

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
FACULTAD DE INGENIERÍA

**DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS
CONCÉNTRICOS EN CONTRACORRIENTE, PARA ENFRIAR UN LÍQUIDO
VISCOSO EN UNA INDUSTRIA DE ALIMENTOS**

Guatemala

2007

**DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS
CONCÉNTRICOS EN CONTRACORRIENTE, PARA ENFRIAR UN LÍQUIDO
VISCOSO EN UNA INDUSTRIA DE ALIMENTOS**

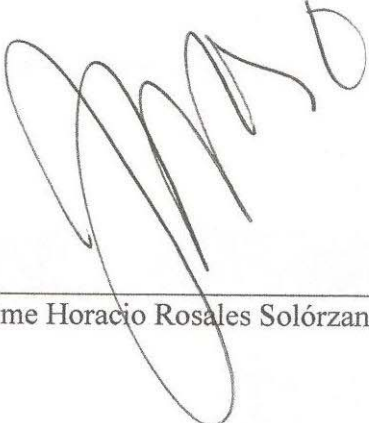
UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
FACULTAD DE INGENIERÍA

**DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS
CONCÉNTRICOS EN CONTRACORRIENTE, PARA ENFRIAR UN LÍQUIDO
VISCOSO EN UNA INDUSTRIA DE ALIMENTOS**

Trabajo de graduación presentado por
María Alejandra De León Merck
Para optar al grado de Licenciatura en Ingeniería Química

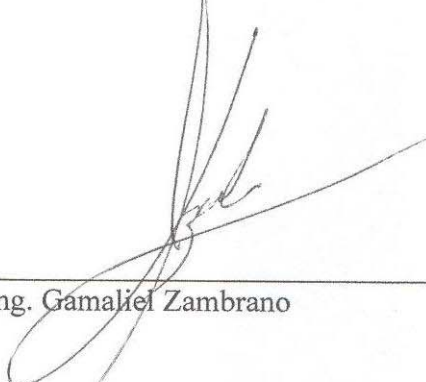
Guatemala
2007

Vo. Bo.:

(f) 

Ing. Jaime Horacio Rosales Solórzano


Tribunal Examinador:

(f) 

Ing. Gamaliel Zambrano

(f) 

Ing. Julio Paredes Arroyo

(f) 

Ing. Jaime Horacio Rosales Solórzano

Fecha de aprobación: Guatemala 19 de febrero de 2007

PREFACIO

Dedico mi trabajo de graduación,
a Dios Nuestro Señor y a su Santísima Madre,
a mis padres que me han ayudado y apoyado en toda mi vida,
a mis abuelos en especial a Papito Quique,
a mis hermanos, familia y amigos por apoyarme siempre.

RESUMEN

En este trabajo se diseñó un intercambiador (ver título). La transferencia de calor por producción dura 48 minutos y se transfiere una carga térmica de 16,368.28 kJ/s. De ésta manera se cumplen con los requisitos de producción. El intercambiador de calor cuenta con agua como refrigerante, la cual proviene de un enfriador a 3° C

El intercambiador de calor cuenta con 9 horquillas compuestas por dos tubos concéntricos de 0.0381 m y 0.0635 m de diámetro nominal y una longitud de 6.096 m (20 pies). El material de los tubos es acero inoxidable 316 de cédula 40. Se cuenta con una bomba centrífuga de 52.20055 kW, la cual entrega el agua al intercambiador de calor.

Se debe realizar una inversión inicial de Q. 183,946.77, la cual se recupera a los 15 meses iniciado el proyecto. La tasa interna de retorno obtenida es de 39.3%, la cual indica que es un proyecto rentable pues y se debe de realizar para obtener una mejora en el proceso. También muestra que el proyecto es factible, pues no solamente posee un tiempo de recuperación corto sino también es rentable pues se logra economizar en la producción.

Se debe realizar la inversión para mejorar la eficiencia del proceso de producción de la fábrica de alimentos. Y se recomienda establecer un sistema de mantenimiento preventivo para los equipos del intercambiador de calor, así como establecer un sistema de limpieza periódica.

No se tomó en cuenta diseñar un intercambiador de concha y tubos debido a que la limpieza de éste es más difícil que la de tubos concéntricos, pues posee más lugares que se pudieran dar incrustaciones no deseadas que interfieren con la transferencia de calor, provocando un déficit en la transferencia de calor.

