

Universidad de
Cienfuegos

Facultad de Ingeniería
Departamento de Mecánica



Evaluación de la oferta de
un intercambiador de placas
para el calentamiento de
petróleo

Autor: Javier Clavelo Suárez

Tutor(es): MsC. Víctor Molina Romeu

MsC. Milagros Montesino Pérez

Asesor(es): DrC. Milagros Mata Varela

2016-2017

Persigue tu dicha y el universo abrirá puertas

donde antes sólo había muros

Joseph Campbell

A mi mamá

que ha sido pilar indiscutible en mi vida y

me ha brindado su apoyo

incondicionalmente

en las buenas y en las malas, y siempre

será el

factor principal en la formación de

este Profesional, a ti mami, ¡Muchas

Gracias!

Javier

Agradezco especialmente a mis tutores

Vitico y Milagros quienes

me han brindado su tiempo y

conocimiento. A mi esposa que me

aconseja

en todo momento y me apoya

cariñosamente.

A mi hermana que me ayudó con el niño

cuando tenía que trabajar.

A mi papá quien gestionó el tema de la
tesis y me ayudó.

A mis tías y primas que
siempre se han comportado como
hermas y madres en toda
mi vida y a mi nene que, aunque no me
ayudó en nada

siempre será motivo de felicidad en mi
vida a todos ellos y

especialmente a mi mamá y mi suegra.

Gracias.

Javier

Resumen

En el presente trabajo que tiene como título " Evaluación de la oferta de un intercambiador de placa para el calentamiento de petróleo " se realiza una búsqueda bibliográfica acerca de los dispositivos adecuados para cumplir la función de calentador de combustible. La constante explotación a la que se han sometido los calentadores de combustible de tubo y coraza de la termoeléctrica Babcock Hitachi kk. (JHTAC) U-Tube Type, ha provocado su deterioro y para lograr la temperatura requerida en la caldera la entidad se ha visto obligada a emplear los dos calentadores (el de operación y el de reserva) provocando esto la imposibilidad de salida de mantenimiento de los equipos. En la actualidad la empresa busca una solución adecuada para este inconveniente y como resultado de un profundo análisis se propone sustituir los intercambiadores de tubo y coraza por intercambiadores de placas. En el cuerpo del trabajo se valora la propuesta del intercambiador de placa tipo Compabloc CPL75 hecha por la firma Alfa Laval y se realiza un análisis económico de la rentabilidad que poseen estos equipos y su puesta en marcha. La firma Alfa Laval asegura proveer un dispositivo capaz de realizar la función de calentadores de combustible y como parte de este estudio se busca comprobar si los dispositivos propuestos por dicha firma son capaces de satisfacer las demandas de la empresa tanto si quema fuel oil como si quema crudo cubano PCM-1400. El cálculo de comprobación realizado demuestra que el área de 95.8 m² garantiza con un 13 % de reserva las necesidades de calentamiento de ambos combustibles.

Abstract

Presently work that has as title "Evaluation of the offer of an exchanger of plates for the heating of petroleum" is carried out a bibliographical search about the appropriate devices to complete the function of heater of fuel. The constant exploitation to which they have undergone the heaters of tube fuel and armour of the thermoelectric Babcock Hitachi kk. (JHTAC) Or-Tube Type, it has caused their deterioration and to achieve the temperature required in the boiler the entity it has been forced to use the two heaters (that of operation and that of reservation) causing this the impossibility of exit of maintenance of the teams. At the present time the company looks for an appropriate solution for this inconvenience and as a result of a deep analysis intends to substitute the tube and armour for exchangers of plates. In the body of the work the proposal of exchangers of plates type Compabloc CPL75 is valued made by the signature Alpha Laval and make an economic analysis about the profitability that they possess these teams and its setting in march. The signature Alpha Laval assures to provide a device able to carry out the function of heaters of fuel and like part of this study is looked for to check if the devices proposed by this signature are able to satisfy the demands of the company so much if it burns fuel oil as if raw Cuban PCM-1400 burns. The carried out confirmation calculation demonstrates that the area of 95.8 m² guarantees with 13 % reservation the necessities of heating of both fuels.

Índice

Introducción	1
Capítulo 1: Intercambiadores de calor	5
1.1. Concepto de intercambiador de calor	5
1.2. Clasificación general de los intercambiadores de calor	5
1.3. Tipos de intercambiadores de calor y sus aplicaciones más frecuentes en la industria.	11
1.4. Ventajas y desventajas de los intercambiadores de calor de tubo y coraza y placas	17
1.5. Intercambiadores de calor de placas.....	19
1.6. Comparación entre intercambiadores de tubo y coraza e intercambiadores de placas...	24
1.7. La tecnología de placas de Alfa Laval	26
1.8. Condensador de placas	28
1.9. Compabloc Intercambiador de calor de placas soldadas (Fuente: Manual de instrucciones de Compabloc ALFA LAVAL).....	29
1.10. Metodologías de diseño general	33
1.11. Método de la DMTL	34
1.12. Conclusiones del capítulo 1.....	36
Capítulo 2: Cálculo térmico de diseño de los intercambiadores de calor de placa.	34
2.1. Cargas térmicas	35
2.2. Diferencia Media de Temperatura Logarítmica (DMTL)	38
2.3. Número de unidades transferidas (HTU)	38
2.4. Área provisional	39
2.5. Número de placas térmicas y número total de canales.....	39
2.6. Número de canales paralelos por paso	39
2.7. Arreglo del intercambiador	40
2.8. Coeficientes peliculares de transferencia de calor.....	41

2.9.	Coeficiente global de transferencia de calor	44
2.10.	Área de transferencia de calor	44
2.11.	Margen de servicio	44
2.12.	Coeficientes peliculares de transferencia de calor para el combustible PCM-1400	45
2.13.	Coeficiente global de transferencia de calor para el combustible PCM- 1400.....	46
2.14.	Área de transferencia de calor para el combustible PCM-1400.....	47
2.15.	Margen de servicio para el petróleo PCM-1400.....	47
2.16.	Análisis de resultados.....	47
2.17.	Conclusiones del capítulo 2.....	49
Capítulo 3: Análisis Económico.....		49
3.1.	Cantidad de dinero que representa el ahorro de combustible.....	49
3.2.	Inversión y gastos de capital	50
3.3.	Evaluación del valor del dinero a través del tiempo.....	51
3.4.	Interés real (en moneda constante).....	52
3.5.	Métodos para la evaluación financiera de proyectos de inversión.	53
3.6.	Valor Actual Neto (VAN).....	54
3.7.	Tasa Interna de Retorno (TIR)	55
3.8.	Período de Retorno de la Inversión (PRI) y resultados del análisis económico.....	56
3.9.	Conclusiones del capítulo 3.....	59
Conclusiones Generales		60
Recomendaciones.....		61
Bibliografía		62
Anexos.....		66



Introducción

Introducción

El uso de intercambiadores de calor de placas en la industria moderna ha cobrado gran intensidad producto a las ventajas que poseen en correspondencia con los intercambiadores de tubos y coraza. Estos equipos son muy difundidos, cubriendo una amplia gama de aplicaciones. Presentan características muy especiales tanto en su diseño como en la operación que los hace motivo de un estudio particular. La mayoría de los textos de transferencia de calor hacen mención a estos equipos, aunque presentando generalidades, lo que impide conocer más detalladamente los principios de funcionamiento y el cálculo de los mismos. La mayor parte de la literatura sobre los intercambiadores de placas proviene de los fabricantes de equipos (quienes poseen know-how) y su difusión está generalmente restringida al ámbito industrial, es decir entre sus usuarios.

Aunque existe bibliografía especializada y por supuesto autores comprometidos con el tema, los principios de diseño, expresiones de cálculos y rangos permisibles se encuentran como propiedad industrial y es muy complicado elaborar una metodología práctica sin contar con laboratorios especializados que permitan desarrollar de manera empírica un algoritmo para el diseño de estos equipos. Los resultados obtenidos hasta el momento solo datan de la proximidad de valores técnicos, pero es imposible tomar a ciencia cierta los valores más usados en la transferencia de calor.

Nuestro país no está exento a esto y en la industria cubana el uso de estos equipos ha ganado intensidad en los sistemas de climatización, alimenticios y químicos. De las principales actividades que se llevan a cabo en nuestro país se encuentra la generación, cogeneración y regeneración de energía.

Ante el reto de proporcionar el producto con la calidad y eficiencia exigida se buscan tecnologías que faciliten el logro de estos parámetros en la industria cubana. Por ello la sustitución prolongada de equipos de transferencia de calor de tubo y coraza por equipos más modernos de placas (siempre y cuando sea factible su cambio) permitirán a la industria cubana marchar a la par a las industrias pertenecientes al primer mundo, y lograr altos índices de eficiencia y productividad.

Introducción

Para lograr esta meta es necesario crear una base técnica que posibilite un desarrollo sostenible y de paso a una cultura ampliada que inicie el desarrollo industrial de nuestro país. Con este trabajo se busca implementar este tipo de equipos en los campos industriales cienfuegueros los cuales pueden incrementar sus capacidades productivas con el uso de este tipo de implementos. Especialmente en los sistemas universitarios de nuestro centro de altos estudios el cuál presta servicios a las entidades industriales de nuestra provincia y es responsable de la preparación de los futuros profesionales de nuestro país.

La Empresa Termoeléctricas Cienfuegos (ETE) consta con 2 unidades de fabricación japonesa (Hitachi) de 158 MW de potencia. Esta empresa tiene como premisa aportar energía eléctrica al sistema nacional, lleva 34 años, siendo un colectivo “Vanguardia Nacional”, distinción que solo ostenta con mayor cantidad de años el periódico “Granma”, siendo estos los únicos colectivos que poseen tal distinción con mayor cantidad de años.

En el año 2009 concluyó el proceso de mantenimiento capital modernización del Bloque No 4, proyecto que contó con la asesoría de especialistas del fabricante (HITACHI), el que se desarrolló con éxito, como parte de este proceso se sustituyeron equipos importantes del bloque tales como paredes de agua, sistema de quemadores, calentadores de aire regenerativo, se intervino el generador sustituyendo el 100% de su aislamiento, así como la turbina de vapor, de igual modo fue sustituido el sistema de control de unidad por uno más moderno (del tipo Procontrol P) y toda la instrumentación de campo del bloque. Actualmente se encuentran en proceso de preparación con iguales propósitos la unidad No 3. Como parte de esta amplia inversión se requiere la sustitución de los calentadores de combustible de tubo y coraza por calentadores de placas.

A solicitud de la empresa nace este trabajo producto a la necesidad que esta posee de conocer si es recomendable o no la sustitución de estos equipos. El uso frecuente de los calentadores de combustible ha provocado el deterioro de sus componentes y esto ha inducido al uso de ambos equipos (el de servicio y el de reserva). Esto perjudica en gran medida la rentabilidad de la producción porque se emplea mayor cantidad de vapor para lograr la temperatura deseada y estos a su vez incrementa el consumo de combustible y los gastos de la empresa.

El cambio de estos intercambiadores de calor por equipos de placas garantiza la salida de la temperatura deseada y disminuye el consumo de combustible porque emplean menor cantidad de vapor para calentar el combustible. Además, la empresa quiere ahorrar el espacio en la planta y estos equipos son idóneos para este tipo de funciones. Se necesita también, disminuir los tiempos de mantenimiento porque esto implica mayor tiempo de salida de la unidad del Sistema Energético Nacional (SEN) y a su vez mayores pérdidas a la empresa.

Problema científico

El mal estado técnico (incrustaciones y suciedades) de los intercambiadores de tubo y coraza de la Unidad 4 de la CTE ha obligado a cambiar el régimen de explotación de uno en operación y otro en reserva a la explotación simultánea de ambos, para lograr la temperatura requerida a la entrada de los quemadores. En estas condiciones no se garantiza el régimen de operación ni la reserva para operaciones de emergencia.

Hipótesis

Sustituir estos intercambiadores de tubo y coraza por intercambiadores de placa que garanticen el calentamiento requerido del petróleo permitirá realizar la limpieza de los mismos en un menor tiempo y contar con un intercambiador de reserva.

Objetivo general

Evaluar la oferta de la firma Alfa Laval de un intercambiador de placa del tipo Compabloc modelo CPL75 de 95.8 m² de área y 150 placas para el calentamiento requerido del petróleo a 160 °C y comprobar si es posible utilizar este intercambiador para calentar petróleo de mayor viscosidad.

Objetivos específicos

1. Recopilar información sobre tipos de intercambiadores de calor, recomendaciones para su uso, ventajas y desventajas de los intercambiadores de tubo y coraza y de placas y metodologías de cálculo de diseño de intercambiadores de placa.

Introducción

2. Realizar el cálculo termo-hidráulico de diseño del intercambiador de calor de placa a partir de la determinación de los coeficientes peliculares de transferencia de calor y el coeficiente global de transferencia de calor, para garantizar el calentamiento requerido.
3. Evaluar la oferta realizada por la firma Alfa-Laval del IC de placa Compabloc modelo CPL75 para petróleo de 3000 cP de viscosidad y analizar si esa oferta es apropiada cuando se cambia el petróleo por uno de mayor viscosidad.



Capítulo 1: Generalidades sobre el diseño de intercambiadores de calor

Capítulo 1: Intercambiadores de calor

En la industria moderna es muy común en un proceso industrial la presencia de intercambiadores de calor, el uso de estos equipos en la producción se especifica en funciones de calentamiento, condensación y enfriamiento de los fluidos de trabajo. En la práctica, los intercambiadores de calor son de uso común en una amplia variedad de aplicaciones, desde sistemas domésticos de calefacción y acondicionamiento del aire hasta los procesos químicos y la producción de energía en las plantas grandes.

Los modernos intercambiadores de calor van desde los intercambiadores simples de tubos concéntricos hasta complejos intercambiadores con cientos de metros cuadrados de área de transferencia de calor. Un correcto diseño del intercambiador de calor garantizará las condiciones de explotación del equipo en un largo período de tiempo.

1.1. Concepto de intercambiador de calor

El proceso físico de intercambio de calor se realiza generalmente entre dos fluidos, estos por lo general poseen un medio que interviene entre ellos. Cuando a estos fluidos se le interpone una pared o un tubo y se controlan las temperaturas, presiones y el resto de las variables termodinámicas entonces hablamos de un intercambiador de calor. Para (Incropera, 1996) el dispositivo que se emplea para el intercambio de calor se denomina *intercambiador de calor* y posee múltiples aplicaciones en el campo de la industria de la calefacción, el acondicionamiento de aire, producción de potencia, recuperación de calor de desecho y en algunos procesos químicos. Para (González, 2014) un intercambiador de calor es un equipo empleado en procesos químicos con la finalidad de intercambiar calor entre dos corrientes de un proceso.

1.2. Clasificación general de los intercambiadores de calor

Los equipos de transferencia de calor se clasifican (González, 2014) de la siguiente manera:

1. Según el tipo de servicio:

Evaluación de la oferta de un intercambiador de placas para el calentamiento de petróleo

Enfriador: Es una unidad en la cual una corriente de proceso intercambia calor con agua o aire sin que ocurra cambio de fase.

Calentador: Un calentador es un intercambiador de calor que aumenta la entalpia de una corriente, sin que normalmente ocurra un cambio de fase. Como fuente de calor se utiliza una corriente de servicio, la cual puede ser vapor de agua, aceite caliente, fluidos especiales para transferencia de calor o una corriente de proceso de entalpia alta, por ejemplo la descarga de un reactor operado a temperaturas elevadas.

Refrigerador: Es una unidad que utiliza una sustancia refrigerante para enfriar un fluido, hasta una temperatura menor que la obtenida si se utilizara aire o agua como medio de enfriamiento.

Condensador: Es una unidad en la cual los vapores de proceso se convierten total o parcialmente en líquidos. Generalmente se utiliza agua o aire como medio de enfriamiento. El término condensador de superficie se refiere específicamente a aquellas unidades de carcasa y tubos que se utilizan para la condensación del vapor de desecho, proviene de las máquinas y de las turbinas a vapor. Un condensador de contacto directo es una unidad en la cual el vapor es condensado mediante contacto con gotas de agua.

Evaporador: Los evaporadores son intercambiadores diseñados específicamente para aumentar la concentración de las soluciones acuosas mediante la evaporación de una parte del agua.

Vaporizador: Es un intercambiador que convierte líquido a vapor. El termino vaporizador se refiere normalmente a aquellas unidades que manejan líquidos diferentes al agua.

Rehervidor: Es un vaporizador que suministra el calor latente de vaporización al fondo generalmente de una torre fraccionadora. Hay dos tipos generales de rehervidores, aquellos que envían dos fases a la torre para separar el vapor del líquido y los que retornan vapor solamente. Los primeros pueden operar mediante circulación natural (comúnmente llamados termosifones o circulación forzada). Los termosifones son los tipos de rehervidores más comunes.

Los termosifones horizontales donde la vaporización ocurre en el lado de la carcasa, son los más utilizados en la industria petrolera. En los del tipo vertical, la vaporización ocurre en el lado de los tubos y se utilizan preferiblemente en las industrias químicas.

Los rehervidores de circulación forzada requieren de una bomba para impulsar el líquido a evaporar a través del intercambiador de calor. Este tipo de rehervidor no se utiliza con mucha frecuencia, debido a los costos adicionales del bombeo, sin embargo, en algunos casos pueden requerirse para vencer limitaciones del cabezal hidrostático y los problemas de circulación. Los rehervidores que retornan vapor a la torre se denominan rehervidores de marmita.

Generadores de vapor: Son un tipo especial de vaporizadores usados para producir vapor de agua. Como fuente de calor se utiliza generalmente el calor en exceso que no se requiere para el proceso; de allí que a estos rehervidores se les llame comúnmente “calderas de recuperación de calor”. Al igual que los rehervidores los generadores de vapor pueden ser del tipo Kettle, de circulación forzada o termosifones.

Sobrecalentador: Un sobrecalentador calienta el vapor por encima de su temperatura de saturación. En teoría, el diseño de todos estos equipos es parecido, sin embargo, los cálculos de los coeficientes de transferencia de calor difieren unos de otros. Por ejemplo, hay que considerar si existe o no cambio de fase, régimen de flujo, si el fluido es multicomponente, etc.

2. De acuerdo al proceso de transferencia:

De contacto directo: Este tipo de intercambiador, el calor es transferido por contacto directo entre dos corrientes distintas fases (generalmente un gas y un líquido de muy baja presión de vapor) fácilmente separables después del proceso de transferencia de energía; como ejemplo se tienen las torres de enfriamiento de agua con flujo de aire. El flujo de aire puede ser forzado o natural.

