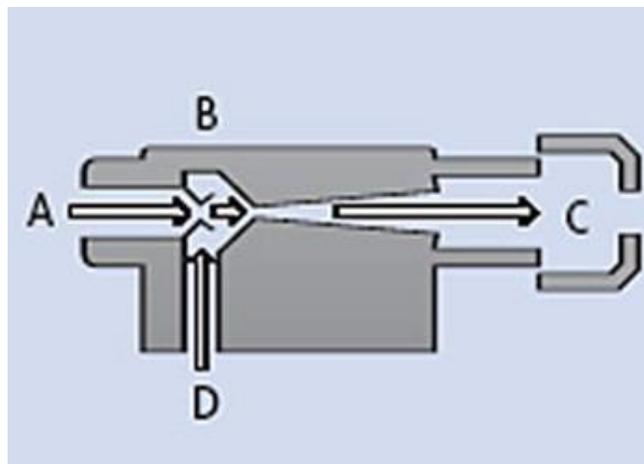


Figura 52 Eyector de vapor de agua⁸²

⁸¹ <http://www.esperia.es/modulos/usuariosFtp/conexion/archi363A.pdf>

⁸² <http://es.schmalz.com/produkte/vakuumkomponenten/allgemeineinfos/00409/>



Comparativa entre sistemas de vacío

La Tabla 12 muestra un resumen de las características principales de los diferentes tipos de generadores de vacío. En ella se detalla el tipo, la presión máxima de vacío, la capacidad de flujo a la que puede operar, sus aplicaciones más comunes y algunas características de operación.

Generador de vacío	Presión máxima de vacío	Capacidad	Aplicación más común	Mantenimiento	Limitaciones
Bombas de anillo líquido	0.05 Bar	0.02784 [m ³ /s] a 0.45 [m ³ /s]	Obtención de condensados de alta pureza	Mantener nivel de agua	Consume cierta cantidad de agua
Supresores	0.13 Bar		Trabajos industriales Pvac < 100 Tor	Mantener nivel de aceite	Menor desempeño que otro tipo de bombas
Bombas de paletas simple efecto	< 1 milibar	de 2 [m ³ /hr] a 250 [m ³ /hr]	Bombas primarias en difusores	Mantener nivel de aceite	El flujo aspirado es expulsado a través del aceite
Bomba de paletas doble efecto	< 1 milibar	de 2 [m ³ /hr] a 250 [m ³ /hr]	Industria eléctrica	Mantener nivel de aceite	El flujo aspirado es expulsado a través del aceite
Bomba de diafragma	1 Bar	45 lt/min	Aplicaciones en laboratorio y química	Cambio de diafragma (aprox cada 15000 horas)	Flujo pulsante
Bomba de canal lateral	0.6 Bar	hasta 1500 [m ³ /hr]	Usadas para equipos que no requieren bombas de vacío	Libre de mantenimiento	Menor vacío en comparación con otras bombas
Eyector a vapor de agua o aire	hasta 0.13 milibar	hasta 100000 [m ³ /hr]	Grandes plantas petroquímicas	Libre de mantenimiento	Necesidad de un flujo de alimentación
Eyector a vapor de aceite	hasta 0.13 milibar	hasta 1000 [m ³ /hr]	Petroquímica, destilación productos	Libre de mantenimiento	Necesidad de aceite y una fuente de calor

Tabla 12 Comparativa entre generadores de vacío.

Debido a las características requeridas por el ciclo PWG se recomienda el uso de un eyector a vapor de agua o aire ya que con este equipo se puede alcanzar el grado de vacío necesario para la condensación del vapor dentro del ciclo. La capacidad de flujo que el eyector puede extraer depende en gran medida de la potencia del compresor con el que opera, por lo que la operación del mismo depende de los requerimientos en el sistema. Otra ventaja al utilizar un eyector es que se puede mantener un vacío constante en el sistema de condensación, con lo cual se garantizan las condiciones operativas en esta parte del ciclo.



Capítulo 5 Resultados y conclusiones

La capacidad de generación eléctrica en México a partir de recursos geotérmicos es de 964 MW y el escenario de planeación muestra que dicha capacidad aumentara para 2025, pero es importante el desarrollo de tecnologías para lograr este objetivo. El aprovechamiento de energía geotérmica de baja entalpia representa una oportunidad para el crecimiento del sector, ya que se han localizado zonas con las características necesarias para la explotación en todo el territorio nacional, además de los grandes yacimientos ya explotados (Cerro Prieto, Los Azufres, Tres Vírgenes y Los Humeros).