ABSTRACT

In this project a cross-current double pipe heat exchanger for a food product was designed. The heat transfer is 16,368.28 kJ/s and takes 48 minutes, per batch. This way, all the requirements of production are accomplished. The heat exchanger uses water as a refrigerant, which comes at 3 °C from a chiller.

The heat exchanger has 9 pairs of sets of two concentric pipes with 0.0381 m and 0.0635 m of nominal diameter and 6.096 m (20 ft) length. The construction material of these two pipes is stainless steel (316) and a 40 schedule. The system also counts with a centrifuge pump of 52.20055 kW, which delivers the water to the heat exchanger.

An initial investment of Q. 183,946.77 must be made, which will be recovered after 14 months, once initiated the project. The internal rate of return (IRR) obtained is 39.3%.

The investment must be made to improve the production's process efficiency. It is recommended to establish a preventive maintenance system for the machinery of the heat exchanger, as a periodical cleaning system for the heat exchanger.

ÍNDICE

	PAG.
I. INTRODUCCIÓN.....	1
II. MARCO TEÓRICO.....	2
A. Transferencia de calor y la termodinámica.....	2
1. Mecanismos de transferencia de calor.....	2
a. Transferencia de calor por radiación.....	2
b. Transferencia de calor por convección.....	3
1) Coeficientes de Convección.....	4
c. Conducción del calor.....	4
1) Conducción con aletas.....	7
2) Coordenadas.....	8
a) Rectangulares.....	8
a) 1) Forma Adimensional.....	9
b) Coordenadas cilíndricas y esféricas.....	10
d. Transferencia de calor combinado.....	11
1) Conducción estacionara de calor por geometrías cilíndricas.....	12
a) Transferencia de calor por conductividad en tubería.....	14
b) Resistencias en la transferencia de calor.....	15
b) 1) Resistencia de interfase.....	15
b) 2) Resistencia por incrustaciones.....	15
e. Balances de energía.....	15
1) Utilización de energía.....	16
a) Energía eléctrica.....	16
b) Los motores eléctricos.....	16
f. Coeficientes de transferencia de calor y flujo de calor.....	17
1) El arreglo de flujo:.....	17
a) Flujo en el mismo eje.....	17
b) Los flujos van en diferentes ejes.....	17
2) Temperatura media de la corriente.....	18
3) Coeficiente global.....	18
a) Factores de ensuciamiento.....	21

b) Casos especiales para el coeficiente global de transferencia de calor.....	22
4) Números adimensionales y sus relaciones.....	22
a) El coeficiente de convección de transferencia de calor	22
b) Capa límite	23
1) Viscosidad en la capa límite.....	23
2) Temperatura de la capa límite	24
5) Número de Nusselt, N_{Nu}	26
6) El número de Prandtl, Pr	28
7) Pérdida de fricción	28
a) Coeficiente de fricción de Fanning.....	28
b) Pérdida de fricción debido a tubería.....	29
1) Pérdida de fricción debida a variaciones de velocidad o dirección.....	30
B. Intercambiadores de calor y su diseño.....	31
1. Los intercambiadores de calor.....	31
a. Intercambiadores de calor tubulares.....	33
1) Intercambiadores de calor de tubos concéntricos	34
2. Diseño térmico y mecánico.....	35
a. Elementos de diseño térmico.....	35
b. Elementos de diseño mecánico.....	35
1) Detalles de las unidades estándar.....	37
a) Códigos y estándares.....	37
2) Propiedad de materiales.....	37
C. Transferencia de calor en el proceso de alimentos.....	38
1. Propiedades térmicas	39
a. Calor específico.....	39
b. La conductividad térmica.....	39
III. JUSTIFICACIÓN.....	41
IV. OBJETIVOS.....	42
A. OBJETIVO GENERAL.....	42
B. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	42
V. PROBLEMA A RESOLVER.....	43