De contacto indirecto: En los intercambiadores de tipo contacto indirecto, las corrientes permanecen separadas y la transferencia de calor se realiza a través de una pared divisora, o desde el interior hacia el exterior de la pared de una forma no continua.

Cuando el flujo de calor es intermitente, es decir, cuando el calor se almacena primero en la superficie del equipo y luego se transmite al fluido frío se denominan intercambiadores tipo indirecta, o tipo almacenador o sencillamente generador.

3. De acuerdo a los mecanismos de transferencia de calor.

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

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

Cualquiera de estos mecanismos o una combinación de ellos puede estar activo a cada lado cada lado de la pared del equipo. Por ejemplo, convección en una sola fase se encuentra en radiadores de los automóviles, enfriadores, refrigeradores, etc. Convección monofásica de un lado y bifásica del otro se puede encontrar en evaporadores, generadores de vapor, condensadores, etc. Por su parte la convección acompañada de radiación térmica juega un papel importante en intercambiadores de metales líquidos, hornos, etc.

4. De acuerdo a número de fluidos involucrados.

La mayoría de los procesos de disipación o recuperación de energía térmica envuelve la transferencia de calor entre dos fluidos, de aquí que los intercambiadores de dos fluidos sean los más comunes, sin embargo, se encuentran equipos que operan con tres fluidos. Por ejemplo, en procesos criogénicos y en algunos procesos químicos: separación aire-hielo, síntesis de amonio, etc.

5. De acuerdo a la disposición de los fluidos.

La elección de la disposición de un flujo en particular depende de la eficiencia de intercambio requerida, los esfuerzos térmicos permitidos, los niveles de temperatura de los fluidos, entre otros factores. Algunas de las disposiciones de flujo más comunes son:

Intercambiadores de Calor de Paso Único

- a) Flujo en Paralelo: En este tipo ambos fluidos entran al equipo por el mismo extremo, fluyen en la misma dirección y salen por el otro extremo. Las variaciones de temperatura son idealizadas como unidimensionales termodinámicamente es una de las más pobres, sin embargo, se emplea en los siguientes casos: cuando los materiales son muy sensibles a la temperatura ya que produce una temperatura más uniforme; cuando se desea mantener la misma efectividad del intercambiador sobre un amplio intervalo de flujo y en procesos de ebullición, ya que favorece a la nucleación.
- b) Flujo en Contracorriente o Contraflujo: En este tipo los fluidos fluyen en direcciones opuestas el uno del otro. Las variaciones de temperatura son idealizadas como unidimensionales Esta es la disposición de flujo termodinámicamente superior a cualquier otra.
- c) Flujo Cruzado: En este tipo de intercambiador, los flujos son normales uno al otro. Las variaciones de temperatura son idealizadas como bidimensionales.

Termodinámicamente la efectividad de estos equipos es intermedia a las dos anteriores.

Intercambiadores de Calor de Pasos Múltiples

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

6. De acuerdo a la compactación de la superficie

De acuerdo a la relación superficie de transferencia de calor a volumen ocupado, los equipos también pueden ser clasificados como compactos o no compactos.

Un intercambiador compacto es aquel cuya relación superficie a volumen es alta, mayor de $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ valor que es arbitrario. Las ventajas más resaltantes de un intercambiador compacto son los ahorros de material, volumen y costo, pero tiene como desventajas que los fluidos deben ser limpios, poco corrosivos y uno de ellos, generalmente, en estado gaseoso.

7. De acuerdo a su construcción

De acuerdo a su construcción los intercambiadores de calor se pueden dividir en tres grandes grupos:

1. Intercambiadores compactos: Están hechos en base a placas o láminas.
2. Intercambiadores tubulares: Están fabricados en base a tubos.
3. Intercambiadores misceláneos: Poseen diferentes configuraciones según el servicio requerido.

1.3. Tipos de intercambiadores de calor y sus aplicaciones más frecuentes en la industria

En la industria moderna existen variedades de intercambiadores de calor. Estos equipos poseen diferentes clasificaciones y diversas configuraciones mecánicas (González, 2014):

Intercambiadores de tubería doble o tubo en tubo: Consiste en un tubo pequeño que se ubica en el interior de otro tubo de mayor diámetro, por el que se circulan fluidos en el interior de ambos tubos. Estos intercambiadores se emplean generalmente cuando los requisitos de área de transferencia de calor son menores de 10 m^2 .

Intercambiadores de tubo y coraza: Este tipo de equipo consiste en una carcasa cilíndrica que contiene un arreglo de tubos paralelo al eje longitudinal de la carcasa. Los tubos pueden o no tener aletas y están sujetos en cada extremo por láminas perforadas.

Estos atraviesan a su vez a una serie de láminas denominadas deflectores (baffles) que, al ser distribuidas a lo largo de toda la carcasa, sirven para soportar los tubos y dirigir el flujo que circula por la misma, de tal forma que la dirección del fluido sea siempre perpendicular a los tubos. El fluido que va por dentro de los tubos es dirigido por unos ductos especiales conocidos como cabezales o canales.

Hay dos tipos básicos de intercambiadores de tubo y carcasa: El de tipo fijo o de tubos estacionario, que tiene los dos extremos de los tubos fijos a la carcasa, y el que tiene un sólo extremo de los tubos sujeto a la coraza. En el primer caso, se requiere de una junta de dilatación debido a la expansión diferencial que sufren los materiales que conforman el equipo.

En el segundo caso los problemas originados por la expansión diferencial se pueden eliminar empleando un cabezal de tubos flotantes que se mueve libremente dentro de la coraza o empleando tubos en forma de U en el extremo que no está sujeto. En la figura 1.1 se muestra un haz de tubos de un intercambiador de tubo y coraza.

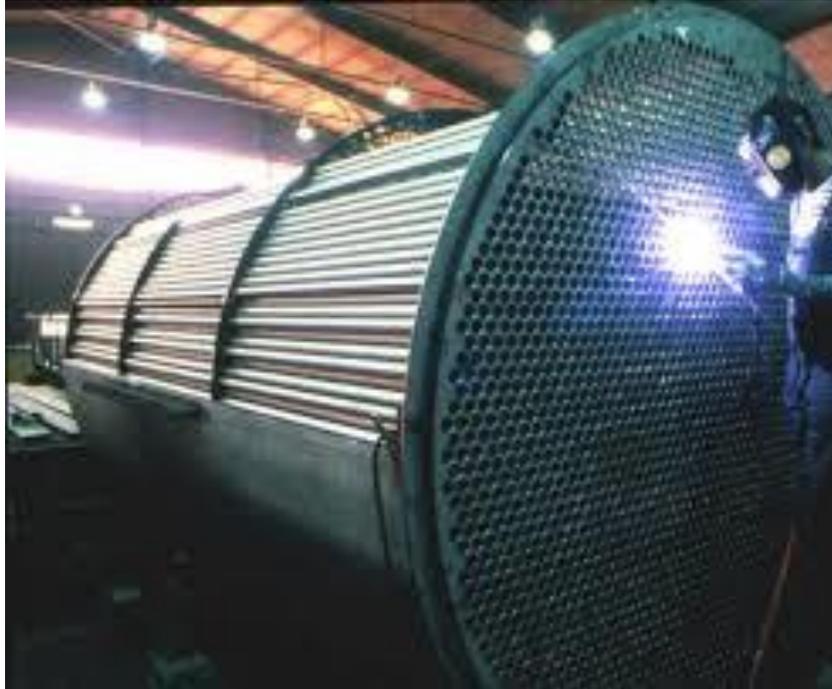


Figura 1.1. Haz de tubos de un intercambiador de tubos y coraza. Fuente (web)

Intercambiadores en espiral (SHE): Su diseño consiste en un par de láminas de metal enrolladas alrededor de un eje formando pasajes paralelos en espiral por donde fluye la sustancia. El fluir continuamente entre curvas induce turbulencia en los fluidos, lo cual mejora la transferencia de calor y reduce el ensuciamiento. Su empleo a flujo a contracorriente puro se destaca como sus características más resaltantes.

No presentan problemas de expansión diferencial, son compactos y pueden emplearse para intercambiar calor entre dos o más fluidos a la vez, son frecuentes en procesos criogénicos (González, 2014). En la figura 1.2 se muestra en detalle un intercambiador en espiral

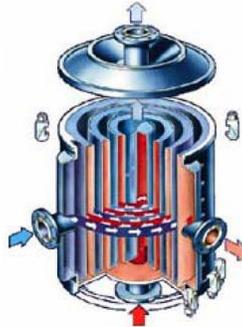


Figura 1.2. Intercambiador de espiral. Fuente (González, 2014).

Intercambiadores de placas: Conocidos también como intercambiadores compactos. Pueden ser de diferentes tipos; intercambiadores de tipo placa y armazón, similares a un filtro prensa y los intercambiadores de aleta de placa con soldadura. Estos equipos admiten una gran variedad de materiales de construcción, tiene una elevada área de intercambio de calor en una disposición compacta, pero producto a su diseño están limitados a presiones pequeñas. En este tipo de intercambiadores las dos corrientes de fluidos están separadas por placas, que no son más que láminas delgadas, rectangulares, en las que se observa un diseño corrugado, formado por un proceso de prensado de precisión. A un lado de cada placa, se localiza una empaquetadura que bordea todo su perímetro.

La unidad completa mantiene unidos a un cierto número de estas placas, sujetas cara a cara en un marco. El canal de flujo es el espacio que se forma, gracias a las empaquetaduras, entre dos placas adyacentes; arreglando el sistema de tal forma, que los fluidos fríos y calientes corren alternadamente por dichos canales, paralelamente al lado más largo. Existen aberturas en las 4 esquinas de las placas que conjuntamente con un arreglo apropiado en las empaquetaduras, dirigen a las dos corrientes en sus canales de flujo.

Las placas son corrugadas en diversas formas, con el fin de aumentar el área superficial efectiva de cada una; provocar turbulencia en el fluido mediante continuos cambios en su

dirección y velocidad, lo que a su vez redundaría en la obtención de altos coeficientes de transferencia de calor, aún a bajas velocidades y con moderadas caídas de presión.

Las corrugaciones también son esenciales para incrementar la resistencia mecánica de las placas y favorecer su soporte mutuo. Estos equipos son los más apropiados para trabajar con fluidos de alta viscosidad y tienen como ventaja adicional, el ser fácilmente desmontables para labores de mantenimiento.

Inicialmente, este tipo de equipos era usado en el procesamiento de bebidas y comidas, y aunque todavía retienen su uso en el área alimenticia, hoy en día son usados en una amplia gama de procesos industriales, llegando inclusive, a reemplazar a los intercambiadores de tubo y carcasa. Una variante de los intercambiadores de placas, se consigue si las placas son soldadas juntas en los bordes, lo que previene las fugas a la atmósfera y permite el manejo de fluidos peligrosos. Un equipo construido de esta forma, se le conoce como intercambiador de placas no empacadas, y tienen como desventaja el no poder ser abierto para labores de mantenimiento, por lo que las labores de limpieza deben ser realizadas por métodos químicos.

El diseño particular de este equipo permite alcanzar las presiones de operación que se manejan en los equipos tubulares convencionales, tales como tubo y carcasa, enfriados por aire y doble tubo. Sin embargo, todavía existe una limitación en cuanto al diseño, en la que la diferencia de presión entre ambos fluidos no debe exceder los 40 bar.

Existe un parámetro adimensional denominado HTU por sus siglas en inglés (Número de Unidades Transferidas). También conocido como factor de performance, longitud térmica o razón de temperaturas este parámetro dicta el tipo de placas que deben ser escogidas en el diseño de intercambiadores de placas. Para HTU menores que la unidad se considera que hay altas diferencias de temperaturas, por lo tanto, los procesos de transferencia de calor en el equipo son “fáciles”, y son aconsejables el uso de placas “suaves” que son planchas con bajos coeficientes de transferencia de calor y pequeñas caídas de presión, son anchas y cortas.

Por otra parte, para HTU altos se recomiendan el uso de placas “duras” que por el contrario de las placas suaves estas son largas y angostas con profundas corrugaciones y pequeños espacios entre placas (Moncada, 2006).

Tabla 1.1. Características constructivas y aplicaciones de los intercambiadores de calor. Fuente (González, 2014).

Tipo de intercambiador de calor	Características constructivas	Aplicaciones
Tubo y coraza	Haz de tubos dentro de una carcasa cilíndrica, con presencia de deflectores para generar turbulencia y soportar los tubos. El arreglo de tubos es paralelo al eje longitudinal de la carcasa y puede estar fijo o ser de cabezal flotante. Tubos internos lisos o aleteados.	Multiuso. Prácticamente se adapta a cualquier servicio, por lo general es el primer intercambiador que se considera en una determinada aplicación
Enfriadores con aire y radiadores	Haces de tubos soportados por una estructura sobre los que sopla aire en forma cruzada. Los tubos pueden ser lisos o poseer aletas	Se emplean mucho cuando el costo del agua es elevado o cuando se requiere de una torre de enfriamiento para el agua
Tubo en tubo	Dos tubos concéntricos en forma de "U" u horquilla. El tubo interno puede ser liso o poseer aletas	Se utilizan cuando se requieren áreas de transferencia de calor pequeñas (100 a 200 ft ²). Son muy útiles en operaciones a altas presiones.
De placas con empaquetaduras	Serie de láminas corrugadas separadas entre sí por empaquetaduras	Muy utilizado en la industria alimenticia, sobre todo con fluidos viscosos. Cuando se requieren condiciones sanitarias extremas
De placas sin empaquetaduras	Serie de láminas corrugadas separadas entre sí y soldadas en sus bordes	Manejo de fluidos viscosos y sobre todo peligrosos o a altas presiones

Espiral	Láminas metálicas enrolladas una sobre la otra en forma de espiral	No presentan problemas de expansión diferencial. Muy empleados en servicios criogénicos y cuando se manejan fluidos muy viscosos, lodos o líquidos con sólidos en suspensión
---------	--	--

Para una correcta selección de un intercambiador de calor se propone el uso de la tabla 1.2 (Moncada, 2006)

Tabla 1.2. Guía para la correcta selección de un intercambiador de calor. Fuente (Moncada, 2006)

Aplicación	Observaciones
Fluidos de baja viscosidad ($\mu < 10$ cP)	El intercambiador de placas requiere pequeñas áreas de transferencia. Para fluidos no corrosivos a altas temperaturas o altas presiones, usar intercambiadores tubulares.
Líquidos de baja viscosidad o vapores	Para fluidos no corrosivos, usar intercambiadores tubulares de acero al carbono. Para cargas corrosivas y mantener la higiene de los fluidos y para vapor a baja presión; usar intercambiadores de placas. Para grandes cantidades de vapor, usar intercambiadores de espiral.
Fluidos de viscosidad media (109-100 cP)	Con iguales fluidos en ambos lados, usar el intercambiador de placas. Si las empaquetaduras causan problemas o la cantidad de sólidos es elevada, usar un intercambiador de espiral.
Fluidos con alta viscosidad ($\mu > 100$ cP)	Se aprovecha la configuración de las placas para proporcionar un flujo turbulento. En algunos casos se han usado placas para viscosidades sobre los 5 000 cP. Para viscosidades extremas es preferible usar el intercambiador en espiral.
Fluidos sucios (con alta tendencia a formar incrustaciones)	Puede usarse el intercambiador de placas o el espiral. Por su fácil acceso a la limpieza es preferible el intercambiador de placas.
Suspensiones y pulpas	Recomendable el de espiral (usando en algunos casos para corrientes con más de 50% de sólidos) y en ciertos casos el intercambiador de placas.

Líquidos sensibles al calor	El intercambiador de placas es mejor y en ciertos casos el de espiral
Enfriamiento o calentamiento de aire	El intercambiador de superficie extendida.
Gases o aire a presión	Con ciertas limitaciones puede usarse el intercambiador de placas, de otro modo debe seleccionarse un intercambiador tubular (con superficie extendida en el lado del gas)
Condensación	Para cargas no corrosivas, seleccionar un intercambiador tubular de acero al carbono. Para cargas corrosivas un intercambiador de espiral. Para ciertos casos como el requerimiento de condiciones higiénicas, puede usarse el intercambiador de placas.
Alta presión (sobre 35 atm) o altas temperaturas (sobre 500 °C)	Usar intercambiador tubular
Fluidos extremadamente corrosivos	Usar intercambiador de grafito

1.4. Ventajas y desventajas de los intercambiadores de calor de tubo y coraza y placas

Ventajas y desventajas de los intercambiadores de calor de placas

La tecnología de placas permite reducir de manera considerable los costos en comparación con las tecnologías más tradicionales como casco y tubos, producto a que su tamaño notablemente menor hace que se requiera menor espacio para su ubicación en la planta, y por otra parte se optimizan los costos de mantenimiento gracias a la gran factibilidad de desarme para la inspección y limpieza. Es un equipo altamente versátil que se adapta a las necesidades industriales producto a que existen muchas configuraciones de placas, tamaños y diámetros de conexión para cada una de las aplicaciones en las que se utilizan. Gracias a la variedad de tamaños de placas y materiales de fabricación y a las juntas de última tecnología se logra mayor flexibilidad, se amplía la gama de aplicaciones, es más eficiente el uso de fluidos agresivos y se reduce la posibilidad de obstrucción y mezcla de productos. (ARAX).

Las diferencias de temperaturas aprovechables para un intercambiador de calor de placas pueden ser tan bajas como 1 °C, haciéndolo ideal para altas recuperación de energía. Los coeficientes de transferencia de calor en un intercambiador de placas son más altos debido a

la alta turbulencia del flujo en los canales, lo cual es conseguido con moderadas caídas de presión. Un intercambiador de placas es capaz de recuperar el 90% del calor (Moncada, 2006). Además, posee una gama de características constructivas que garantizan aún más sus ventajas (COMIVAL S.L., 2006), entre las que se encuentran:

- ♣ Compactos: Con una gran superficie de intercambio de calor y placas en conjunto proporcionan una mayor eficiencia térmica requiriendo menor espacio de instalación.
- ♣ Alto rendimiento térmico: Precisión de intercambio y mayor superficie de intercambio térmico.
- ♣ Seguridad: Ausencia de contaminación entre circuitos debido al sellado independiente de ambos mediante las juntas de estanqueidad.
El área intermedia ventea a la atmósfera en caso de rotura o desgastes de juntas, evitando así la no deseada contaminación interior.
- ♣ Livianos: Su diseño proporciona mayor facilidad en la manipulación en planta embarque y seguridad de uso en la instalación.
- ♣ Ensuciamiento mínimo: Posee un diseño auto limpiante de las placas.
- ♣ Mínima corrosión y desgaste de materiales.
- ♣ Costes de operación mínimos.
- ♣ Expansibilidad y durabilidad: Posibilidad de ampliación de placas para el futuro incremento del rendimiento térmico en planta y renovación de efectividad con el cambio de placas.
- ♣ Juntas de caucho incrustadas a presión, sin colas.