La explotación de yacimientos geotérmicos de baja entalpia se ha realizado con las diversas configuraciones del ciclo binario, pero problemas por incrustaciones o altos periodos de mantenimiento han delimitado su implementación a mayor escala. El ciclo PWG pretende resolver este tipo de problemas al sustituir algunos de los sistemas del ciclo binario como lo es el intercambiador de calor de tubo y coraza por un intercambiador de placas, donde el mantenimiento es relativamente fácil.

El ciclo PWG propuesto genera una potencia de 300kW a las condiciones óptimas de operación de los equipos que lo conforman y además se supone condiciones atmosféricas constantes (25°C y 1 [Bar]), el vacío en el condensador es de 0.1 [Bar] y que el fluido geotérmico necesario para la operación del ciclo está garantizado. Tomando como referencia las curvas de eficiencia contra potencia que se muestran en el capítulo uno, se seleccionaron los parámetros de operación del ciclo PWG. Los parámetros más relevantes seleccionados para la operación del ciclo son la temperatura del recurso geotérmico, el flujo másico del recurso geotérmico, la presión de operación de la turbina y la presión de operación del condensador.

Además se ha realizado una comparativa entre los parámetros básicos de operación del ciclo binario con los del ciclo PWG, encontrándose que el ciclo PWG tiene eficiencias muy parecidas a las del ciclo binario. Por ejemplo si el fluido de trabajo en los ciclos es agua la eficiencia del ciclo PWG es de 11.8%, mientras que la eficiencia del ciclo binario es de 13.7%. Adicionalmente se estima que la inversión para la implementación del ciclo PWG está entre \$220,000 y \$235,000 USD y los precios del ciclo binario son equiparables.

Debido a que se conoce ampliamente el comportamiento del agua, se optó por realizar el análisis del ciclo PWG con este fluido para su operación en miras a su posible implementación en laboratorio, por lo cual se obtuvieron las propiedades física del agua de la literatura (tablas de vapor).

Se encontró que las condiciones ambientales pueden afectar directamente en el rendimiento del condensador y con ello en la eficiencia del ciclo, por tal razón se determinó que dichas propiedades fuesen fáciles de encontrar en la superficie terrestre, por lo cual el análisis se realizó suponiendo 25°C y 1 [Bar].



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kWe



A pesar de que la eficiencia en el ciclo PWG es de 11.8%, si es operado con agua como fluido de trabajo, el proyecto tiene una oportunidad de aprovechamiento, ya que ocupa una fuente de energía de bajo consumo, pero de gran capacidad. Se justifica la baja eficiencia de esta tecnología debido a que la eficiencia de Carnot en estos sistemas es solo del 27.8%.

El ciclo PWG requiere del análisis detallado de cada uno de los equipos que lo conforman, por lo cual en el capítulo 2 se analizó las características de operación de diferentes tipos de condensadores de vapor y se determinó que el más apropiado para el sistema propuesto es el condensador de vapor de tubo y coraza, ya que alcanza presiones de vacío superiores a 0.1 [Bar] por lo que este requisito de operación cumple las necesidades del ciclo. Además al no utilizar un proceso de mezcla para condensar el vapor se puede aprovechar el condensado para reingresarlo al ciclo y mejorar el desempeño del mismo.

Debido a las características de este equipo se requiere que el flujo que entra al condensador sea solo vapor de agua y el proceso de condensación se lleve a cabo a través del contacto del vapor con los tubos, que a su vez son enfriados por agua que circula en su interior, idealmente se pretende que el fenómeno de condensación se realice por goteo, pero al ser muy difícil alcanzar tal condición, se analiza el fenómeno de condensación por película, siendo esta última la más usada para el diseño de este tipo de equipos. Por tal motivo, el análisis de transferencia de calor del condensador supone un fenómeno de película para la condensación.

El funcionamiento de las bombas de circulación, la instrumentación y control, el sistema de drenado y de vacío, se debe garantizar para que el condensador cumpla con su función, por lo cual se debe considerar su lugar de implementación a la hora de la instalación del modelo y diseño del modelo, para esto se debe tomar en cuenta la instalación de estos equipos.