	PAG.
VI. METODOLOGÍA.....	44
A. Propiedades térmicas del producto a enfriar.....	44
B. Balance de masa y energía en el sistema.....	44
C. Dimensionamiento del equipo.....	44
1. Especificaciones de la tubería.....	44
2. Obtención de los coeficientes de transferencia de calor.....	44
3. Área de superficie requerida para la transferencia de calor.....	45
4. longitud requerida para la transferencia de calor.....	45
5. Horquillas necesarias para la transferencia de calor.....	45
6. Cálculo de la caída de presión del sistema y cálculo de las bombas.....	45
7. Costos directos e indirectos.....	45
a. Costo del equipo.....	45
1) Depreciación.....	45
b. El costo operacional.....	45
1) Costo operacional del Intercambiador de calor actual.....	46
8. Análisis económico.....	46
a. Flujos de caja.....	46
VII. RESULTADOS.....	47
A. Diagrama de flujo del sistema.....	47
B. Área necesaria para la transferencia de calor.....	48
C. Bomba centrífuga.....	48
D. Análisis económico.....	48
E. Diagrama del Intercambiador de Calor.....	49
VIII. DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....	50
IX. CONCLUSIONES.....	55
X. RECOMENDACIONES.....	56
XI. BIBLIOGRAFÍA.....	57
XII. APÉNDICE.....	58
A. Glosario.....	58
B. Simbología.....	60
C. Cálculos para obtener intercambiador de calor.....	62
1. Condiciones iniciales del sistema.....	62

a.	Condiciones del producto viscoso a enfriar.....	62
b.	Condiciones del refrigerante, del agua.....	63
2.	Balance de masa y energía en el sistema.....	64
3.	Dimensionamiento del equipo.....	65
a.	Obtención de temperaturas calóricas.....	65
b.	Comportamiento viscoso del producto a enfriar.....	65
c.	Temperatura media logarítmica del sistema, LMTD.....	66
d.	Especificaciones de la tubería.....	67
1)	Diámetro equivalente.....	68
e.	Área de flujo del sistema.....	68
f.	Velocidad por unidad de área.....	69
g.	Números adimensionales.....	69
1)	Número de Reynolds.....	69
2)	Número de Prandtl.....	70
3)	Número de Nusselt.....	70
h.	Obtención de coeficiente interno de transferencia de calor, h_i	71
i.	Obtención de coeficiente interno de transferencia de calor, h_{i0}	71
j.	Obtención de coeficiente externo de transferencia de calor, h_o	72
q.	Obtención de coeficiente global de transferencia de calor limpio, U_C	72
k.	Obtención de coeficiente global de diseño de transferencia de calor, U_D	72
l.	Área de superficie requerida para la transferencia de calor.....	73
m.	longitud requerida para la transferencia de calor.....	74
n.	Horquillas necesarias para la transferencia de calor.....	74
o.	Temperatura de la pared.....	74
p.	Cálculo de la caída de presión del sistema y cálculo de las bombas.....	77
1)	Número de Reynolds.....	77
2)	Velocidad lineal del refrigerante.....	77
3)	Caudal del refrigerante.....	78
4)	Obtener el coeficiente de fricción k_c	78
5)	Obtener el coeficiente de fricción de Fanning.....	78
6)	Obtener la caída de presión de la fricción por accesorios h_f	78

PAG.

7) Obtener la caída de presión (para calcular la bomba centrífuga)	79
8) Obtener la cabeza de presión.....	79
q. Costos directos e indirectos.....	80
1) Costo del equipo.....	82
a) Depreciación.....	83
2) El costo operacional.....	84
a) Costo operacional del intercambiador de calor actual.....	84
r. Análisis económico.....	85
1) Flujos de caja.....	85
a) Flujo de caja de intercambiador de tubos concéntricos.....	85
b) Flujo de caja de intercambiador de placas, intercambiador actual y período de recuperación.....	90