En este tipo de intercambiador las condiciones de operación se encuentran limitadas por las empaaduras. En los primeros equipos la presión máxima era de 25 atm y la temperatura alrededor de 300 °C y aunque el diseño básicamente ha permanecido inalterado, los continuos

avances en los últimos 60 años han incrementado las presiones y temperaturas de operación hasta los 30 bar (3 MPa) y 250 °C, respectivamente.

Es importante destacar que la elección del material de las empacaduras se vuelve más restringida a altas temperaturas, lo que en consecuencia reduce el número de fluidos que pueden ser manejados por estos equipos bajo esas condiciones; además la vida útil de la unidad depende, en gran medida, del rendimiento de las empacaduras. (González, 2014).

Ventajas y desventajas de los intercambiadores de calor de tubo y coraza

De los diversos tipos de intercambiadores de calor, éste es el más utilizado en las refinerías y plantas químicas. Proporciona flujos de calor elevados en relación con su peso y volumen. Es relativamente fácil de construir en una gran variedad de tamaños. Es versátil y puede ser diseñado para cumplir prácticamente con cualquier aplicación. (González, 2014). Por lo general, este tipo de intercambiador es muy robusto y ocupa mucho espacio. Sus dimensiones y diseño implican un costo elevado de mantenimiento tanto en moneda como en tiempo. Las diferencias de temperaturas aprovechables para un intercambiador de calor de tubo y coraza son de 5 °C y su capacidad para recuperar calor es 50% operando económicamente. (Moncada, 2006).

1.5. Intercambiadores de calor de placas

El concepto de los intercambiadores de placas no es nuevo, una de las primeras patentes que se conocen con este tipo de tecnología ha sido obtenida en 1890 por Langem y Hundhansseng, una compañía alemana. Hoy en día la aplicación de este tipo de intercambiadores en la industria es grande, abarcando sectores como los de alimentación, procesando pasta de papel, en la ingeniería química, agua caliente sanitaria, refrigeración y aire acondicionado. En los años 70 Alfa Laval desarrolló el primer prototipo de intercambiadores de placas con placas termosoldadas.

Los intercambiadores de placas con placas termosoldadas sustituyeron a las juntas de sellado de los intercambiadores por medio de un metal con un punto de fusión inferior al punto de fusión del acero inoxidable. En la figura 1.3 se muestra la configuración de placas de un intercambiador de calor de placas termosoldadas de cobre. Esta configuración permite operar a los intercambiadores de placas termosoldados en rangos de temperaturas entre $-160\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ y presiones hasta 30 y 40 bares, aunque existen fabricantes como Alfa Laval y Arax que alegan superar estos rangos de presión y temperatura (Touceda, 2007).



Figura 1.3. Configuración de las placas termosoldadas de cobre de un intercambiador de calor de placas Fuente (Touceda, 2007).

La geometría de cada celda en la estructura se determina por la forma y tamaño de las corrugaciones. La corrugación es usualmente cercana a la sinusoidal, y se describe por los siguientes parámetros:

- EL ángulo chevron Φ o β
- La profundidad media de la placa
- La separación entre corrugaciones
- El radio de curvatura de las corrugaciones

Entre finales de los años 80 y los 90 se han hecho numerosos estudios de la transferencia de calor con este tipo de intercambiadores en ensayos de simple fase. Los intercambiadores de placa se diseñan de dos tipos fundamentales: con juntas y soldados.

Intercambiador de placas y marco o con juntas: Un intercambiador de calor de placas y marco o con juntas (IPM) consiste en una serie de placas corrugadas sostenidas entre sí por rieles y sujetados por pernos para dar soporte a la estructura, entre los cuales, de una manera alternada, circulan los fluidos que han de intercambiar calor. La figura 1.4 muestra un arreglo típico y la disposición de las placas en estos intercambiadores.

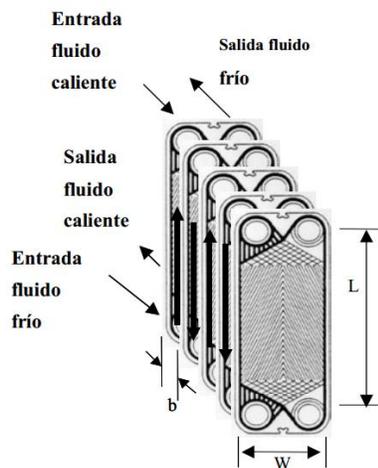


Figura 1.4. Arreglo típico y la disposición de las placas en los IPM

Se ha demostrado que en un IPM no es posible lograr satisfacer las caídas de presiones en ambas corrientes simultáneamente para una carga térmica específica.

Esto es debido a que en un IPM se tiene tres grados de libertad en el diseño (número de placas, tamaño de la placa y diseño de la superficie).

Producto a esto una vez especificado el diseño de la placa y el tamaño, solo se puede determinar el número de placas o de canales que maximizarán la caída de presión de una

corriente, mientras que la otra corriente experimentará una caída de presión que es función de las dimensiones resultantes (Núñez, Robles, & Alvarez, 2004).

Este tipo de intercambiadores de calor poseen un sistema flexible que se puede ajustar de varias maneras para lograr la carga térmica requerida dentro de las especificaciones de caídas de presión. En la figura 1.5 se muestran los arreglos de flujo más comunes en intercambiadores de placas:

1. Incrementando o reduciendo el número de placas en la unidad
2. Cambiando el tipo de placa de acuerdo a sus características termohidráulica
3. Modificando el arreglo de flujo
4. Modificando las dimensiones de las placas

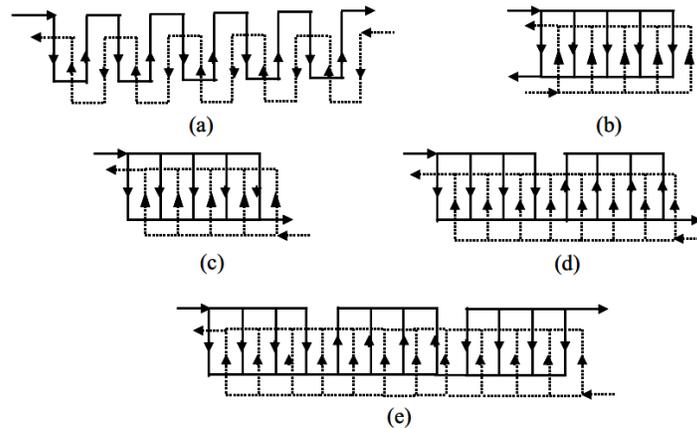


Figura 1.5. Arreglos básicos de flujo en un intercambiador de placas. (a) Arreglo en serie. (b) Arreglo en circuito, "U". (c) Arreglo en circuito "Z". (d) Arreglo complejo 2 pasos-1 paso. (e) Arreglo complejo 3 pasos-1 paso. Fuente (Núñez, Robles, & Alvarez, 2004)

Intercambiadores de calor de placa soldados tipo Compabloc: Intercambiador de calor de placa soldada y sin juntas entre placas, brindando grandes áreas de transferencia de calor dentro de un espacio muy reducido.

Son fabricados con pilas de paquetes de placas soldadas e insertadas en un bastidor rectangular que está sujeto a pernos a fin de ofrecer resistencia mecánica y permitir la separación de los diferentes circuitos. Es posible instalar cada circuito con un conjunto de placas deflectoras desmontables. Solo se instalan cuatro juntas en el panel. En la figura 1.6 se muestra un intercambiador de placas del tipo Compabloc.

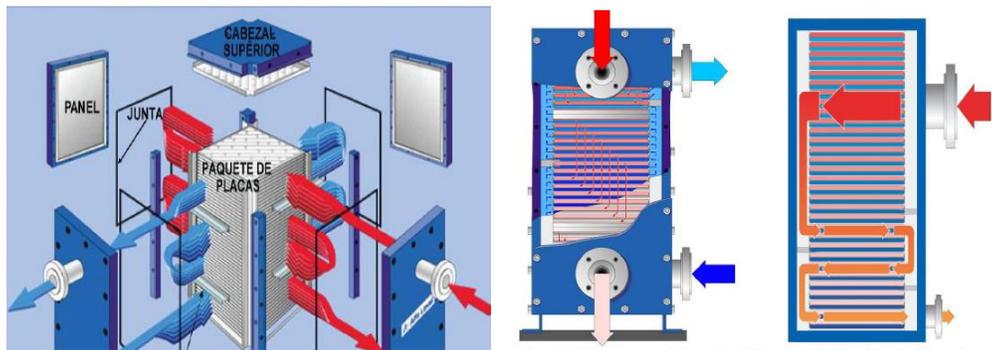


Figura 1.6. Intercambiador de placas tipo Compabloc. Fuente (Alfa Laval)

En el diseño de intercambiadores de calor el aspecto de mayor importancia es el relacionado con el cálculo de los coeficientes individuales de transferencia de calor y los factores de fricción de los diferentes tipos de superficies que se pueden emplear. Por lo general, esta información está disponible en forma de correlaciones empíricas o semiempíricas. Existen expresiones que permiten obtener los coeficientes de transferencia de calor incluso para las transiciones de laminar a turbulento, estas correlaciones tiene un rango de aplicabilidad muy alto tanto en número de Reynolds, como para ángulos de placas (Touceda, 2007).

Las características térmicas se presentan en función de números adimensionales como son: número de Nusselt (Nu), el número de Stanton (St), número de Reynolds (Re) y el factor de Colburn (j). Las características de fricción se reportan en términos del factor de fricción en función del número de Reynolds La información disponible en la literatura abierta de este tipo de parámetros es muy escasa debido a que tanto los métodos de diseño como las

características termohidráulicas son de propiedad industrial. (Núñez, Robles, & Alvarez, 2004)

1.6. Comparación entre intercambiadores de tubo y coraza e intercambiadores de placas

Otros beneficios de intercambiadores compactos: libres de corrosión, bajo ensuciamiento, alto grado de recuperación de calor, diseño compacto bajo peso, bajo volumen de retención, limpieza química eficiente, fácil de regular, bajos costos de capital y de instalación.

En el caso de los BHE, las placas están soldadas entre sí y conectadas a dos placas finales de apoyo, no existiendo en ellos las juntas ni los elementos de soporte y apriete. Las placas en estos equipos son soldadas entre sí con cobre o níquel 99% en un horno al vacío y forman una unidad compacta resistente a la presión. Este diseño ha sido concebido para las aplicaciones de alta presión y temperatura de trabajo y presentan la ventaja de poder ser montados directamente sobre las cañerías. La cantidad, tamaño, material y configuración geométrica de las placas dependerá de las características del proceso, esto es, del caudal, propiedades físico-químicas de los fluidos, temperaturas y pérdida de presión requeridas. Las placas constituyen el alma del equipo y tanto la selección de materiales como el diseño, tamaño y cantidad de las mismas dependerá de las condiciones del servicio requerido.

El diseño corrugado de las placas crea conductos a través de los cuales circulan los fluidos en capas de muy bajo espesor y con gran turbulencia, lo que origina una alta transferencia de calor. Este escurrimiento turbulento a través de las placas hace también que los depósitos causados por fluidos sucios sean continuamente removidos de la superficie de transferencia durante la operación, lo que se traduce en un mayor coeficiente total de transferencia y en un mayor tiempo de trabajo del equipo sin necesidad de pararlo para limpieza.

La corrugación de las placas provoca turbulencia aún en flujo laminar con números de Reynolds tan bajos como $Re: 10$ a 500 , hecho que un intercambiador de casco y tubos sería

imposible el flujo turbulento producido por las corrugaciones rompe la película límite adherida a la superficie de transferencia dando altos coeficientes de convección y un bajo nivel de ensuciamiento, la elevada transferencia térmica en estos equipos no está dada solamente por el escurrimiento turbulento sino también por los bajos espesores de película a través de las cuales se transmite el calor. Así, mientras en los intercambiadores de placas la distancia media entre ellas puede variar entre 1.6 a 5.5 mm; en los intercambiadores de casco y tubos esta distancia media podrá variar entre 12.5 y 38 mm (tubos de $\frac{1}{2}$ a $1\frac{1}{2}$ “)

Dependiendo de la transferencia de calor requerida y de las pérdidas de presión necesarias para lograrla, la geometría de las placas puede variar ampliamente. Mientras que en los intercambiadores de calor de cascos y tubos (THE - Tubular Heat Exchangers) es posible manejar solamente una corriente fría y otra caliente en un determinado arreglo, en los intercambiadores de placas el flujo de fluidos no solamente puede ser dispuesto de diferentes formas sino también efectuar transferencia de calor en múltiples corrientes.

La disposición en corrientes múltiples es generalmente aplicada en aquellos casos donde es necesario efectuar recuperación de calor entre corrientes que deben ser calentadas y luego enfriadas como sucede en algunos tratamientos térmicos de productos en la industria alimenticia, tal es el caso del proceso de pasteurización. En estos casos la distribución y recombinación de flujos de procesos es implementada en el interior del equipo, lo que trae aparejado además un importante ahorro en los costos de cañerías. Muchos fluidos viscosos que en un intercambiador de casco y tubos tendrían un flujo laminar, en los equipos compactos presentan flujos decididamente turbulentos. La distribución del flujo a través de las placas en el caso de fluidos viscosos es en general son complejos, más aún cuando el paquete de placas es largo y estará de alguna forma definida por la caída de presión a través del equipo. En la tabla del anexo 1 se muestra las características constructivas, aplicaciones y observaciones fundamentales de los intercambiadores de calor de tubo y coraza y los intercambiadores de placas de placas soldadas como los Compabloc.

1.7. La tecnología de placas de Alfa Laval

El área de distribución está ubicada en la parte superior e inferior de la placa, esta área garantiza que el fluido se distribuya uniformemente por toda la superficie de la placa, eliminando las zonas muertas. Esto resulta más complejo en las unidades modernas en las que la entrada y salida están alineadas verticalmente para facilitar la instalación de tuberías.

Los diseños de Alfa Laval proporcionan una distribución completa del fluido por toda la superficie, incluso en las placas más anchas. Los nuevos diseños proporcionan una distribución uniforme y mayor presión de diseño.

Las placas corrugadas proporcionan sin duda la mayor superficie a través de la cual el calor puede transferirse de un gas o líquido al otro. El diseño de los canales también garantiza la máxima turbulencia durante la trayectoria de cada fluido esto permite una máxima eficacia en la transferencia de calor de un medio a otro. Alfa Laval presenta tres tipos de arreglo para sus placas los que se muestran en la figura 1.7:

- Arreglo soldado o panal de abejas: Las placas totalmente soldadas amplían los límites de temperatura y presión hasta 350 °C (650 °F) y 40 bares (625 psi)
- Juntas pegadas: Si las condiciones de funcionamiento provocan la hinchazón de las juntas, las juntas encoladas aumentan la fiabilidad, especialmente en caso de aperturas frecuentes. No es necesario sustituir las juntas encoladas para el mantenimiento. El pegamento de epóxido fija firmemente las juntas y no se disuelve.
- Juntas sin encolar: Las juntas sin encolar permiten una sustitución fácil y rápida en situaciones desesperadas.

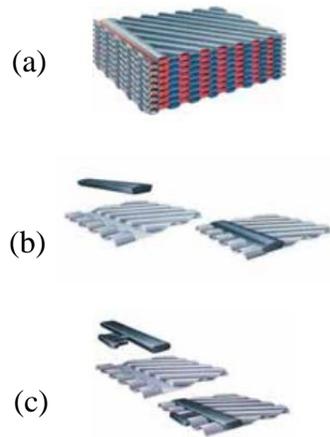


Figura 1.7. Tipos de arreglos de las placas. (a) Arreglo soldado o panal de abejas. (b) Juntas pegadas. (c) Juntas sin encolar

Los intercambiadores de calor de placas están diseñados para optimizarla transferencia de calor, ya que las placas corrugadas proporcionan sin duda la mayor superficie a través de la cual el calor puede transferirse de un gas o líquido al otro.

A pesar de esta gran superficie para la transferencia de calor, los intercambiadores de calor de placas suelen ser bastante compactos. El diseño de los canales también garantiza la máxima turbulencia durante la trayectoria de cada fluido. Esto permite una máxima eficacia en la transferencia de calor de un medio a otro. Los nuevos diseños proporcionan una distribución más uniforme y mayor presión de diseño.

Alfa Laval es el mayor fabricante del mundo de intercambiadores de calor de placas. El diseño y fabricación de intercambiadores de calor de placas son bastante sencillos dentro de su clase:

- prensado de las placas en un único paso – con lo que se consigue una mayor uniformidad, un menor esfuerzo físico, unas placas más finas y una transferencia de calor más eficaz

- diseño del área de distribución patentado – lo que permite la utilización máxima de la superficie de transferencia de calor, la mayor turbulencia posible en el flujo, una distribución óptima del fluido, una mayor de presión de diseño y una obstrucción mínima
- la capacidad de proporcionar una amplia gama de diseños, tamaños y aplicaciones de intercambiadores de calor de placas totalmente optimizados que puedan satisfacer prácticamente cualquier especificación de funcionamiento.

Los intercambiadores de calor de placas de Alfa Laval están disponibles:

- con placas unidas mediante juntas o soldadas (o una combinación de ambas técnicas) gracias a una amplia gama de materiales de junta y adhesivos cuidadosamente analizados.
- para aplicaciones de una sola fase con dos líquidos o de dos fases con un gas y un líquido, y como condensadores y evaporadores.
- para una amplia gama de temperaturas y presiones diferentes, y para fluidos con una pureza, viscosidad y contenido de sólidos y fibras distintos.
- como dos unidades en una, ya que el perfil de temperatura y el flujo a través de la unidad se pueden regular exactamente según los requisitos.
- para una amplia gama de aplicaciones distintas, que abarcan desde los entornos más agresivos y exigentes, como el sector de la energía nuclear y las instalaciones petrolíferas y de gas en alta mar, hasta el procesamiento de bebidas y alimentos delicados

1.8. Condensador de placas

El condensador de placas de diseño compacto sustituye a las grandes unidades tradicionales. Las conexiones a medida para grandes volúmenes de vapor, el diseño específico de placas y el espacio entre placas asimétrico para optimizar la transferencia térmica y reducir la pérdida

de carga lo convierten en un equipo idóneo para la condensación. Reducir las operaciones de mantenimiento, reparación y limpieza.