En el capítulo 3 se planteó la metodología a seguir para determinar que el área de intercambio necesaria para el condensador es de 55m^2 , y con ella determinar que el número de tubos necesario para la operación es de 441, tras analizar 6 materiales para los tubos con diferentes diámetros y calibres, se encontraron solo 4 configuraciones que cumplían con los requerimientos necesarios para su implantación en el ciclo pero tras el análisis detallado se determinó que la mejor opción era la configuración realizada con tubos de cobre níquel 9010.

Se encontró que bajo el modelo térmico planteado, el 10.5% de vapor que entra en el equipo no se condensa, esto se debe a que el modelo propuesto considera condiciones constantes de intercambio de calor, pero el comportamiento real puede divergir en debido a que dicha situación no es constante.

Inicialmente se planteó que el incremento de temperatura para el agua de enfriamiento fuese de 10°C , pero el análisis realizado en ASPEN PLUS 7.2 mostró que dicho incremento apenas sobrepasa los 8°C (desde 25°C), lo que demuestra que el software realiza un análisis más a fondo sobre el equipo. La transferencia de calor en los tubos no es uniforme, a pesar de esto, el análisis térmico propuesto es una buena aproximación.



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kW_e



El área propuesta para el modelo final es de 46.3 m² y se considera que es apropiada para la configuración del sistema, y el software muestra que la diferencia entre el área propuesta y el área requerida solo es de algunos milímetros. Del análisis de sensibilidad se puede concluir que el área de intercambio es el único parámetro que afecta de forma directa la configuración del condensador, ya que depende en gran medida del tipo de material ocupado en los tubos. Se propuso un incremento de aproximadamente del 20% (55 m²) para lograr que todo el vapor que entra en el condensador se condense.

El rendimiento del condensador de vapor depende de los parámetros de los flujos a la entrada del mismo, por ejemplo el flujo de agua de enfriamiento requerido para condensar todo el flujo de vapor es aproximadamente 105 kg/s casi el doble que el flujo propuesto inicialmente (54.7 kg/s), a las condiciones propuestas. Para ayudar a la condensación se propuso que se incremente el flujo de agua de enfriamiento hasta 65 kg/s.

Otro análisis muestra que si la temperatura del agua de enfriamiento cambia repercute directamente en el funcionamiento del mismo, por tal motivo se delimitó el rango de dicha temperatura y se determinó que la temperatura máxima de entrada de este flujo es 29°C. Finalmente, se encontró que la cantidad de flujo de vapor que entra en el condensador determina la configuración final del equipo, por lo que es necesario un margen de operación amplia. Para el caso de estudio se plantea que el flujo máximo de vapor que entra en el equipo es de 1.2 kg/s.

Se analizó la coraza del sistema a fin de garantizar que soporte el vacío generado en el sistema, para lo cual se determinó que el material del apropiado para dicha envolvente es acero tipo 304L y con una cedula 60.

Finalmente es importante mencionar que los análisis realizados a cada una de las partes del ciclo se pretenden validar mediante el análisis a los modelos físico que se plantean construir, pero la manufactura de los mismos queda como trabajo a futuro.



Bibliografía:

Alessandro Franco, Marco Villani , 2008. Optimal design of binary cycle power plants for water-dominated, medium-temperature geothermal fields

Dickson, Mary h. y Fanelli Mario, What is Geothermal Energy, Instituto di Geoscienze e Georisorse, CNR, Pisa, Italy, 2004.

Geothermal Energy. Clean Sustainable Energy for the benefit of Humanity an the Enviroment, Energy and Geoscience Institute al the University of Utha, 2001.

World Energy Council 2007, 2007 Survey of Energy Resources

The Future of Geothermal Energy Impact of Enhanced Geothermal Systems (EGS) on the United States in the 21st Century, Massachusetts Institute of Technology 2006.

DiPippo, R., 1999. Small geothermal power plants: design, performance and economics. Geo-Heat Center Quarterly Bulletin 20 (2), 1–9.

DiPippo, R., 2004. Second Law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids. Geothermics 33, 565–586.