LISTA DE CUADROS

Cuadro

	PAG.
1. Características de horquillas.....	47
2. Características del intercambiador de tubos concéntricos diseñado.....	48
3. Características de la bomba centrífuga.....	48
4. Análisis económico del proyecto.....	48
5. Propiedades iniciales del líquido a enfriar	62
6. Análisis proximal del líquido a enfriar.....	63
7. Condiciones iniciales del refrigerante	63
8. Propiedades físicoquímicas del refrigerante.....	64
9. Temperaturas calóricas de los fluidos	65
10. Comportamiento viscoso del producto a enfriar	66
11. Datos de horquillas del intercambiador de calor diseñado	67
12. Datos de tubería interna	67
13. Datos de tubería externa.....	68
14. Área de flujo dentro de los tubos.....	68
15. Velocidad másica por unidad de área	69
16. Número de Reynolds.....	70
17. Número de Prandtl.....	70
18. Numero de Nusselt.....	71
19. Coeficiente interno de transferencia de calor, h_i	71
20. Factores de ensuciamiento	72
21. Características del intercambiador de calor de tubos concéntricos.....	80
22. Cotizaciones realizadas para el ensamblaje del intercambiador de calor de tubos concéntricos y la inversión inicial.....	81
23. Depreciación a 10 años, método de SMARC	82

PAG.

24. Gastos operacionales actuales por producción pérdida	84
25. Pérdidas actuales en la empresa	84
26. Flujo de caja del intercambiador de tubos concéntricos	85
27. Flujo de caja del intercambiador actual a 15 meses y período de recuperación al cambiarlo por el intercambiador de calor de tubos concéntricos	90

LISTA DE FIGURAS

Figura

PAG.

1. Diagrama de un circuito térmico de una pared compuesta..... 7
2. Diagrama de transferencia de calor en cilindros compuestos..... 13

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico

	PAG.
1. Obtención de factor F_c , para temperatura de pared.....	25
2. Factor Coulborn	27
3. Comportamiento viscoso del producto a enfriar	66
4. Obtención de factor F_c de la temperatura calórica	76
5. Depreciación a 10 años con método SMARC	84
6. Flujo de caja de intercambiador de calor de tubos concéntricos	90
7. Flujo de caja de intercambiador de calor de placas	95
8. Comparación entre intercambiadores	95

I. INTRODUCCIÓN

La transferencia de calor es un proceso en el cual se transfiere energía térmica entre dos o más cuerpos que poseen diferente temperatura, a modo de alcanzar el equilibrio. La energía se transfiere del cuerpo más caliente al más frío.

El calor puede transferirse por tres mecanismos diferentes, la convección, conducción o radiación. La conducción es el más relevante en sólidos mientras que la convección es el mecanismo más relevante en los fluidos. En la convección natural el calor se transfiere por diferencia de densidad entre los fluidos mientras que la convección forzada se da debido a un cambio de presión por un equipo externo (bombas, ventiladores, etc.). La radiación se da cuando el calor se transfiere en el espacio en forma de ondas electromagnéticas, cuantum o fotones.

Uno de los equipos que aprovechan la transferencia de calor son los intercambiadores de calor. Existen diferentes tipos de intercambiadores de calor, se tiene el intercambiador de placas, superficie ampliada, tubos concéntricos y el de concha y tubo. El intercambiador de calor de tubos concéntricos puede conducir líquidos viscosos, por lo que soporta mayor carga de presión cuando el líquido pasa a través del mismo. Un intercambiador de calor de tubos concéntricos se compone de juegos de horquillas. Las horquillas son dos tubos concéntricos que por medio de uniones de 180° forman una U.

Este trabajo consta varias partes. En la sección general del reporte se cuenta con la siguiente estructura: Resumen, que orienta al lector en el contenido del mismo, en éste se presenta los Objetivos y Resultados obtenidos, con una breve justificación del porque de los resultados y conclusiones. El índice da a conocer las secciones del informe y la página donde pueden encontrarse dichas secciones. En los Objetivos generales y específicos se explica la finalidad del trabajo de graduación, y cómo y por medio de qué se llegará a los primeros. Para respaldar el cumplimiento de los Objetivos generales se tabulan los Resultados obtenidos y con ellos su respectiva interpretación. La sección de Discusión de resultados, analiza las tendencias de los resultados, confiabilidad del equipo, posibles causas de pérdidas de masa o de errores de medición las Conclusiones acordes con los resultados encontrados y con base en la discusión de los mismos las recomendaciones para el sistema. Para finalizar la sección general, se presentan el Apéndice se encuentran varias secciones, la primera es un Glosario y Simbología, para ayudar al lector con ciertos términos y símbolos en transferencia de calor, y la otra parte del Apéndice son los cálculos hechos para poder diseñar el intercambiador de calor.