Los intercambiadores de calor de placas de Alfa Laval pueden cambiar radicalmente los programas de mantenimiento y reparación de una empresa, así como el tiempo de inactividad que suponen estos programas. Los regímenes de flujo que presentan estas soluciones son mucho mejores, con una turbulencia mucho mayor que los intercambiadores de calor de carcasa y tubos. Esto proporciona una eficacia de transferencia de calor mucho mayor, con la gran ventaja añadida de un menor índice de obstrucciones y prácticamente ninguna corrosión ni erosión.

El resultado es la reducción y simplificación de las inspecciones y una limpieza rápida. Además, la solución de Alfa Laval permite realizar todas las tareas de limpieza o sustitución de placas in situ y dentro del espacio físico que ocupa la unidad. El impacto medioambiental es un motivo de preocupación cada vez mayor, y las soluciones de intercambio de calor de placas de Alfa Laval permiten reducir considerablemente este impacto.

1.9. Compabloc Intercambiador de calor de placas soldadas (Fuente: Manual de instrucciones de Compabloc ALFA LAVAL)

Versátil como intercambiador de líquido a líquido, condensador, evaporador y calentador de vapor. El Compabloc puede trabajar en procesos donde la presión varíe entre 30-35 bar (3000-3500 kPa) de presión y temperaturas que oscilen entre 200 °C-350 °C, en la figura 1.8 se muestran los rangos (presión y temperatura) que se sugieren para la explotación de los Compablocs. Las áreas de transferencia de calor pueden alcanzar hasta 2 000 m² por unidad, las placas varían entre 0.6-0.8 mm de espesor en dependencia del modelo.

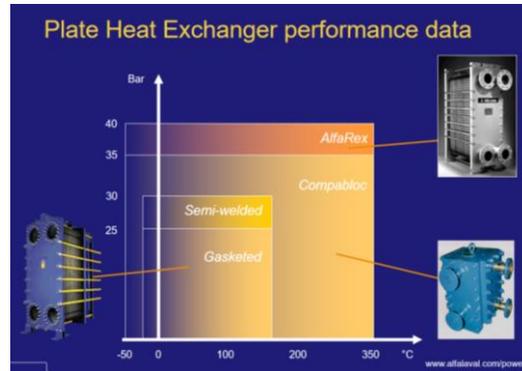


Figura 1.8. Rangos de presión y temperatura recomendados para la explotación de los intercambiadores de placas.

Posee una pequeña relación entre el volumen que opera y el área que ocupa lo que lo hace perfecto para desarrollar funciones en lugares con pequeño espacio o donde se pretenda ahorrar el mismo. Otra de las ventajas que se reportan es que logran un rápido tiempo de respuesta, estructura sencilla, facilidad en la adición o remoción de área de transferencia de calor, alta eficiencia y alto grado de recuperación de calor, uso de materiales fáciles de reciclar y por último y no menos importante fácil mantenimiento y abreviación del tiempo del mismo. Ofrece una serie de beneficios que diversifica su aplicación en la industria moderna:

- Libres de corrosión
- Bajo ensuciamiento
- Diseño compacto y bajo peso
- Bajo volumen de retención
- Limpieza química eficiente
- Fácil de regular
- Bajos costos de capital y de instalación

Alfa Laval propone un plan de mantenimiento que complementa una de las ventajas del uso de estos equipos. Este plan posee 2 métodos de limpieza: limpieza mecánica y limpieza química, para la limpieza mecánica se recomienda el uso de hidro-lavadoras de alta presión para evitar dañar las superficies con herramientas mecánicas mientras que la limpieza química es recomendable realizarla mediante un equipo denominado limpieza en el lugar (CIP) por sus siglas en inglés lo que permite disminuir los tiempos de limpieza y reducir los costos de mantenimiento.

Intercambiador de calor de placa soldada y sin juntas entre placas, brindando grandes áreas de transferencia de calor dentro de un espacio muy reducido, son fabricados con pilas de paquetes de placas soldadas e insertadas en un bastidor rectangular que está sujeto con pernos a fin de ofrecer resistencia mecánica y permitir la separación de los diferentes circuitos. Es posible instalar cada circuito con un conjunto de placas deflectoras desmontable.

De manera opcional, estos paneles pueden ser revestidos con el mismo material que las placas. Los revestimientos de las placas, las placas deflectoras y los paneles pueden ser de acero inoxidable 316L, titanio, Hastelloy, etc. La ventaja de la soldadura con láser es que es más fina y precisa, se reduce considerablemente la aportación de calor. Esto da lugar a una unidad sometida a menos esfuerzo, por lo tanto, menos sensible a la fatiga y las oscilaciones. En otras palabras, la soldadura laser mejora la fiabilidad, amplía la vida útil y permite la instalación de Compabloc en entornos duros.

Cada unidad incluye dos hojas PTFE (cabezales superiores e inferiores) que tienen la función de evitar la corrosión entre los cabezales y las placas de extremo y, además, minimizar la fricción entre las piezas de acero al carbono, acero inoxidable o aleaciones. Cabe mencionar que otra de las características importantes es que pueden funcionar como intercambiador de calor para calentar o enfriar (con recuperación de calor o sin ella), calentador de vapor,

condensador, condensador de proceso de dos pasos, condensador de reflujos, rehervidor, enfriador de gas, etc.

Cada una de estas funciones requiere una instalación específica, y esta debe realizarse en conformidad con la hoja de datos térmicos y el plano de montaje general de la unidad. Los intercambiadores no funcionan en condiciones de vacío y tampoco funcionan sin contenido alguno.

A diferencia de la mayoría de los intercambiadores de calor, el intercambiador de placa soldada tipo Compabloc debe tener una presión diferencial mínima de aproximadamente 2 bar (29 psi) entre las presiones de funcionamiento de cada circuito. Si la presión de funcionamiento de ambos circuitos es idéntica, el paquete de placas puede actuar como un acordeón, lo que generará fatiga, con el riesgo de la reducción de la vida útil de la unidad.

En general, cuanto mayor sea la diferencia de presión diferencial entre los dos circuitos, más favorable será para la unidad, siempre que se encuentre dentro del rango de presiones de diseño. El caudal mínimo es el 20% del caudal de diseño indicado en la hoja de datos térmicos. En el caso de los intercambiadores con ingreso de vapor, agua sobrecalentada o fluidos térmicos en el circuito caliente, es necesario mantener un caudal mínimo del 20% en el circuito frío (se deben realizar controles y ajustes para considerar este caudal).

La interrupción del caudal en un circuito frío puede generar aspersion y recondensación parciales. Si el funcionamiento se repite con frecuencia, es posible que el intercambiador se dañe y perjudique el ambiente circundante. Al llevarse a cabo la realización de la instalación de los intercambiadores de placa soldada tipo Compabloc los beneficios principales son: evitar paros de planta no programados, cumplir con el programa de libranzas y reparaciones mayores, así como la eliminación de condiciones inseguras, con la finalidad de garantizar la confiabilidad operativa de las instalaciones.

1.10. Metodologías de diseño general

Los métodos empleados en la actualidad para el diseño de los equipos de transferencia de calor, no varían mucho.

Existen metodologías generalizadas para el diseño y cálculo de estos equipos, por lo general la fase cambiante de estas metodologías se encuentra en los cálculos hidráulicos y mecánicos los cuales se especializan en dependencia de la conformación mecánica del equipo y su funcionamiento. Para los cálculos térmicos existen dos formas generales de diseño (Incropera, 1996):

1. Método de la Diferencia Media de Temperatura Logarítmica (DMTL).
2. Método de la efectividad-Número de Unidades de Transferencia (NTU) por sus siglas en inglés.

Método DMTL: Este método define un parámetro denominado coeficiente global de transferencia de calor (U) el cual representa los sistemas de transferencia de calor existentes en el equipo (convección, conducción y radiación). Este parámetro posee rangos para diferentes fluidos y funciones, además caracteriza la robustez de los equipos (altos coeficientes de transferencia de calor, menor robustez y viceversa) (Cengel Y. A., 1997). En el anexo 2 se muestran los valores más comunes para los coeficientes globales de transferencia de calor. Otro importante parámetro definido en este método es la diferencia media logarítmica de temperatura.

Esta es la forma apropiada de la diferencia de temperatura promedio que debe usarse en el análisis de los intercambiadores de calor debido a que diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío varía de forma exponencial en el intercambiador de calor.

La temperatura del fluido caliente decrece y la del frío aumenta a lo largo de dicho intercambiador, pero la temperatura del fluido frío nunca puede sobrepasar la del caliente, sin importar cuán largo sea dicho intercambiador. (Cengel Y. A., 1997). Mientras que el Área

de Transferencia de Calor (ATC) son las dimensiones precisas que ha de poseer el intercambiador de calor para realizar correctamente las funciones para las cuales se diseña. Este método se reduce a solo 7 pasos:

1. Seleccionar el tipo de intercambiador de calor apropiado para la aplicación.
2. Determinar las temperaturas desconocidas de entrada o de salida y la razón de transferencia de calor mediante un balance de energía.
3. Calcular la carga térmica o la cantidad de calor transferido.
4. Calcular la diferencia de temperatura media logarítmica y el factor de corrección si es necesario.
5. Calcular los coeficientes peliculares de transferencia de calor.
6. Obtener el valor del coeficiente de transferencia de calor total.
7. Calcular el área superficial de transferencia de calor

Método de la efectividad-NTU: Este método surge para eliminar las numerosas iteraciones que surgen al aplicar el método DMTL en intercambiadores de calor donde la determinación de la razón de la transferencia de calor y las temperaturas de salida de los fluidos fríos y calientes poseen valores prescritos de gastos de masa y temperaturas de entrada de los fluidos y se especifican el tipo y el tamaño del intercambiador (Cengel Y. A., 1997). Este método define la efectividad de la transferencia de calor como la razón entre la transferencia real de transferencia de calor y la máxima posible (Cengel Y. A., 1997).

Por otra parte, se define el número de unidades de transferencia que son las relaciones de la efectividad de los intercambiadores de calor representadas por el área superficial, el coeficiente global de transferencia de calor y la capacidad calorífica mínima.

1.11. Método de la DMTL

Varios autores (Moncada, 2006); (Touceda, 2007) y (Núñez, Robles, & Alvarez, 2004) muestran en sus artículos métodos de la DMTL para el diseño de intercambiadores de calor

de placas. Pero de todos los autores consultados (Moncada, 2006) propone una metodología para intercambiadores de placas con arreglos típicos (con juntas) y esta metodología ha tenido que ser modificada para poder ser empleada en los intercambiadores que nos ocupan, el Compabloc CPL75.

Los que de forma general siguen el mismo procedimiento para el cálculo de: Calor transferido, diferencia media de temperatura logarítmica, número de placas, canales, pasos, cálculo de los coeficientes peliculares de transferencia de calor para ambos fluidos y cálculo del coeficiente total de transferencia de calor y por último el cálculo del área de transferencia de calor transferido. Se recomienda también en los intercambiadores de placa garantiza una reserva de área o margen de servicio para los efectos del ensuciamiento.

La determinación apropiada de coeficientes de transferencia de calor es necesario para cálculos de diseño. Estos coeficientes pueden calcularse a partir de ecuaciones teóricas o empíricas desarrolladas por profesionales. (Touceda, 2007) comenta en su artículo que las correlaciones propuestas para el cálculo de coeficientes peliculares de transferencia de calor, las más utilizadas han sido las correlaciones de (Kumar, 1984), en el caso en el que se requiera un cálculo sencillo, y las correlaciones más depuradas de (Heavner, Kumar et al, 1993), (Wanniarachchi, Ratman et al. 1995), y (Muley and Manglik 1999), las correlaciones de (Okada, Ono et al. 1972), (Kumar 1984), (Wanniarachchi, Ratman et al. 1995), (Thonon 1995), (Muley and Manglik 1999).

Por otra parte, Picón-Núñez y col. / Revista Mexicana de Ingeniería Química Vol. 3 (2004) considera que en las correlaciones las características térmicas se presentan en función de números adimensionales como son: el número de Nusselt (Nu), el número de Staton (St) y el factor de Colburn ($j=StPr^{2/3}$), en función del número de Reynolds. Las características de fricción se reportan en términos del factor de fricción contra el número de Reynolds.

La información disponible en la literatura abierta de este tipo de parámetros es muy escasa debido a que tanto métodos de diseño como características termohidráulicas son propiedad industrial.

La caída de presión total en un intercambiador de platos tiene los siguientes componentes: caída de presión debida a la fricción, a los cambios de velocidad, a los cambios de dirección y a los cambios de altura. De éstas, la que tiene mayor influencia en el comportamiento térmico del equipo es la que se origina por la fricción. (Moncada, 2006) y (Maiocchi & Carlos, 2002) desarrollan la metodología de cálculo por el método de la DMTL para intercambiadores de tubo y coraza, condensadores e intercambiadores de placa.

1.12. Conclusiones del capítulo 1

1. El conocimiento de las teorías básicas de la transferencia de calor y los métodos de cálculo de diseño resultan de gran importancia y requieren tenerse en cuenta por los ingenieros comprometidos con la adquisición de equipos de transferencia de calor.
2. Al comparar las ventajas y desventajas de los intercambiadores de tubo y coraza y los intercambiadores de placa resultan en ocasiones más atractivos los de placa que los de unidades tubulares para las mismas aplicaciones entre otros aspectos por: mayor área de transferencia de calor por unidad de volumen, coeficientes peliculares de transferencia de calor elevados por lo que requieren menor área de transferencia de calor y ésta se puede ajustar con facilidad, ofrecen accesibilidad a la inspección, limpieza y reposición por lo que resultan satisfactorios para fluidos con tendencia a formar incrustaciones.
3. En la bibliografía consultada varios autores (Núñez, Robles, & Alvarez, 2004), (Touceda, 2007) y (Moncada, 2006) reportan correlaciones para el cálculo de los coeficientes peliculares de transferencia de calor y métodos de cálculo de diseño de intercambiadores de calor de placas, de ellas se decide utilizar (Moncada, 2006) por

considerarla como la que más elementos brinda para el cálculo aunque tenga que ser reajustada al Compabloc.

4. El Compabloc garantiza rapidez y facilidad en el mantenimiento de los equipos, un mayor aprovechamiento del espacio en la planta, se exponen en menor medida a la corrosión y, por lo tanto, son mínimas sus posibilidades de pitting. Presenta además bajo ensuciamiento lo que facilita el proceso de transferencia de calor. Posee bajos costos de instalación y capital

Capítulo 2: Cálculo térmico de diseño de los intercambiadores de calor de placa.

Capítulo 2: Cálculo térmico de diseño de los intercambiadores de calor de placa.

Se ofertó por la firma Alfa Laval un intercambiador de placas Compabloc modelo CPL75 que condensa 5 432 kg/h de vapor (el cual transita por sus tres fases sobrecalentamiento, cambio de fase y subenfriamiento) para calentar petróleo combustible que se dispone a razón de 41 430 kg/h. El vapor entra a una temperatura de 200 °C y sale a una temperatura de 186°C, mientras que el combustible se bombea a 40 °C a la entrada y se pretende alcanzar una temperatura en la salida de 160 °C. En la tabla 2.1 se muestran los parámetros técnicos de la oferta realizada y en el anexo 3 se muestra la ficha técnica completa de la propuesta hecha por el fabricante.

Tabla 2.1. Parámetros técnicos del intercambiador de placas.

Fluido	Vapor	Crudo
Flujo másico (kg/h)	5 432	41 430
Flujo condensado/vaporizado (kg/h)	5 432	-
Temperatura de entrada (°C)	200	40
Temperatura de salida (vapor/líquido) (°C)	190/186.5	160
Temperatura de operación (entrada/salida) (bar)	12.6/12.6	
Pérdida de carga (permisible/calculada) (kPa)	251/0.143	100/37.7
Velocidad interior (entrada/salida) (m/s)	3.53/0.219	0.658/0.658
Calor intercambiado (kW)	3 038	
Diferencia Temperatura Media Logarítmica (°C)	72.6	
C. G. T. C. limpio (W/m ² K)	496.1	
C. G. T. C. servicio (W/m ² K)	436.9	
Área de Transferencia de Calor (m ²)	95.8	
Margen de servicio (%)	14	
Dirección de los fluidos	Contracorriente	
Orientación	Vertical	
Número de placas	150	
Número de pasos	1	5
Agrupamiento	1-75	4-15+1-16
Material de la placa/ Espesor (mm)	AISI 316 L/1	AISI 316 L/1

A continuación, se desarrolla el cálculo térmico hidráulico de diseño del intercambiador de calor de placa utilizando la metodología de (Moncada, 2006) para evaluar la oferta realizada en los siguientes pasos:

2.1. Cargas térmicas

Para el cálculo de la carga térmica se tuvo en cuenta que el vapor pasa por el sobrecalentamiento, cambio de fase y subenfriamiento por lo que para conocer el calor total cedido por el vapor es necesario considerar la energía entregada en cada una de estas fases. En la figura 2.1 se muestra la isobara perteneciente a los 12.6 bar (1 260 kPa) de presión y los diferentes puntos por los que transita el vapor durante la entrega de calor. En las tablas 2.2, 2.3 y 2.4 se exponen los parámetros termo-físicos para cada proceso respectivamente (ChemicalLogic Corporation, 2003):

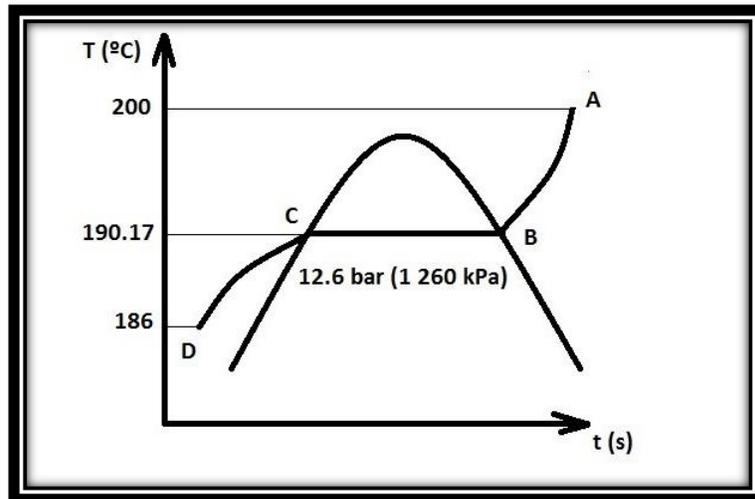


Figura 2.1. Fases del vapor en el intercambiador de calor. Fuente: (elaboración propia)