DiPippo, R., 2008. Geothermal Power Plants: Principles, Applications Case Studies and Environmental Impact, 2nd edition. Butterworth-Heinemann, New York, NY, USA, p. 493.

Franco, A., Villani, M., 2008a. Ottimizzazione di apparati di scambio termico per impianti geotermici a ciclo binario. In: Atti del XXVI Congresso Nazionale sulla Trasmissione del Calore, 23–25 June, Palermo, Italy, vol. CD.

Gawlik, K., Kutscher, C., 2000. Investigation of the opportunity for small-scale geothermal power plants in the western United States. Geothermal Resources Council Transactions 24, 109–112.

Gnutek, Z., Bryszewska-Mazurek, A., 2001. The thermodynamic analysis of multicycle ORC engine. Energy 26, 1075–1082.

Armando Aceves. September 1984. Design Approach of Steam-Water Separators and Steam Dryers for Geothermal Applications.

Ramesh K. Shah and Dusan P. Sekulic. Fundamentals of heat exchanger desing, Ed. Wiley primera edición 2003

H Cristopher H Armstead. Energía geotérmica, Ed. Limusa. Noriega Editores primera edición 1989

Torres Vicente. Geotermia en México. Facultad de ingeniería UNAM. Programa universitario de energía 1993, UNAM, México.



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kW_e



Yanus A. Cengel. Termodinámica, Ed. Mc Graw Hill, cuarta edición 2003

García Oziel. (2008) Los recursos geotérmicos de baja entalpía: una opción en la generación eléctrica y la desalación de agua de mar (tesis de licenciatura- UNAM)

Kagel & Gawell. A guide to geothermal energy and environment. Geothermal energy association. 2007.

Programas de obras e inversiones del sector eléctrico 2012-2026, CFE 2012, coordinación de planificación.

Kresly Aguirre. Diseño de un condensador barométrico tipo bandejaperforada sencilla para un sistema de evaporación, (tesis de licenciatura Universidad de San Carlos de Guatemala)

Diseño de una columna de destilación multicomponente (referencias)

Apuntes sobre condensadores y precalentadores de agua.

Condensation on external surface chapter 7, engineering data book III (2007), Wolverine tube, inc.

Claudia S. Gómez Quintero, Apuntes de procesos químicos para ingeniería en sistemas, capítulo 5.

C. Hauviller, Design rules for vacuum chambers, CERN, Geneva, Switzerland

W. Stoecker: "Industrial Refrigeration Handbook", 1998.

ASHRAE Handbook, Refrigeration Volume, 1994.

Catálogo de productos FERSUM 2012

Process component design. P. Buthod & all, Capítulo 8 "Heat Exchangers Design". Universidad de Tulsa .Oklahoma

Chemical process equipment, selection and design Stanley M. Walas. Section 8. "Heat Transfer and Heat Exchangers". Butterworth-Heinemann

Manual del ingeniero químico. Perry & Chilton. Sección 10. "Transferencia de Calor". Sección 11. "Equipos de Transferencia de Calor". Mc Graw Hill

Generación de energía eléctrica y sistemas de agua circulante gilberto mejía y oscar sánchezuniversidad de la sallefacultad de ingeniería eléctricabogota, agosto 25 de 2006

Ramos Juan y Ramírez Raúl. Cuaderno de fórmulas, tablas, figuras y problemas de transferencia de calor, Diciembre de 2009

Páginas de internet

<http://195.33.167.185/opencms/opencms/gib/es/index.html>



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DE CAPACIDAD DE 3.2 MWt ACOPLADO
A UN CICLO "PWG" (PRESSURE WATER GENERATION), EL CUAL GENERA 300 kW_e



<http://www.eco2site.com/informes/imp-amb-renov3.asp>

Instituto de Investigaciones eléctricas: <http://www.iiie.org.mx/geotermia/areas.htm>

Geothermal education office: <http://geothermal.marin.org/>

<http://www.herrenknecht.com/>

<http://geothermal.marin.org/GEOpresentation/sld092.htm>

www.cfe.gob.mx

<http://es.scribd.com/>

http://195.33.167.185/opencms/opencms/gib/es/products/Surface_condenser/

<http://es.scribd.com/doc/50572856/18/Condensadores-de-superficie>

<http://es.scribd.com/doc/50685095/CONDENSADORES>