II. MARCO TEÓRICO

A. Transferencia de calor y la termodinámica:

La termodinámica es la ciencia que estudia los comportamientos de los líquidos y gases que resultan con los cambios de la temperatura y la presión. La primera ley de la termodinámica establece el principio de la conservación de la energía, la cual indica que la energía no puede crearse ni destruirse, solamente se transfiere. De acuerdo con esta ley, es imposible poseer una caja negra, de la cual se pueda extraer energía de manera continua sin ser remplazada. Es decir que la energía de la caja debe ser transferida a la caja de manera de trabajo de la misma manera como luego se extrae. La segunda ley de la termodinámica es más sutil, la cual establece que el calor solamente puede fluir de un cuerpo a otro cuando se tiene una diferencia de temperatura, y que el calor se transfiere del cuerpo que se encuentra a mayor temperatura al cuerpo con menor temperatura.

Cuando un sistema tiene un gradiente de temperatura, y se ponen en contacto se da una transferencia de energía debido al gradiente de temperatura. Cuando la energía de los sistemas se pasa de un lugar al otro, se le conoce como transferencia de calor. El flujo de calor es igual a la realización de un trabajo, y es un proceso en donde se ve modificada la energía inicial de un sistema. (Kern, 1997).

1. Mecanismos de transferencia de calor. Se tienen tres modos de transferencia de calor, conducción, convección y radiación. Se tienen diferentes clasificaciones para el calor, es decir si la temperatura es una función del tiempo, se considera que se tiene un sistema inestable o bien, transitorio, pero si la Ecuación es independiente del tiempo se tiene que el sistema es estable o se encuentra en estado estacionario. Se debe tener en cuenta que cuando la temperatura no varía con el tiempo no se tiene acumulación de energía. (Kern, 1997).

a. Transferencia de calor por radiación. Este tipo de transferencia de calor se da cuando la energía se transporta en ondas electromagnéticas a la velocidad de la luz. La radiación se puede dar en un vacío perfecto, al contrario de la conducción y la convección ya que solamente ocurren cuando se tiene algo en el medio. La cantidad de energía radiante que desprende un cuerpo se da según la siguiente Ecuación

$$q = \varepsilon \times \sigma \times A \times T^4 \quad \text{Ecuación 1.}$$

En donde,

q = velocidad de emisión de energía radiante

A = Área de superficie del cuerpo

σ = Constante de Stefan-Boltzman ($5.7 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$)

ϵ = Emisividad, característica propia de la superficie (0 – 1)

T = Temperatura absoluta de la superficie del cuerpo

La emisión de energía es función a la cuarta potencia de la temperatura. Normalmente la radiación puede obviarse a menos que las temperaturas sean extremadamente altas, como lo son las llamas, sistemas de combustión, etc. La radiación también es importante en sistemas criogénicos, es decir sistemas a temperaturas bajas. Los cuerpos fríos son aislados y puestos en un almacén a vacío a modo de eliminar cualquier posible rastro de convección o conducción. Se debe recordar que un cuerpo irradia energía y otro lo absorbe.

(Kreith, Bohn, 2001).

b. **Transferencia de calor por convección.** Este es otro modo de transferencia de calor, el mismo se da particularmente en los fluidos. Para la convección es necesario calcular el coeficiente de convección, el mismo es propio de cada fluido. Se tienen dos tipos de convección, la forzada y la natural. La diferencia principal en ambas es que la velocidad de la convección forzada tiende al valor de la corriente libre impuesta por una fuerza externa mientras que la velocidad de la convección natural se incrementa conforme existe mayor distancia con respecto a la pared ya que el efecto de la viscosidad se disminuye mientras que la diferencia de densidad disminuye con mayor lentitud. Por lo tanto la transferencia de calor por convección depende también de la densidad, viscosidad, velocidad y propiedades térmicas del fluido. La velocidad de la convección forzada se establece al sistema mediante algún mecanismo ya sea bomba o ventilador, mientras que la convección natural solamente depende de la diferencia de temperatura entre la superficie del fluido y el coeficiente de dilatación térmica del fluido, el cual determina el cambio de densidad. (Kern, 1997).

La convección se da cuando el calor se transfiere de una superficie sólida a un fluido, ya que el fluido se mueve o fluye con respecto al sólido. La conducción también ocurre entre un fluido y una pared sólida, pero en ese modo de transferencia de calor no se requiere ningún movimiento del líquido.