Tabla 2.2. Parámetros físicos para el proceso A-B. Fuente: (elaboración propia)

Parámetro	Valor	Unidades
T_A	200	°C

T _B	190,17	°C
T _m	195	°C
m _l	5432	kg/h
C _p .	2,72	kJ/kg °C
P	12,6	bar

Cálculo del calor transferido en el proceso A-B:

$$Q_{A-B} = \dot{m}_1 \cdot c_p \cdot (T_A - T_B) \quad \text{Ec. 2.1}$$

$$Q_{A-B} = 1.5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 2.72 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \cdot (200^\circ\text{C} - 190.17^\circ\text{C}) = 40.3 \text{ kW}$$

Tabla 2.3. Propiedades físicas para el proceso B-C. Fuente: (elaboración propia)

Parámetros	Valores	Unidades
T _C =T _B	190.17	°C
m _l	5432	kg/h
h _{fg}	1 977.9	kJ/kg

Cálculo del calor transferido en el proceso B-C:

$$Q_{B-C} = \dot{m}_1 \cdot h_{fg} \quad \text{Ec. 2.2}$$

$$Q_{B-C} = 1.5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1\,977.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 2\,984.4 \text{ kW}$$

Tabla 2.4. Propiedades físicas para el proceso C-D. Fuente: (elaboración propia)

Parámetros	Valores	Unidades
T _C	190,17	°C
T _D	186	°C
T _m	188	°C
m _l	5432	kg/h
c _p	4,44	kJ/kg °C
P	12,6	bar

Cálculo del calor transferido en el proceso C-D:

$$Q_{C-D} = \dot{m}_1 \cdot c_p \cdot (T_C - T_D) \quad \text{Ec. 2.1}$$

$$Q_{C-D} = 1.5 \text{ kg/s} \cdot 4.44 \text{ kJ/kg K} \cdot (190.17^\circ\text{C} - 186^\circ\text{C}) = 27.8 \text{ kW}$$

Entonces:

$$Q_{cedido\ total} = Q_{A-B} + Q_{B-C} + Q_{C-D} \quad \text{Ec. 2.3}$$

$$Q_{cedido\ total} = 40.3 \text{ kW} + 2\ 984.4 \text{ kW} + 27.8 \text{ kW} = 3\ 052.5 \text{ kW}$$

La cantidad de calor que puede absorber el combustible se estimó a través de la ecuación 2.1 pero empleando los valores termofísicos pertenecientes al combustible:

$$Q_{absorvido} = \dot{m}_2 \cdot c_p \cdot (T_{sal} - T_{ent})$$

$$Q_{absorvido} = 11.5 \text{ kg/s} \cdot 2.2 \text{ kJ/kg K} \cdot (160^\circ\text{C} - 40^\circ\text{C}) = 3\ 038.2 \text{ kW}$$

Según el balance de energía del equipo se definió la cantidad de calor que se pierde en el proceso de transferencia de calor, este se estimó mediante la ecuación 2.4:

$$Q_{absorvido} + \Delta Q = Q_{cedido} \quad \text{Ec. 2.4}$$

$$\Delta Q = Q_{cedido} - Q_{absorvido}$$

$$\Delta Q = 3\ 052 \text{ kW} - 3\ 038.2 \text{ kW} = 14.4 \text{ kW}$$

Esto significa que se transfiere 3 038.2 kW en el intercambiador de calor y se pierden solamente 14.4 kW en el proceso.

En la tabla 2.5 se muestran los valores de las diferentes propiedades físicas para los fluidos, los parámetros del vapor fueron extraídos (Krasnoschikov & Sukomel, 1987) y para el combustible los valores de la densidad, calor específicos, conductividad térmica y la viscosidad fueron suministrados por la Empresa Termoeléctrica.

Tabla 2.5. Propiedades físicas de los fluidos. Fuente (elaboración propia)

Propiedades físicas	Vapor de agua	Combustible	U/M
Temperatura media	190	100	°C
Densidad	6,394	990	kg/m ³
Calor específico a presión contante	2,856	2.2	kJ/kg °C
Conductividad térmica	0,03419	0.12	W/m °C
Viscosidad dinámica	0,005724	10 800	kg/m h
Prandtl	1.3	-	-

2.2. Diferencia Media de Temperatura Logarítmica (DMTL)

La DMTL se calculó empleando la ecuación 2.5:

$$DMTL = \frac{\Delta_{mayor} - \Delta_{menor}}{\ln \frac{\Delta_{mayor}}{\Delta_{menor}}} \quad \text{Ec. 2.5}$$

$$DMTL = \frac{(190-40) - (190-160)}{\ln \frac{(190-40)}{(190-160)}}$$

$$DMTL = 74.5 \text{ °C}$$

2.3. Número de unidades transferidas (HTU)

Se calcula el parámetro adimensional denominado Número de Unidades Transferidas (HTU) por sus siglas en inglés definido a través de la ecuación 2.6:

$$HTU = \frac{|t_1 - t_2|}{DTML} = \frac{2A_p U}{\dot{m} c_p} \quad \text{Ec. 2.6}$$

El HTU del intercambiador de calor propuesto por Alfa Laval será:

$$HTU_H = \frac{T_{ent} - T_{sal}}{DMTL} = \frac{190^\circ\text{C}}{74.5^\circ\text{C}} = 2.55 \quad (\text{placas corrugadas})$$

$$HTU_C = \frac{T_{ent} - T_{sal}}{DMTL} = \frac{160^\circ\text{C} - 40^\circ\text{C}}{74.5^\circ\text{C}} = 1.6 \quad (\text{placas corrugadas})$$

$$HTU_{total} = HTU_H + HTU_C = 2.55 + 1.6 = 4.16$$

Según el criterio expuesto anteriormente el intercambiador de calor debe poseer placas corrugadas o duras.

2.4. Área provisional

Para el primer tanteo se estimó que $U=440 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ de acuerdo al rango propuesto en el anexo 4, el rango para placas corrugadas varía de $200 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ - $2100 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, según la ecuación 2.7, el área provisional del equipo será de:

$$A_0 = \frac{Q}{U \cdot DMTL} = \frac{3\,038\,200 \text{ W}}{440 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \cdot 74.5^\circ\text{C}} = 92.6 \text{ m}^2 \quad \text{Ec. 2.7}$$

2.5. Número de placas térmicas y número total de canales

El número de placas que presenta el dispositivo suministrado por Alfa Laval es de 150 por lo tanto para comprobar el número de placas térmicas se empleó la ecuación 2.8:

$$N_p = \frac{A_0}{A_p} \quad \text{Ec. 2.8}$$

De donde N_p es el número de placas térmicas, A_0 es el área provisional del equipo y A_p es el área de una placa, (dato estimado a partir del plano del equipo) entre el área de transferencia de calor y A_p el área de una placa, entonces:

$$N_p = \frac{92.6 \text{ m}^2}{0.63 \text{ m}^2} = 147 \text{ placas} \quad (150 \text{ estandarizados})$$

Y para el número total de canales, se usó la ecuación 2.9:

$$N_c = N_p + 1 = 150 + 1 = 151 \quad \text{Ec. 2.9}$$

2.6. Número de canales paralelos por paso

Para el número de canales paralelos por paso se determinó primeramente el flujo volumétrico de vapor y combustible, para ello se empleó la ecuación 2.10:

$$\dot{m} = \rho c A_t = \frac{\dot{V}}{v} = \dot{V} \rho \quad \text{Ec. 2.10}$$

Despejando:

$$\dot{V}_1 = \frac{\dot{m}_1}{\rho_1} = \frac{5\,432 \text{ kg/h}}{6.394 \text{ kg/m}^3} = 849.5 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{V}_2 = \frac{\dot{m}_2}{\rho_2} = \frac{41\,430 \text{ kg/h}}{990 \text{ kg/m}^3} = 41.8 \text{ m}^3/\text{h}$$

En el segundo tanteo se fijó un valor promedio de flujo volumétrico por canal y se analizó la cantidad de canales que ha de poseer el dispositivo siempre y cuando su valor no supere los 151 canales totales del equipo y los 849.3 m³/h de flujo volumétrico para el vapor o el combustible según sea el caso. Como resultado de este análisis el valor a utilizar es de 12 m³/h por canal para el vapor y 2.8 m³/h por canal para el combustible. Según la ecuación 2.11, se obtuvo:

$$n_{p \text{ vapor}} = \frac{\dot{V}_1}{\dot{v}_1} \quad \text{Ec. 2.11}$$

$$n_{p \text{ vapor}} = \frac{849.5 \text{ m}^3/\text{h}}{12 \text{ m}^3/\text{h por canal}} = 71 \text{ canales} \quad (\text{estandarizados } 75)$$

Y para el combustible,

$$n_{p \text{ combustible}} = \frac{\dot{V}_2}{\dot{v}_2}$$

$$n_{p \text{ combustible}} = \frac{41.8 \text{ m}^3/\text{h}}{2.8 \text{ m}^3/\text{h por canal}} = 15 \quad (\text{estandarizados } 15)$$

2.7. Arreglo del intercambiador

Para determinar el número de pases y el arreglo del equipo se empleó la ecuación 2.12:

$$n = \frac{N_c}{2n_p} \quad \text{Ec. 2.12}$$

Sustituyendo, se obtuvo:

$$n_{vapor} = \frac{151}{2 \cdot 75} = 1.006 \approx 1$$

Para el combustible:

$$n_{combustible} = \frac{151}{2 \cdot 15} = 5.03 \approx 5$$

El combustible en el Compabloc CPL75 tendría 1x75 para el vapor y 5x15 combustible.

2.8. Coeficientes peliculares de transferencia de calor

En el tercer tanteo se determinó las distancias que existen entre placas, el largo de una placa y su ancho, debido a que el fabricante no emite estos datos. Valorando la cantidad de placas y las condiciones geométricas propuesta por el fabricante en el plano del equipo que se muestra en el anexo 5. Según este proceso se arribó a la conclusión que deberá tener aproximadamente 0.003 m (3 mm) entre placa y placa y el largo de una placa es de aproximadamente 1 m, para conocer entonces el ancho de la placa se dividió su área entre su longitud, resultando que el ancho es de 0.63 m aproximadamente. Para conocer el diámetro equivalente se empleó la ecuación 2.13:

$$D_e = \frac{4Wb}{(2W+2b)} \quad \text{Ec. 2.13}$$

Donde el término D_e es el diámetro equivalente y b es la distancia entre las placas y W es el ancho de una placa. Sustituyendo se obtuvo:

$$D_e = \frac{4 \cdot 0.63 \text{ m} \cdot 0.003 \text{ m}}{(2 \cdot 0.63 \text{ m} + 2 \cdot 0.0025 \text{ m})} = 0.005 \text{ m}$$

Cálculos asociados al combustible: El área de la sección transversal ofrecida por un canal se calcula como el producto del ancho por la distancia entre placas, según la ecuación 2.14 se obtuvo:

$$a' = W \cdot b \quad \text{Ec. 2.14}$$

Sustituyendo:

$$a'_{comb} = 0.63 \text{ m} \cdot 0.0025 \text{ m} = 0.0016 \text{ m}^2$$

Para obtener el área ofrecida por todos los canales se multiplicó el área de un canal por la cantidad de canales en cada paso. Entonces:

$$a_{comb} = a' \cdot 15 = 0.024 \text{ m}^2 \quad \text{Ec. 2.15}$$

El flujo de combustibles por unidad de área se estimó a partir de la ecuación 2.16:

$$G_{comb} = \frac{\dot{m}_2}{a} \quad \text{Ec. 2.16}$$

Sustituyendo;

$$G_{comb} = \frac{41\,430 \text{ kg/h}}{0.024 \text{ m}^2} = 1\,761\,534.07 \text{ kg/m}^2 \text{ h}$$

El número de Reynolds se calcula:

$$Re_{comb} = \frac{D_e \cdot G}{\mu} \quad \text{Ec. 2.17}$$

Por lo tanto,

$$Re_{comb} = \frac{0.005 \text{ m} \cdot 1\,761\,534.07 \text{ kg/m}^2 \text{ h}}{10\,800 \text{ kg/m h}} = 0.78 \quad (\text{Re} < 400, \text{ flujo laminar, fluido muy viscoso})$$

El número de Prandtl para el combustible se calcula:

$$Pr_{comb} = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \quad \text{Ec. 2.18}$$

$$Pr_{comb} = \frac{2\,200 \text{ J/kg} \cdot \text{°C} \cdot (10\,800 \text{ kg/m h} / 3600 \text{ s})}{0.12 \text{ W/m} \cdot \text{°C}} = 55\,000$$

El coeficiente pelicular para el combustible se calcula utilizando la expresión 2.19 porque este se encuentra en régimen laminar.

$$h_{comb} = 0.742 \cdot c_p \cdot G \cdot Re^{-0.62} Pr^{-0.667} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad \text{Ec. 2.19}$$

Sustituyendo,

$$h_{comb} = \left(0.742 \cdot 2200 \frac{J}{kg \text{ } ^\circ C} \cdot 1761534.07 \frac{kg}{m^2 h} \cdot 0.78^{-0.62} 55000^{-0.667} / 3600 s \right)$$

$$h_{comb} = 640.5 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Cálculos asociados al vapor: De manera análoga se realizaron los cálculos para el vapor obteniéndose:

$$a_{vapor} = a' \cdot 75 = 0.1176 m^2$$

$$G_{vapor} = \frac{5432 \text{ kg/h}}{0.1176 m^2} = 46427.35 \frac{kg}{m^2 h}$$

$$Re_{vapor} = \frac{0.005 m \cdot 46427.35 \frac{kg}{m^2 h}}{0.0057 \frac{kg}{m h}} = 40393.3 \quad (\text{Re} > 400, \text{ flujo turbulento, fluido poco viscoso})$$

Como el flujo de vapor se encuentra en régimen turbulento el autor recomienda el uso de la ecuación 2.20:

$$h_{vapor} = 0.2536 \cdot k/D_e \cdot Re^{0.65} \cdot Pr^{0.4} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad \text{Ec. 2.20}$$

$$h_{vapor} = 0.2536 \cdot \frac{0.03419 \frac{W}{m \text{ } ^\circ C}}{0.005 m} \cdot 40393.3^{0.65} 1.3^{0.4} = 1907.6 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

2.9. Coeficiente global de transferencia de calor

Las resistencias a la incrustación se tomaron del anexo 6. Para el vapor de agua la resistencia a la incrustación es de $0.17 \cdot 10^{-5} \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ y para el combustible será de $1.03 \cdot 10^{-5} \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$. Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor se empleó la ecuación 2.21:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{combustible}} + r_{combustible} + \frac{x}{k} + r_{vapor} + \frac{1}{h_{vapor}} \quad \text{Ec. 2.21}$$

Por lo tanto, despreciando el término $\frac{x}{k}$ y omitiendo las resistencias a la incrustación, se obtuvo el coeficiente global de transferencia de calor limpio:

$$\frac{1}{U_{limpio}} = \frac{1}{640.5 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}} + \frac{1}{1907.6 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$U_{limpio} = 479.5 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Y para el sucio teniendo en cuenta las incrustaciones

$$\frac{1}{U_{sucio}} = \frac{1}{640.5 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}} + \frac{1}{1907.6 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}} + 1.03 \cdot 10^{-5} \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C} + 0.17 \cdot 10^{-5} \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$U_{sucio} = 424.1 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

2.10. Área de transferencia de calor

Para determinar el área necesaria de transferencia de calor se empleó la ecuación 2.7 pero empleando los valores del intercambiador de placas. Despejando y sustituyendo:

$$A_s = \frac{Q}{U_{sucio} \cdot DMTL}$$

$$A_s = \frac{3\,038\,200 \text{ W}}{424.1 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \cdot 74.5^\circ\text{C}} = 96.2 \text{ m}^2$$

2.11. Margen de servicio

Para el margen de servicio se usó la ecuación 2.22:

$$\text{Margen de servicio} = \frac{U_{\text{limpio}} - U_{\text{sucio}}}{U_{\text{sucio}}} \quad \text{Ec. 2.22}$$

$$\text{Margen de servicio} = \frac{479.5 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} - 424.1 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{424.1 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$\text{Margen de servicio} = 13 \%$$

2.12. Coeficientes peliculares de transferencia de calor para el combustible PCM-1400

El cálculo asociado a la posible utilización del combustible PCM-1400, combustible más agresivo que quemará la caldera de la termoeléctrica y que presenta una viscosidad de 4455 cP (16 200 kg/m² h) a 40 °C (temperatura de bombeo y entrada al calentador) tomado del anexo 7. Coeficientes peliculares para el combustible PCM-1400

Se realiza el cálculo siguiendo el mismo procedimiento variando solo los resultados del coeficiente pelicular de transferencia de calor para el petróleo y a partir de este cálculo total de transferencia de calor, el área de transferencia de calor requerida y el margen de servicio del dispositivo. Las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos se mantienen constantes a lo largo del dispositivo, esto involucra al comportamiento del HTU y el DMTL que se mantiene constantes e invariables. Los valores de flujo másico para el vapor y el combustible se mantienen constantes producto a que el dispositivo es el mismo; por lo tanto, los valores del flujo volumétrico también y esto implica que el arreglo del intercambiador de calor de placas no varía con otro combustible. Empleando las ecuaciones 2.17; 2.18; 2.19 ;2.20 se obtuvo:

$$Re_{PCM-1400} = \frac{D_e \cdot G}{\mu_{PCM-1400}}$$

$$Re_{PCM-1400} = \frac{0.005 \text{ m} \cdot 1761534.07 \text{ kg/m}^2 \text{ h}}{16200 \text{ kg/m h}} = 0.52 \text{ (Re} < 400, \text{ flujo laminar, fluido muy viscoso)}$$

El número de Prandtl,

$$Pr_{PCM-1400} = \frac{c_p \cdot \mu_{PCM-1400}}{k}$$

$$Pr_{PCM-1400} = \frac{2\,200 \text{ J/kg} \cdot \text{°C} \cdot \left(\frac{16\,200 \text{ kg/m h}}{3\,600 \text{ s}} \right)}{0.12 \text{ W/m} \cdot \text{°C}} = 82\,500$$

2.13. Coeficiente global de transferencia de calor para el combustible PCM-1400

$$h_{PCM-1400} = 0.742 \cdot c_p \cdot G \cdot Re^{-0.62} Pr^{-0.667} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Sustituyendo,

$$h_{PCM-1400} = \left(0.742 \cdot 2\,200 \text{ J/kg} \cdot \text{°C} \cdot 1\,761\,534.07 \text{ kg/m}^2 \text{ h} \cdot 0.52^{-0.62} 82\,500^{-0.667} / 3\,600 \text{ s} \right)$$

$$h_{PCM-1400} = 629.6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

Según la ecuación 2.20 se obtuvo:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{combustible}} + r_{combustible} + \frac{x}{k} + r_{vapor} + \frac{1}{h_{vapor}}$$

Sustituyendo

$$\frac{1}{U_{PCM-1400 \text{ limpio}}} = \frac{1}{628.37 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}} + \frac{1}{1\,907.6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}}$$

$$U_{PCM-1400 \text{ limpio}} = 474.87 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

Para el coeficiente global de transferencia de calor sucio:

$$\frac{1}{U_{sucio}} = \frac{1}{628.37 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}} + \frac{1}{1\,907.6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}} + 1.03 \cdot 10^{-5} \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} + 0.17 \cdot 10^{-5} \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

$$U_{sucio} = 420.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

2.14. Área de transferencia de calor para el combustible PCM-1400

El área de transferencia de calor se calculó por la ecuación 2.6:

$$A_s = \frac{Q}{U_{sucio} \cdot DMTL}$$

$$A_s = \frac{3\,052\,500\text{ W}}{420.5\text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C} \cdot 74.7^\circ\text{C}} = 97\text{ m}^2$$

2.15. Margen de servicio para el petróleo PCM-1400

El margen de servicio para el combustible PCM-1400 se calculó por la ecuación 2.21:

$$\text{Margen de servicio} = \frac{U_{limpio} - U_{sucio}}{U_{sucio}}$$

$$\text{Margen de servicio} = \frac{474.9\text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C} - 420.5\text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}}{420.5\text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}}$$

$$\text{Margen de servicio} = 12.9\%$$

2.16. Análisis de resultados

En la tabla 2.6 se realizó una comparación entre los valores obtenidos para el combustible de 3000 cP y el combustible PCM-1400 incluidos en la oferta de Alfa Laval y los calculados.

Tabla 2.6. Comparación entre valores obtenidos para ambos combustibles. Fuente (elaboración propia)

Parámetros	Oferta Alfa Laval combustible 3000 cP		Resultados cálculos combustible 3000 cP		Resultados cálculo combustible 4455 cP	
	Crudo Oil	Vapor	Crudo Oil	Vapor	Combustible	Vapor
Caudal (kg/h)	41 430	5 432	41 430	5 432	41 430	5 432
Temperatura entrada (°C)	40	200	40	200	40	200
Temperatura salida (°C)	160	190/186.5	160	190/186.5	160	190/186.5
Calor Transferido (kW)	3 038		3 038.2		3 038.2	

DMLT (°C)	72.6		74.7		74.7	
Coef. Peliculares (W/m ² °C)	-	-	640.5	1 907.6	629.6	1 907.6
C.G.T.C. limpio (W/m ² °C)	496.1		479.5		474.9	
C.G.T.C. sucio (W/m ² °C)	436.9		424.1		420.5	
Área de transferencia de calor (m ²)	95.8		96.2		97	
Margen de servicio (%)	14		13		12.9	

Estos valores demuestran que no hay diferencias en la cantidad de calor transferido, la diferencia media de temperatura logarítmica es de 3 % aproximadamente, en el coeficiente total de transferencia de calor limpio es de 3.3 % y en el coeficiente sucio es de 3 % también. Con relación al área de transferencia de calor la diferencia es de solo 0.36 m² para un 0.37 %. Quedó comprobado que el dispositivo Compabloc puede trabajar con crudo cubano PCM-1400 producto a que el margen de servicio no supera el 15 % parámetro que dictamina si el equipo puede desempeñar la tarea para la que se selecciona o diseña (Moncada, 2006). Los coeficientes peliculares varían solamente en 1.88% y los coeficientes globales de transferencia de calor limpio y sucio varían 0.96 % y 1.25% para el limpio y el sucio respectivamente, el área de transferencia de calor varía en 0.8 m², para un 0.8%, cada una de estos parámetros se encuentran en los rangos permisibles de la bibliografía especializada.

En la tabla 2.7 se muestran las dimensiones permisibles para la configuración geométrica de los intercambiadores de calor de placas, y comprobando las dimensiones obtenidas con los resultados de esta tabla se determinó que los valores calculados se encuentran en los rangos geométricos permisibles.

Tabla 2.7. Dimensiones permisibles para la configuración geométrica de los intercambiadores de calor de placas. Fuente (Maiocchi & Carlos, 2002).

Parámetros	Dimensiones	Dimensiones del IC
Espesor de las placas	0.5-1.2 mm	1 mm
Área de intercambio de calor por placa	0.032-.4 mm ²	0.63 m ²
Área de intercambio de calor por unidad	0.1-2 200 m ²	97.7 m ²
Espacio entre canales	1.6-5.5 mm	3 mm
Dimensiones de las placas	Ancho 0.2-1.5 m Alto 0.5-3 m	Ancho 0.63 m Alto 1 m

2.17. Conclusiones del capítulo 2

1. Los datos estimados de ancho, distancia entre las placas y longitud de las mismas a partir de los planos se comprueba que son correctos ya que los cálculos realizados con esos valores se obtienen que: el número total de placas (150), el número de pases del vapor (1), el número de pases del petróleo (5) coincidiendo con los que se reportan por la firma Alfa Laval
2. Los valores de los coeficientes peliculares de transferencia de calor para el vapor y el petróleo (1907.6 W/m²°C y 640.5 W/m²°C respectivamente) indican que se logra alta turbulencia a pesar de valores de Reynolds relativamente pequeños.
3. El coeficiente total de transferencia de calor sucio de 424.1 W/m²°C obtenido en los cálculos y el ofertado por la firma de 436.9 W/m²°C, no difieren significativamente y se encuentra entre los valores recomendados de 200- 2100 W/m²°C.

4. Las áreas de transferencia de calor calculadas solo difieren en 0.36 m^2 y 0.8 m^2 demostrándose que el dispositivo Compabloc CPL75 de 95.8 m^2 de área puede trabajar con fluidos de 3000 cP ($10\ 800 \text{ kg/m h}$) de viscosidad y con un fluido de 4455 cP ($16\ 200 \text{ kg/m h}$) como el PCM-1400 como calentador de combustible con un correcto margen de servicio, en las condiciones que se especifican.

Capítulo 3: Análisis Económico

Existen muchos métodos para la evaluación económica de los proyectos de inversión, aunque los más difundidos en la actualidad, y los más confiables, son aquellos que toman en consideración el valor del dinero en el tiempo al analizar los beneficios y costos esperados durante la vida útil del equipamiento.

John Graham y Campbell Harvey realizaron el año 2001 un completísimo estudio del uso de las diferentes técnicas y modelos enunciados en la “teoría financiera de la empresa” por parte de 392 directivos de un amplio espectro de empresas norteamericanas y sus principales conclusiones son: “las grandes empresas confían firmemente en las técnicas de valor actual y en el modelo de valoración de activos de capital mientras que las empresas pequeñas están relativamente a gusto utilizando el criterio del plazo de recuperación (Mascareñas, J. 2008).

3.1. Cantidad de dinero que representa el ahorro de combustible

Las mayores oportunidades de ahorro en este tipo de procesos se encuentran en el ahorro de combustible que se emplea para generar vapor sobrecalentado. Los calentadores de combustible que se explotan en la actualidad en la termoeléctrica emplean 6 t/h de vapor para elevar la temperatura del combustible hasta los 160 °C. Esto se debe en gran medida al uso de los dos equipos (en explotación y reserva) para lograr la temperatura requerida.

Según los datos de la empresa, obtenidos en el balance de masa y energía (anexo 8) de la termoeléctrica, se necesita 68.61 kg de combustible para generar una tonelada de vapor sobrecalentado. La carga promedio de la instalación, motivada por la regulación de la frecuencia, es de 120 MW. En estas condiciones de explotación se envía 6 t/h de vapor sobrecalentado a los calentadores de combustible y el Compabloc CPL75 necesita 5.432 t/h para realizar dicha función ahorrándose aproximadamente 0.5 t/h vapor. Un año de trabajo de estos equipos son 7 200 h (10 meses, 30 días y 24 h) debido al tiempo de mantenimiento, días fuera de servicio, etc. La cantidad de combustible que se necesita para generar 0.5 t/h de vapor sobrecalentado se cuantía por la ecuación 3.1:

$$\text{Cant. de comb} = \text{consumo de comb} \cdot \text{cant de vapor}$$

Ec. 3.1

$$Cant. de comb = 0.06861 \text{ t de comb} / \text{t de vapor} \cdot 0.5 \text{ t vapor} / h$$

$$Cant. de comb = 0.034 \text{ t de comb} / h$$

Se requiere 0.034 t de combustible para generar 0.5 t/h de vapor. El consumo de combustible en un año se estima por la ecuación 3.2:

$$Consumo de combustible = Cant. de comb \cdot tiempo \quad \text{Ec. 3.2}$$

$$Consumo de combustible = 0.034 \text{ t de comb} / h \cdot 7\,200 \text{ h} = 247 \text{ t de comb}$$

Esta es la cantidad de combustible que se ahorra la empresa en un año, producto a que esta cantidad representa las toneladas de combustible que dejarán de ser suministradas a la caldera para generar 0.5 t/h de vapor sobrecalentado.

El precio promedio de la tonelada de combustible fue en el año 2016 para la termoeléctrica de \$ 560, multiplicando este valor por la cantidad de combustible que se ahorra en un año, se obtuvo el valor monetario del dinero ahorrado en un año:

$$Dinero ahorrado = Consumo de combustible \cdot Valor de la tonelada \quad \text{Ec. 3.3}$$

$$Dinero ahorrado = 247 \text{ t de comb} \cdot 560 \text{ $} / \text{t de comb} = 138\,317.8 \text{ $}$$

Este dinero ahorrado será entonces las ganancias que se asumirán como parte del cambio de los equipos.

3.2. Inversión y gastos de capital

En la tabla 3.1 se muestran los valores en costos del capital para la puesta en marcha y el funcionamiento de los intercambiadores de calor. Es válido aclarar que los costos por equipamiento incluyen el valor monetario del equipo y su instalación en la industria. Los costos por ajustes y puesta en marcha implican la preparación adecuada para el personal técnico que operará estos equipos. Por otra parte, el sistema de limpieza químico CIP que consume 4 kWh producto al motor eléctrico que tiene instalado; su consumo anual los que se muestra en dicha tabla, también se consideran los accesorios necesarios para este equipo,

que incluyen: aditivos, tanques para aditivos y los componentes para el mantenimiento del equipo.

Tabla 3.1. Inversión y gastos del equipo. Fuente (elaboración propia)

Tipo	Costos (\$)
Inversión	
Equipamiento	128 400
Unidad CIP	4 008
Ajuste, capacitación y puesta en marcha	4 200
Inversión inicial	136 608
Gastos	
Consumo CIP	32.256
Mantenimiento anual	16 000
Aditivo para 2 cisternas	15 440
Total	31 472.26

3.3. Evaluación del valor del dinero a través del tiempo

El valor del dinero en el tiempo significa que un determinado capital que se tiene en la actualidad va incrementando su valor en el futuro a determinada tasa de interés fijada. Dicho de otra forma, una cantidad de dinero en la actualidad tiene más valor que otra a recibir en el futuro, debido a que la primera ganará cierto interés o rendimiento al ser invertida. Estos elementos se reflejan en la siguiente expresión:

$$F = P * (1 + r)^i \quad \text{Ec. 3.4}$$

Donde F valor futuro de una cantidad presente P de dinero, \$, r es la tasa de interés fijada, en fracción, i es el año para el cual se desea determinar el valor futuro de la cantidad presente.

Las técnicas de evaluación de proyectos de inversión que tienen en cuenta este fenómeno se basan en el proceso inverso, es decir, actualizan o descuentan a valor presente las entradas y salidas de caja efectuadas durante toda la vida útil del equipamiento o período de evaluación del proyecto, por lo que también se les denomina técnicas de valor descontado. De esta forma se trata de darle el nivel de importancia adecuado a cantidades desembolsadas o ingresadas en períodos distintos, de forma tal de poder relacionarlas directamente entre sí.

El proceso de actualización a valor presente se realiza de la siguiente manera:

$$P = \frac{F}{(1+r)^i} \quad \text{Ec. 3.5}$$

La tasa r generalmente se denomina como tasa de interés cuando se trata de hallar el valor futuro o capitalizado de una cantidad, y tasa de descuento cuando se realiza el proceso inverso o de actualización, por lo que la representaremos en este último caso como D . El proceso inverso a la actualización se denomina capitalización.

3.4. Interés real (en moneda constante)

Es el interés que tiene en cuenta los efectos de la inflación. La inflación o devaluación del dinero, reflejada por un aumento de los precios en el mercado, puede incluirse en los análisis de inversiones calculando una tasa de interés real (tasa en moneda constante) mediante la relación de Fisher:

$$R = \left(\frac{1+r}{1+f} \right) - 1 \quad \text{Ec. 3.6}$$

Donde, R es la tasa de interés real, r la tasa de interés bancaria, f la tasa de inflación:

De esta expresión puede obtenerse que:

$$r = R + f + (R * f) \quad \text{Ec. 3.7}$$

$$R = \frac{(r-f)}{(1+f)} \quad \text{Ec. 3.8}$$

Analizando teóricamente se pueden tener tres casos:

- $r > f$ - La tasa de interés real (R) es positiva pero menor que la tasa de interés sin tener en cuenta la inflación (r), esto origina una influencia negativa sobre el valor futuro del dinero, aunque existe una ganancia neta.
- $r < f$ - La tasa de interés real (R) es negativa, lo cual quiere decir que existe pérdida.
- $r = f$ - La tasa de interés compuesta es cero. No existe ni pérdida ni ganancia.

Las tasas de interés que pagan los bancos (tasas pasivas) generalmente permiten compensar los efectos de la inflación y recibir un margen de utilidad, por lo que en la práctica se cumple generalmente que $r > f$. Por otra parte, las tasas que cobran las instituciones de crédito (tasas activas) están determinadas por las tasas pasivas más un margen de utilidad bruta.

3.5. Métodos para la evaluación financiera de proyectos de inversión.

Existen diversas técnicas de valor descontado, aunque todas ellas, como ya se mencionó, se basan en el descuento a valor presente de las cantidades futuras o flujos de caja. Los flujos de caja son la diferencia neta entre beneficios y costos en cada uno de los años, refleja el dinero real en caja. Para su determinación se toma como convenio que las entradas a caja (ingresos) son positivas, y las salidas (gastos) son negativas, lo cual quiere decir que los signos de los flujos de caja resultan del balance anual entre costos y beneficios.

En la tabla 3.2 se muestran los resultados del estudio de John Graham y Campbell Harvey que atañen al uso de los modelos de valoración de proyectos de inversión. Como se aprecia el criterio de la tasa interna de rendimiento y el del valor actual neto son los más utilizados (si las empresas son grandes ambos son utilizados un 85%, si son pequeñas un 71%); el plazo de recuperación es prácticamente el siguiente de los métodos más utilizados en especial en las pequeñas empresas donde se utiliza un 68%, sin embargo, el plazo de recuperación descontado se utiliza casi la mitad de las veces que el anterior. Por otro lado, es interesante destacar el cada vez mayor uso que se hace de la metodología de las opciones reales en la valoración de proyectos (Mascareñas, J. 2008).

Tabla 3.2. Frecuencia de utilización por parte de las empresas analizadas de los diversos métodos de valoración de proyectos de inversión. Fuente: (Mascareñas, J. 2008).

Métodos	Utilización
Tasa interna de rendimiento (TIR)	75,61%
Valor actual neto (VAN)	74,93%
Tasa de rendimiento requerida	56,94%
Plazo de recuperación	56,74%
Análisis de sensibilidad	51,54%
Múltiplo de beneficios	38,92%

Plazo de recuperación descontado	29,45%
Opciones reales	26,59%
Tasa de rendimiento contable	20,29%
Simulación / Valor en Riesgo (VAR)	13,66%
Índice de rentabilidad	11,87%
Valor actual ajustado	10,78%

3.6. Valor Actual Neto (VAN)

El valor del dinero en el tiempo significa que un determinado capital que se tiene en la actualidad va incrementando su valor en el futuro a determinada tasa de interés fijada, (Branan, 2000) .

Entonces el valor actual neto (VAN) es el valor de los flujos de caja proyectados para todos los años durante el período de evaluación del proyecto, siendo positivo si el saldo entre beneficios y gastos es favorable, y negativo en caso contrario. Visto así se define en la expresión 3.9:

$$VAN = -K_0 + \sum_{i=1}^n \frac{F_{ci}}{(1+D)^i} \quad \text{Ec. 3.9}$$

Donde el término K_0 es la inversión inicial, F_{ci} es el flujo de caja en el año i , D es la depreciación que no es más que la disminución periódica del valor de un bien material o inmaterial a través del tiempo. La depreciación se calcula según la ecuación 3.10 y el flujo de caja por la ecuación 3.11 donde t es la tasa de impuesto del país:

$$D = \frac{K_0}{\text{vida útil}} \quad \text{Ec. 3.10}$$

$$F_c = (\text{Ingresos} - \text{Gastos} - D) \cdot \left(1 - \frac{t}{100}\right) + D \quad \text{Ec. 3.11}$$

Tasa de descuento real se calcula mediante la ecuación 3.12:

$$R = \frac{(1+r/100)}{(1+f/100)} \quad \text{Ec. 3.12}$$

Donde r , es la tasa de descuento y f , es la tasa de inflación de una economía. La tasa de descuento real con margen se determina según la ecuación 3.13:

$$D = R + \frac{\text{Margen de Riesgo}}{100} \quad \text{Ec. 3.13}$$

El factor de descuento se estima según la ecuación 3.7 y el flujo de caja descontado se estimó por la ecuación 3.14:

$$\text{Factor de Descuento} = \frac{1}{(1+D)^i} \quad \text{Ec. 3.14}$$

$$F_d = \text{Factor de Descuento} \cdot F_c \quad \text{Ec. 3.15}$$

Entonces el VAN se calculó según la ecuación 3.16:

$$VAN = F_d - \text{Costo inversión} \quad \text{Ec. 3.16}$$

3.7. Tasa Interna de Retorno (TIR)

Se define como aquella tasa de descuento que reduce a cero el Valor Actual Neto. La TIR representa el porcentaje o tasa de interés que se gana sobre el saldo no recuperado de una inversión, de forma tal que, al finalizar el período de evaluación o vida útil, el saldo no recuperado sea igual a cero. Analíticamente la TIR se determina como:

$$0 = -K_0 + \sum_{i=1}^n \frac{F_{C_i}}{(1+TIR)^i} \quad \text{Ec. 3.17}$$

Como se puede observar en la ecuación 3.10, su solución requiere de un análisis iterativo. El análisis de la inversión se hace teniendo en cuenta dos factores: primero, debe ser tal su ganancia, que compense los efectos inflacionarios y en segundo término, debe poseer un premio o sobretasa por arriesgar el dinero en determinada inversión. (Branan, 2000)

El criterio general para saber si es conveniente realizar un proyecto es el siguiente, (Hamilton Wilson & Pezo Paredes, 2005):

- Si $TIR \geq r$ se aceptará el proyecto. La razón es que el proyecto da una rentabilidad mayor que la rentabilidad mínima requerida (el coste de oportunidad).