La Ecuación de enfriamiento según Isaac Newton para la convección es la siguiente:

$$q = h \times A \times (t_f - t_w) \quad \text{Ecuación 2.}$$

q = Velocidad de transferencia de Calor

A = Área de transferencia de Calor

t_f = Temperatura relativa del fluido

t_w = Temperatura relativa de la pared

h = Coeficiente de transferencia de calor

(Kreith, Bohn, 2001).

1) Coeficientes de Convección. El coeficiente de transferencia de calor, h , varía según el sistema en cuestión. Los coeficientes de transferencia de calor forzado son mucho mayores a los coeficientes de transferencia de calor para una convección natural. No es posible predecir el valor de h con certeza, pero si se puede calcular. Normalmente el coeficiente de transferencia de calor se determina por medio de unas correlaciones empíricas. El valor del coeficiente de transferencia de calor depende de las propiedades del fluido en movimiento, así como en la geometría de paso del flujo y la velocidad del fluido. Cuando la convección es forzada, es decir cuando el fluido es bombeado a velocidades mayores. El coeficiente de transferencia de calor depende en la velocidad como sigue:

- Flujo dentro de los tubos (laminar): $h \propto V^{1/3}$
- Flujo dentro de los tubos (turbulento): $h \propto V^{3/4}$
- Flujo fuera de los tubos: $h \propto V^{2/3}$

Cuando la transferencia de calor se debe a convección natural, el movimiento del fluido aumenta debido a que la densidad del fluido cambia debido al cambio de la temperatura, por lo que el coeficiente de transferencia de calor depende de la temperatura de la pared, obteniéndose las siguientes relaciones:

- Diferencias grandes de temperatura: $h \propto \Delta T^{1/3}$
- Diferencias pequeñas de temperatura: $h \propto \Delta T^{1/4}$

(Kern, 1997).

El diseño y análisis de los intercambiadores de calor requieren que se conozca el coeficiente de transferencia de calor entre la pared del ducto y el fluido que fluye dentro del mismo. Una vez se conoce el coeficiente de transferencia de calor de una geometría dada y las condiciones de flujo se pueden calcular la razón de transferencia de calor respecto a la diferencia de la temperatura prevaleciente mediante la siguiente Ecuación

$$q = \bar{h} \times A \times (T_{\text{superficie}} - T_{\text{fluido}}) \quad \text{Ecuación 3.}$$

La temperatura del fluido que se transporta dentro del ducto varía su temperatura de un punto al otro, por lo mismo se debe tener cuidado y precisión para dimensionar un equipo. (Kreith, Bohn, 2001).

c. Conducción del calor. El calor por conducción se da cuando se tiene un gradiente de temperatura en un medio sólido, ahí el calor fluye desde la región con mayor temperatura hacia la región que posee menor temperatura. El signo negativo se debe a la segunda ley de termodinámica, en donde se establece que el calor debe fluir en dirección a la temperatura más baja. Este modo de transferencia de calor se da en su mayoría en los sólidos. Una barra de metal puede ser calentada de un

lado, pero luego al pasar el tiempo puede observarse cómo la barra va calentándose toda pues el calor se conduce por la barra.

$$q = -k \times A \times \frac{dT}{dx} \quad \text{Ecuación 4.}$$

En donde

q = Velocidad de transferencia de calor en la dirección de x

A = El área de sección transversal perpendicular a la dirección de x

k = Conductividad térmica del sólido

$\frac{dT}{dx}$ = Gradiente de temperatura que se da de un punto a otro

(Kreith, Bohn, 2001).

La conductividad térmica es una característica del material y debe ser determinado experimentalmente si el material utilizado es desconocido o bien los datos del mismo no se encuentran en tablas. Los metales poseen mayores conductividades térmicas comparadas con elementos no metálicos. Algunos materiales utilizados para los intercambiadores son:

- Aleación de aluminio
- Acero inoxidable
- Cobre, etc.

Las unidades utilizadas para la conductividad, son calor transferido por unidad de área por gradiente de temperatura, es decir que es $W/(m K)$ o $Btu/(ft h ^\circ F)$. (Kreith, Bohn, 2001).