- Si $TIR < r$ se rechazará el proyecto. La razón es que el proyecto da una rentabilidad menor que la rentabilidad mínima requerida.

3.8. Período de Retorno de la Inversión (PRI) y resultados del análisis económico

El Periodo de Recuperación de la Inversión se considera como indicador que mide tanto la liquidez del proyecto como el riesgo relativo, pues permite anticipar los eventos en el corto plazo. (Didier.V.J., 2010.); (Sinnot, 2009).

Es importante anotar que este indicador es un instrumento financiero que, al igual que el Valor Actual Neto y la Tasa Interna de Retorno, permite optimizar el proceso de toma de decisiones.

El PRI es un instrumento que permite medir el plazo de tiempo que se requiere para que los flujos netos de efectivo de una inversión recuperen su costo o inversión inicial. Es el tiempo en que se recupera la inversión inicial para una tasa de descuento D considerada. Se calcula como el momento para el cual el VAN se hace cero.

$$0 = -K_0 + \sum_{i=1}^{PRI} \frac{F_{C_i}}{(1+D)^i} \quad 3.17$$

Para obtener el valor del PRI, a la inversión inicial se le van adicionando gradualmente los flujos de caja anuales hasta que el resultado sea cero, en ese momento se ha recuperado la inversión.

En el anexo 9 se muestra una tabla que posee los datos iniciales de ingresos, gastos, costo de inversión, tasa de descuento, tasa de inflación, margen de riesgo y tasa de impuesto, cada uno de estos valores estimados para 15 años de vida útil que posee el dispositivo. En la tabla 3.3 se muestran 3 años de los resultados obtenidos en el período de vida útil del intercambiador de placas.

Tabla 3.3. Resultados obtenidos en el período del análisis económico del Compabloc CPL75.
Fuente (elaboración propia)

Resultados	Años			
	0	1	2	3
FC	-136608	72637,09	72637,09	72637,09
FC descontado	-136608	64280,61062	56885,496	50341,147
FC descontados acumulados	-136608,00	-72327,39	-15441,89	34899,25

En la figura 3.1 se muestra el comportamiento del VAN en el período de vida útil del equipo y la función PRI demuestra que la inversión se recupera en medio año, es decir, 2 años, 3 meses y 1 día aproximadamente.

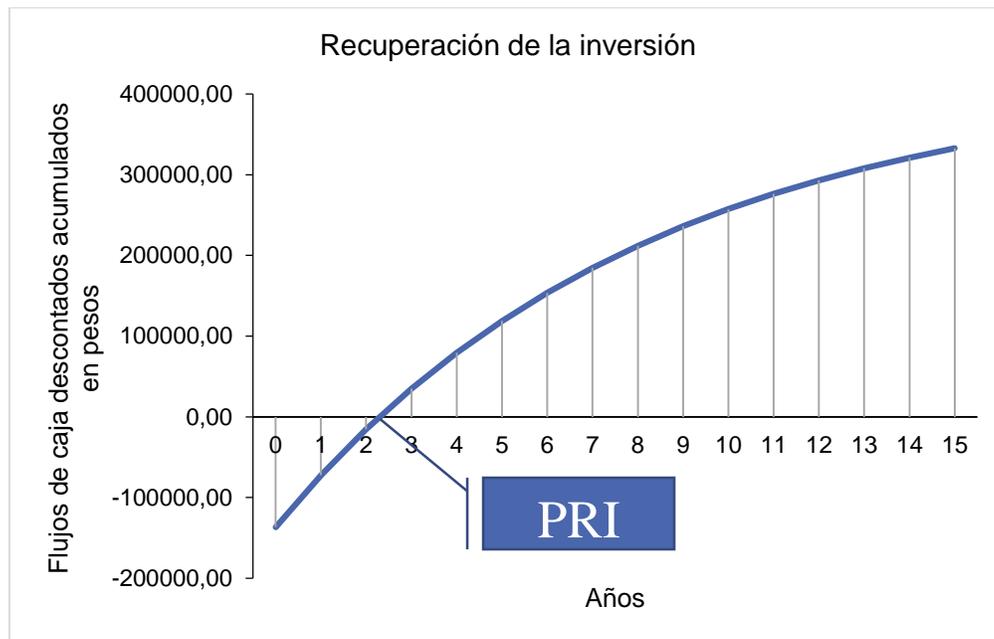


Figura 3.1. Comportamiento del VAN a lo largo del período de vida del equipo

Los flujos de efectivo en el proyecto se muestran en la figura 3.2 y según los datos del anexo 9 se obtuvo que:



Figura 3.2. Flujos de efectivo en el proyecto

$$VAN = -K_0 + \sum_{i=1}^{15} \frac{F_{ci}}{(1+D)^i} = \$332\,800.39$$

Mediante varias iteraciones matemáticas en la función VAN se obtuvo que la tasa interna de retorno es de un 53%, como el $TIR > r$ entonces el proyecto posee una rápida recuperación.

Para la relación beneficio-costo se empleó la ecuación 3.18:

$$IR = \frac{\sum_{i=1}^{15} \frac{F_{ci}}{(1+K)^i}}{K_0} = 3.44 \quad \text{Ec. 3.18}$$

Esto significa por cada peso invertido se obtiene 3.44 dólares de ganancia. Para la relación costo-beneficio se empleó la ecuación 3.19:

$$RCB = \frac{K_0}{\sum_{i=1}^{15} \frac{F_{ci}}{(1+K)^i}} = 0.29 \quad \text{Ec.3.19}$$

Este indicador muestra que se gastan solamente 29 centavos dólar de cada dólar recuperado, para una ganancia de 61 centavos dólar por unidad.

3.9. Conclusiones del capítulo 3

1. El Valor Actualizado Neto como (se aprecia en la figura 3.1) crece de manera vertiginosa, esto significa una rápida recuperación porque se necesita solo el 15 % del plazo total de 15 años para recuperarse descontadamente.
2. Se produce un ahorro neto de un 40% esto muestra la alta rentabilidad del proyecto mostrándose en una forma absoluta de \$332 800.39.
3. La relación beneficio-costos (IR) se muestra superior a la unidad mostrando que se ahorra 3.44 dólares por cada dólar invertido.
4. La relación costo-beneficio (RCB) es del orden de 0.29, lo que indica que el cociente de lo que se ha gastado en función de la ganancia obtenida en la vida útil de esta inversión es menor que 1 dando este resultado una clara visión de la viabilidad de la misma.



Conclusiones Generales

Conclusiones Generales

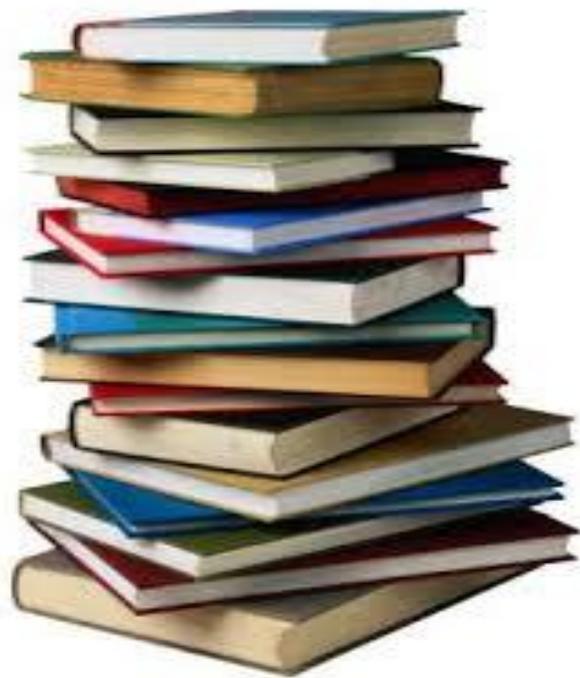
1. Se estudió la existencia de una gran diversidad de intercambiadores de calor en la industria moderna, por lo general los intercambiadores que desempeñan funciones como condensadores, calentadores, recalentadores, sobrecalentadores etc. son los intercambiadores de tubo y coraza y los intercambiadores de placas. Los intercambiadores de placas son más resistentes a las incrustaciones, son libres de corrosión, idóneos para disminuir el espacio en la planta y el tiempo de mantenimiento, fácil adición y remoción del área de transferencia de calor y bajos en costos de capital e inversión.
2. Existen dos métodos de diseño el método DMTL y NTU-Efectividad y varios autores proponen metodologías de diseño; la propuesta por Moncada es la escogida por ser a nuestra consideración la más completa.
3. Se realizó el cálculo térmico de diseño de un intercambiador de placa que garantice el calentamiento requerido para el petróleo, a partir de los datos técnicos incluidos en la oferta de Alfa Laval, obteniéndose los coeficientes peliculares de ($1\,907.6 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ y $640.5 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ para vapor y combustible respectivamente), un coeficiente total de $424.1 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ y un área de transferencia de calor de 96.1 m^2 garantizando un margen de servicio de 13%, encontrándose en los rangos propuestos en la bibliografía, demostrándose en el trabajo que el equipo Compabloc CPL75 ofertado por Alfa Laval es adecuado para el trabajo con combustible de 3000 cP de viscosidad
4. Este equipo también puede operar sin duda alguna el crudo cubano PCM-1400 de 4455 cP de viscosidad ($16\,200 \text{ kgm}^2 \text{ h}$) producto a que los coeficientes peliculares de transferencia de calor, el coeficiente total de transferencia de calor, el área de transferencia de calor y el margen de servicio solo varían, 1.88%; 0.37 %; 1.25% respectivamente cada uno de estos valores encontrándose en los rangos aceptables de trabajo de estos equipos consultados en la bibliografía especializada.



Recomendaciones

Recomendaciones

1. Proponer a la dirección técnica de la termoeléctrica que considere correcta la sustitución de los intercambiadores de tubo y coraza por los intercambiadores de placa tipo Compabloc CPL75 ofertados por la firma Alfa Laval para los dos tipos de combustible estudiados.
2. Si cambia la viscosidad del combustible se deben de realizar nuevos cálculos para determinar el área de transferencia de calor que se requiere.



Bibliografía

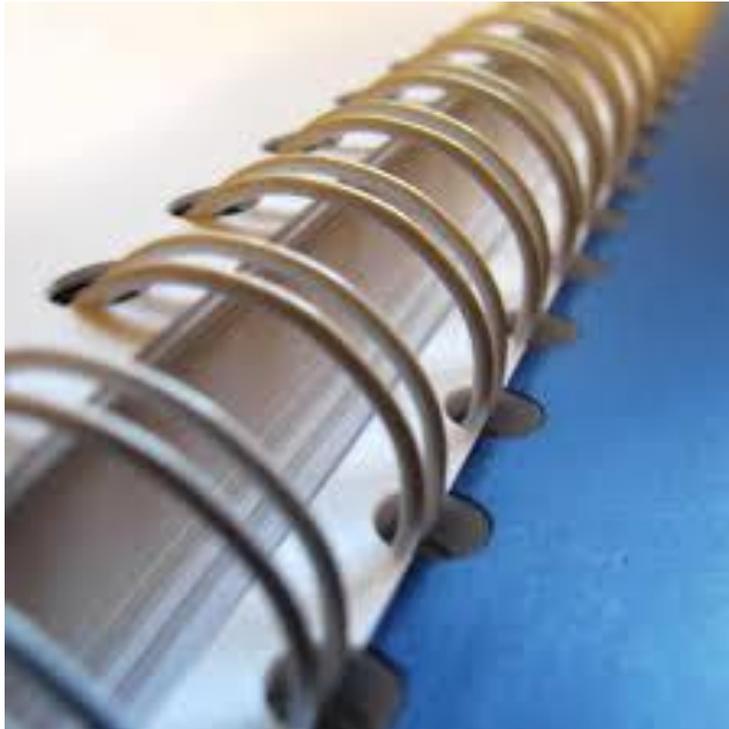
Bibliografía

- Alfa Laval. (2013). Intercambiadores de placas.
- Alfa Laval. (s.f.). Compabloc- compact performance.
- ARAX. (s.f.). Intercambiadores de calor de placas. Buenos Aires y Ciudad de México, Argentina y México.
- ASME. (2011). Journal of Heat Trabsfer Transactions.
- Bhowmik, H., & Lee, K.-S. (2009). Analysis of Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics in an Offset Strip Fin Heat Exchanger. International Journal of Heat and Mass Transfer, 259-263.
- Botero, H., Días, A., Eliud, L., Vielma, D., & Sánchez, O. (2011). Endulzamiento del gas natural. Nuevo México: Azteca.
- Branan, C. R. (2000). Soluciones prácticas para el Ingeniero Químico (1ed). México: McGraw-Hill.
- Cengel, Y. A. (1997). Transferencia de Calor y Masa. Nevada: McGraw-Hill.
- ChemicaLogic Corporation. (2003). ChemicaLogic Steam Tab Companion. Thermodynamic and Transport Propierties of Water and Steam Version 2.0. Burlington, Massashussets. United States of America.
- COMEVAL, S.L. (2006). Intercambiadores de Calor de PLacas. Ciudad Méxio, México.
- Dávila Moya, W. (2006). Diseño y construcción de un Intercambiador de Placas. Quito.
- Didier, V.J. (2010.). Período de recuperación de la inversión (PRI).
- Dong, J., Chen, Z., & Zhou, Y. (2007). Air Side Thermal hydraulic Performance of Offset Strip Fin Heat Exchangers Fin Alumunium Heat Exchangers. Applied Thermal Engineering, 306-313.

- Durmaz, G. (2009). Experimental and Numerical Analysis of Heat Transfer Performance of Offset Strip Fins, Master of Science thesis, The Graduate School of Engineering and Science of IZMIR Institute of Technology.
- González, M. A. (2014). Unidad No. 4 Intercambiadores de calor. Programa de ingeniería Química. Aprendizaje Dialogo Interactivo. Operaciones Unitarias I. Universidad Nacional Experimental Francisco de Miranda.
- Gut, J. A., & M, p. J. (2003). Modeling of plate heat exchngers with generalized configurations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2571-2585.
- Hamilton Wilson, M., & Pezo Paredes, A. (2005). Formulación y evaluación de proyectos tecnológicos empresariales aplicados. Convenio Andrés Bello.
- Incropera, F. P. (1996). *Fundamentos de la Transferencia de Calor*. Nuevo México: McGraw-Hill.
- Jaramillo, A. (2007). *Intercambiadores de calor*. Nuevo México: Mix .
- Javier, M. J. (2012). *Complejo procesador de gas Cactus*. D.F México.
- K, M. D. (2002). *Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of PLate Fin Heat Exchanger Surfaces- A Numerical Study* PhD Dissertation Indian Institute of Technology, Kharagpur.
- Kakac, S. S., & Bergles, A. E. (2003). *Peliculars coeficients of heat transfer*. Washington D C, 227-254.
- Kays, W. M., & London, A. L. (1984). *Compact Heat Exchangers*. EUA: Mcraw-Hill.
- Kern, D. Q. (1999). *Procesos de Transferencia de Calor*. Nuevo México: CECSA.
- Krasnoschikov, E. A., & Sukomel, A. S. (1987). *Problemas de termotransferencia*. Moscú: Mir.

- Luis, V. A. (2012). Operaciones Unitarias: Intercambiadores de calor de tubo y coraza. Montevideo: Sintara.
- Maiocchi, M., & Carlos, A. (2002). Intercambiadores de Calor de Placas Cálculo y selección de equipos.
- Márquez, A., & Miqueas, V. L. (2002). Rediseño de los enfriadores de la planta Girbotol del complejo Procesador de Gas Ponza Rica. Lima.
- Marriott, J. (2006). Where and how to use plateheat exchangers. Louisiana: McGraw-Hill.
- Mendizabal, D. G. (2002). Intercambiadores de Calor: tipos generales y aplicaciones. Guatemala: Hills.
- Michna, J. G., Jacobi, A. M., & Burton, L. R. (2005). Air Side Thermal-Hydraulic Performance of an Offset Strip Fin Array at Reynolds Number up to 12 000. Fifth International Conference on Enhanced Compact and Ultra Compact Heat Exchangers. Science, Engineering and Technology, 8-14.
- Moncada, L. (2006). Intercambiadores de calor. Trujillo.
- Núñez, P., Robles, L., & Alvarez, M. (2004). Diseño Termohidráulico de Intercambiadores de plato y Marco en arreglo simple y multipaso. Revista Mexicana de Ingeniería Química, 23-34.
- PEMEX. (2008). Procesos industriales. México D F.
- PEMEX. (2011). Informe de Avance del Programa para Incrementar la Eficiencia Operativa en Petróleos Mexicanos y sus Organismos Subsidiarios. México D F.
- Perry, H., & Robert, G. W. (2010). Manual del Ingeniero Químico: McGraw-Hill.
- Pignotti, A., & Tamborenea, P. I. (1988). International Journal of Heat and Mass Transfer. Thermal effectiveness of multipass plate exchangers, 1983-1991.

- Prabhakara, B. R., K, K. P., & Sarit, K. D. (s.f.). Effect of low distribution to the channels on the thermal performance of a plate heat exchanger. Chemical.
- Raju, K. S., & Bansal, J. C. (1983). Design of plate heat exchangers in: Low Reynolds number flow heat exchangers.
- Saidi, A., & Sudden, B. (2001). A Numerical Investigation of Heat Transfer Enhancement in Offset Strip Fin heat Exchangers in Self Sustained Oscillatory. International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow, 699-716.
- Sinnot, R. (2009). Chemical Engineering Design. Principles and Practice and Economics of Plant and Process Design. E. s. S. T. Rights.
- Touceda, F. T. (2007). Agua en Intercambiadores de Placas para Equipos de Refrigeración por Absorción. Tarragona.



Anexos

Anexos

- **Anexo 1.** Características de los intercambiadores de calor
- **Anexo 2.** Valores más frecuentes para el coeficiente global de transferencia de calor
- **Anexo 3.** Ficha técnica del Compabloc CPL75
- **Anexo 4.** Coeficientes totales, velocidades de flujo y caídas de presión en intercambiadores de placas.
- **Anexo 5.** Plano del Compabloc CPL75
- **Anexo 6.** Resistencias a la incrustación.
- **Anexo 7.** Monograma de viscosidades para el crudo cubano
- **Anexo 8.** Balance de masa y energía de la termoeléctrica.
- **Anexo 9.** Resultados del análisis económico

Anexo 1. Características de los intercambiadores de calor (Moncada, 2006)

Tipo	Tubo y coraza	Placas soldadas
Características constructivas	Haz de tubos dentro de una carcasa cilíndrica, con presencia de deflectores para generar turbulencia y soportar los tubos. El arreglo de tubos es paralelo al eje longitudinal de la carcasa y de cabezal flotante. Tubos internos lisos	Serie de láminas corrugadas separadas entre sí y soldadas en sus bordes.
Aplicación	Multiusos prácticamente se amolda a cualquier servicio, por lo general es el primer intercambiador que se considera en una determinada aplicación.	Manejo de fluidos viscosos y sobre todo peligrosos o altas presiones
Observaciones	Versátil. Se usa para casi cualquier aplicación, independientemente de la tarea a realizar, temperatura y presión. Limitaciones de tipo metalúrgico.	Es una alternativa a los intercambiadores de tubo y coraza y los intercambiadores sin empaquetaduras siempre y cuando se pueda realizar una limpieza química sin dificultad. Su uso está limitado por la diferencia de presión entre los dos fluidos (4 000- 8 000 kPa dependiendo del fluido)

Anexo 2. Valores más frecuentes para el coeficiente global de transferencia de calor. Fuente (Cengel Y. A., 1997)

<u>Tipo de intercambiador de calor</u>	<u>$U, \text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}^*$</u>
Agua hacia agua	850-1 700
Agua hacia aceite	100-350
Agua hacia gasolina o queroseno	300-1 000
Calentadores de agua de alimentación	1 000-8 500
Vapor de agua hacia combustóleo ligero	200-400
Vapor de agua hacia combustóleo pesado	50-200
Condensador de vapor de agua	1 000-6 000
Condensador de freón (agua enfriada)	300-1 000
Condensador de amoniaco (agua enfriada)	800-1 400
Condensadores de alcohol (agua enfriada)	250-700
Gas hacia gas	10-40
Agua hacia aire en tubos con aletas (agua en los tubos)	30-60 [†]
	400-850 [†]
Vapor de agua hacia aire en tubos con aletas (vapor de agua en los tubos)	30-300 [†]
	400-4 000 [‡]

Anexo 3. Ficha técnica del Compabloc CPL75. Fuente: Alfa Laval

Compabloc Heat Exchanger Specification

Cliente : Byscosin S.A
Modelo : CPL75
Project : COBODROL-37/Calentador de Crudo Cienfuegos
Item : FO-Heater-CTE Cienfuegos **Fecha** : 24/08/2008

		<u>Lado Caliente</u>	<u>Lado Frio</u>
Fluido		Water-Steam	Crude oil
Caudal másico	kg/h	5432	41430
Fluid Condensed/Vapourized	kg/h	5432	0.000
Temperatura entrada	°C	200.0	40.0
Temperatura salida(Vapor/Liquido)	°C	190.0/186.5	160.0
Operating pressure(Entrada/Salida)	bar	12.6/12.6	
Pérdida de carga (Perm/Calculate)	kPa	251/0.143	100/37.7
Velocityconnection (Entrada/Salida)	m/s	3.53/0.219	0.658/0.658
Calor Intercambiado	kW	3038	
Mean temperature difference	K	72.6	
C.G.T.C. Limpio	W/(m ² *K)	496.1	
C.G.T.C. Servicio	W/(m ² *K)	436.9	
Area Transferencia Calor	m ²	95.8	
Margen servicio	%	14	

Dirección relativa de los fluidos		Crossflow	
Unit orientation		Vertical	
Número de placas		150	
Número de pasos		1	5
Agrupamiento		1*75 M	4*15+1*16 M
Material de placa / Thickness		AISI 316 L / 1.00 mm	
Material de cierre		GRAPHITE	GRAPHITE
Lining material		AISI 316 L	AISI 316 L
Diámetro conexión (A1/A2 or B1/B2)	mm	300/100	150/150
Orientación conexiones		A1 -> A2	B1 -> B2
Código de recipientes a presión		ASME	
Connection standard		ASME	
Presión diseño	bar	FV/20.0	FV/30.0
Presión de prueba	bar	26.0	39.0
Temperatura diseño (min/ max)	°C	190/300	40/160
Volume	dm ³	367.3	364.2
Peso neto, vacío/operación	kg	3660/4388	
Gross weight	kg	4090	
Shipping Dimensions (width x length x height)	cm	202.0 x 158.0 x 212.0	

Composición fluido

Lado Caliente
Water-Steam
Condensando

Lado Frio
Crude oil
Liquid Heating

Water-Steam = 5432 kg/h
inlet v/l 5432/0.000
outlet v/l 0.000/5432

Crude oil = 41430 kg/h
inlet v/l 0.000/41430
outlet v/l 0.000/41430

Physical Properties

Unidades (inlet/outlet)		Lado Caliente		Lado Frio	
		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor
Dens	kg/m ³	864.7/876.4	6.044/6.194	990.0/990.0	
Calor esp.kJ/(kg*K)		4.516/4.471	1.935/1.929	2.200/2.200	
Visc	cP	0.137/0.145	0.0159/0.0155	3000/24.5	
Th.Cond	W/(m*K)	0.661/0.669	0.0360/0.0345	0.120/0.120	
Bub. p.	°C		190.0/190.0		
Dew p.	°C		190.0/190.0		

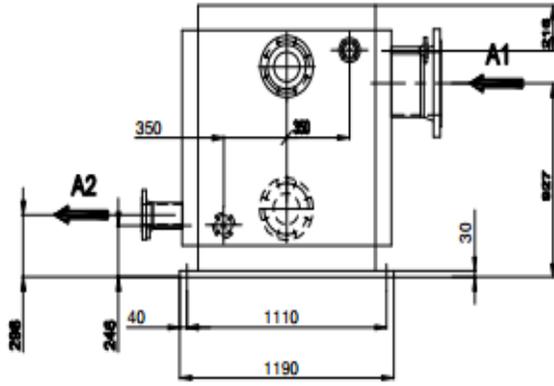
Peso Mol.	u	18.02/18.02
Pr. Cr.	bar	221.29/221.29
Temp.Cr.	°C	374.1/374.1
Lat.heat	kJ/kg	1977.3/1977.3

Anexo 4. Coeficientes totales, velocidades de flujo y caídas de presión en intercambiadores de placas. Fuente (Moncada, 2006)

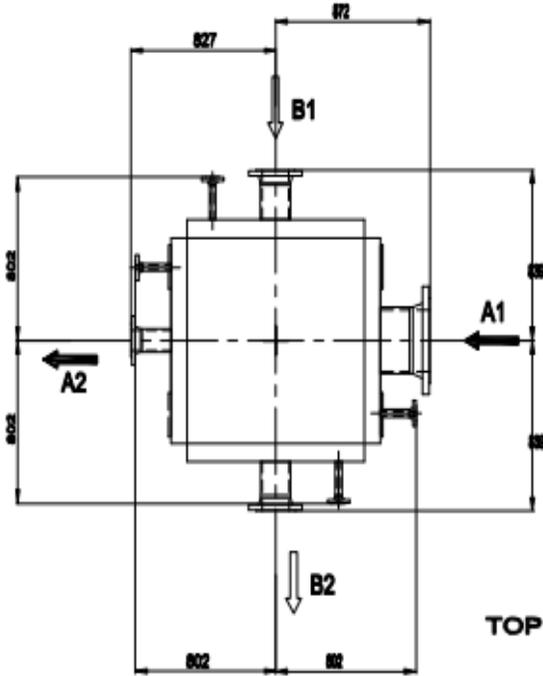
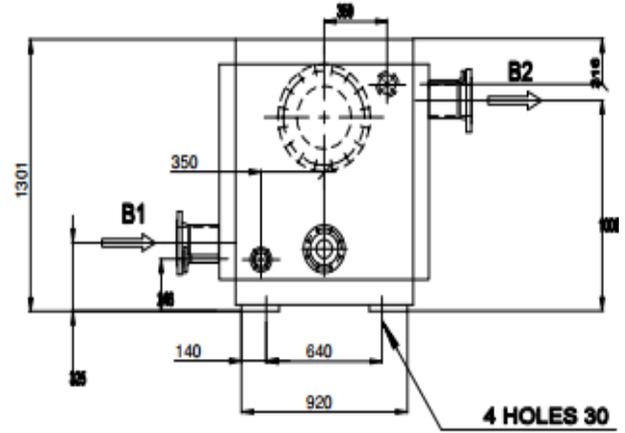
Operación	Lado 1	Agua 40 °C	Sol. acuosa	Aceite	Aceite	Aceite	Solv. Orgánicos	Aceite Vegetal (10 cst)
	Lado 2	Agua o vapor	Agua o vapor	Agua o vapor	Aceite	Agua o vapor	Agua o vapor	Agua o vapor
Prop. Físicas del producto	μ	0,6	50	50	50	100	1	100
	k	2,259	1,422	0,418	0,418	0,418	0,711	0,544
	Cp	4 184	3 974,8	2 092	2 092	2 092	2 092	2 092
Coeficiente total, U = w/m ² °C								
Placas corrugadas		3130 - 3950	1050 - 1280	465 - 580	210 - 270	325 - 410	1860 - 2100	870 - 1000
Placas normales		3000 - 3700	700 - 820	300 - 350	120 - 200	200 - 300	1500 - 2000	820 - 930
Velocidad de flujo relativa al agua		Ver tabla 4	0,6 - 0,8	0,4 - 0,7	0,4 - 0,7	0,4 - 0,7	0,9 - 1,1	0,8
Caída de presión		14,7 - 29,4	100 - 200	157 - 333	196 - 440	235 - 540	26 - 32	78 - 113

Anexo 5. Plano del Compabloc CPL75

FRONT VIEW



LEFT VIEW



TOP VIEW

CONNECTIONS

NAME	DN	PN	SERVICE
A1	300	CLASS300	Inlet Process
A2	100	CLASS300	Outlet Condensat
B1	150	CLASS300	Inlet cold side
B2	150	CLASS300	Outlet cold side
VDA	25	CLASS300	Vent & Drain Side A
VDB	25	CLASS300	Vent & Drain Side B

TECHNICAL	SIDE A	SIDE B
PLATE GROUPING	175 M	4'15-1'16 M
PLATE MATERIAL	AISI 316 L	

Anexo 6. Resistencias a la incrustación. Fuente (Moncada, 2006)

Fluido	$r \times 10^5 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$
Agua	
Desmineralizada o destilada	0,17
Blanda	0,34
Dura	0,86
De enfriamiento (tratada)	0,70
De mar	0,86
De río	0,86
Aceites lubricantes	0,34 a 0,86
Aceites vegetales	0,34 a 1,03
Solventes orgánicos	0,17 a 0,51
Vapor	0,17
Fluidos de proceso en general	0,34 a 1,03

Anexo 7. Monograma de viscosidades para el crudo cubano

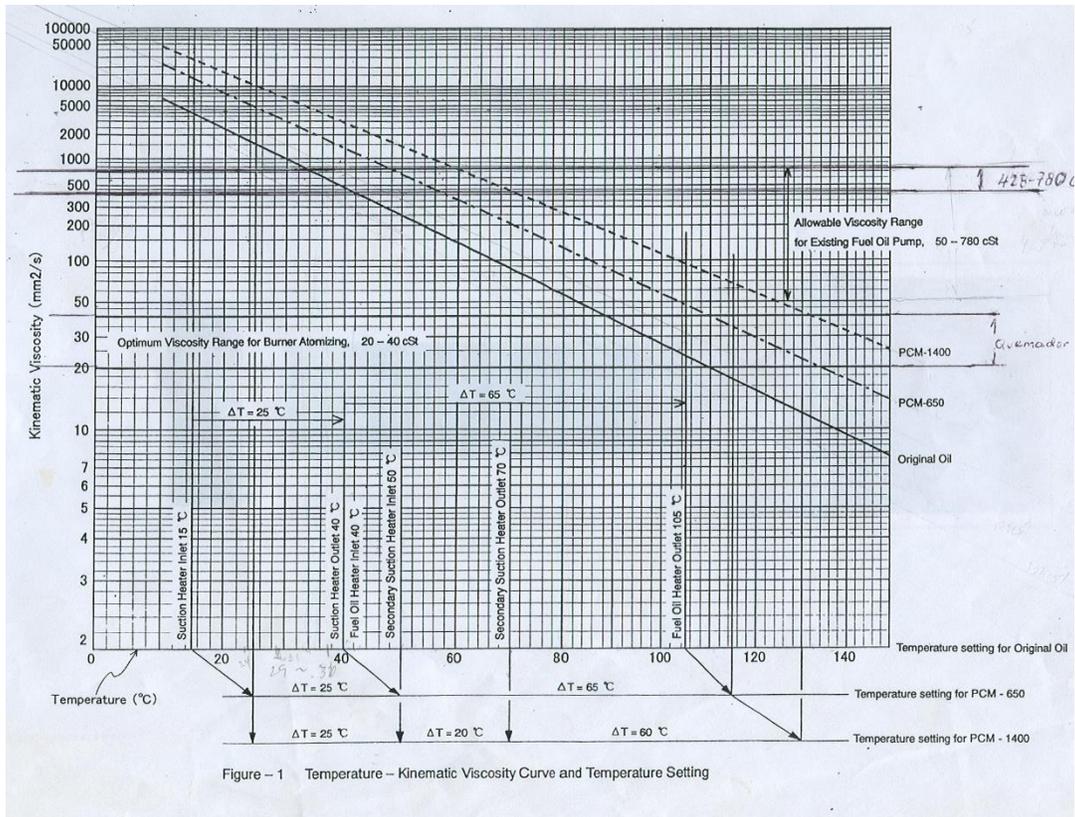
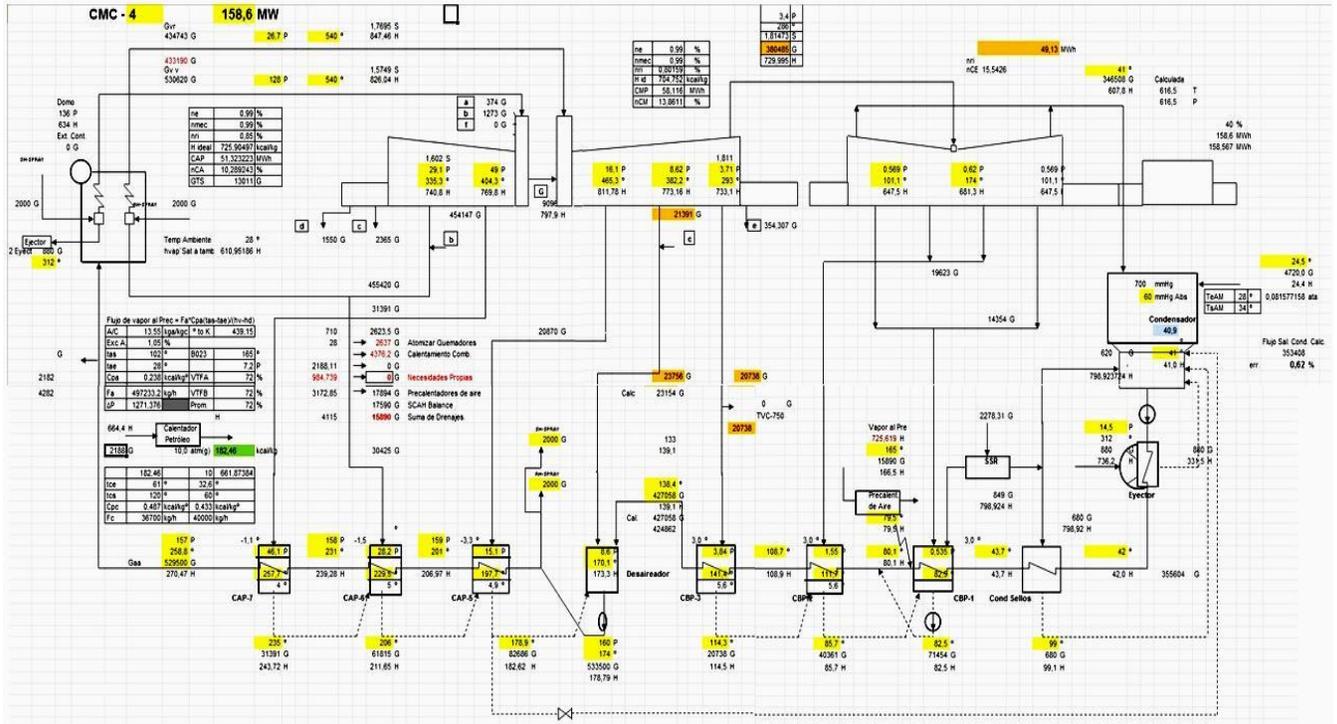


Figure - 1 Temperature - Kinematic Viscosity Curve and Temperature Setting

Anexo 8. Balance de masa y energía de la termoeléctrica.



Anexo 9. Resultados del análisis económico

Resultados	0	1	2	3	4	5
FC	-136608	72637,09	72637,09	72637,09	72637,09	72637,09
FC descontado	-136608	64280,61	56885,496	50341,147	44549,688	39424,5
FC descontados acumulados	-136608,00	-72327,39	-15441,89	34899,25	79448,94	118873,44

6	7	8	9	10	11	12
72637,09	72637,09	72637,09	72637,09	72637,09	72637,09	72637,09
34888,94	30875,168	27323,158	24179,786	21398,04	18936,319	16757,804
153762,38	184637,55	211960,71	236140,50	257538,54	276474,85	293232,66

13	14	15
72637,09	72637,09	72637,09
14829,915	13123,819	11613,999
308062,57	321186,39	332800,39

VAN	332800,3922
TIR	53%
IR	3,44
RCB	0,29102164
PRI promedio	1,88
PRI descontado	2,31