El flujo de calor por una superficie plana, por una pared la cual posea un grosor x , en estado estacionario, y con temperatura de superficie T_A en una cara y en la otra T_B , se tiene que la Ecuación de conducción es la siguiente:

$$q = \frac{-k \times A \times (T_A - T_B)}{x} \quad \text{Ecuación 5.}$$

La Ecuación anterior también puede escribirse como

$$q = \frac{(T_A - T_B)}{R_w} \quad \text{Ecuación 6.}$$

En donde R_w se refiere a la resistencia térmica, lo cual indica que tanto el material permite el flujo de calor por él mismo, y se define con la siguiente Ecuación

$$R_w = \frac{x}{k \times A} \quad \text{Ecuación 7.}$$

Se debe tomar en cuenta que la Ecuación de la transferencia de calor es equivalente a la ley de Ohm, se utilizan analogías similares.

$$I = \frac{E}{R} \quad \text{Ecuación 8.}$$

En donde

I = Corriente, la cual es equivalente al calor, a la velocidad de transferencia de calor.

E = Diferencia de potencial, el cual es equivalente a la diferencia térmica ($T_A - T_B$)

R = Resistencia eléctrica, la cual es equivalente a la resistencia térmica R_w

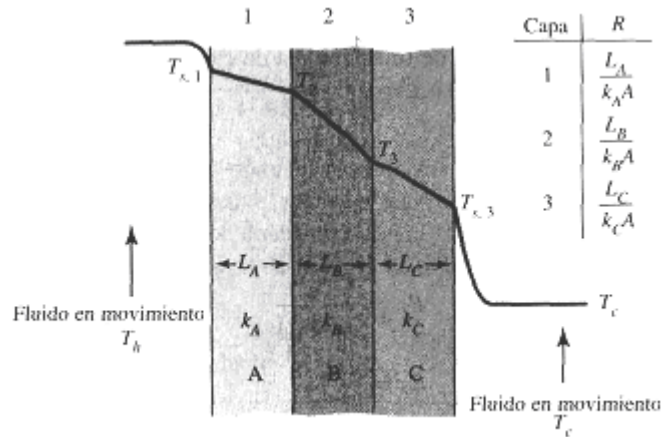
Ahora bien, para el flujo de calor radial por medio de un tubo circular con una longitud L , puede determinarse de manera similar. Tomando el radio y la temperatura interior de la pared del tubo como r_i y T_i , así como el radio y la temperatura exterior serían r_o y T_o , por lo que se llega a la siguiente Ecuación:

$$q = \frac{(T_i - T_o)}{R_w} \quad \text{Ecuación 9.}$$

En donde $R_w = \frac{\ln \times (T_o - T_i)}{2 \times \pi \times k \times L}$ por lo que para múltiples tuberías o paredes se utiliza en el mismo concepto de resistencia térmica. Y el flujo de calor según la conductividad se convierte en la siguiente Ecuación:

$$q = \frac{(T_h - T_c)}{\frac{L_A}{k_A A} + \frac{L_B}{k_B A} + \frac{L_C}{k_C A}} \quad \text{o bien} \quad q = \frac{2 \times \pi \times L \times (T_1 - T_4)}{\frac{\ln(r_2 / r_1)}{k_A} + \frac{\ln(r_3 / r_2)}{k_B} + \frac{\ln(r_4 / r_3)}{k_C}} \quad \text{Ecuación 10.}$$

Figura # 1. Diagrama de un circuito térmico de una pared compuesta



La figura 1 y la figura 2 muestran cómo el calor se transfiere en las superficies. Con estas dos figuras se puede ejemplificar de mejor manera cómo fluye el calor en los circuitos de transferencia, y la ecuación 10.

Estas dos ecuaciones anteriores se dan la primera para cuando se tienen 3 paredes colocadas en serie, y el calor fluye de la pared A hacia la pared C. En cambio en la segunda Ecuación se tiene a un sistema de conducción de tubos múltiples, también colocados en serie. La diferencia entre ambas ecuaciones se da en que una analogía está basada para sistemas circulares, como lo son los tubos. El calor está fluyendo del centro de los tubos hacia fuera. (Kreith, Bohn, 2001).

Cuando en un sistema de tubos, la conductividad térmica de un metal en particular (k_B) es demasiado pequeña y las paredes de los otros tubos son delgadas (A y C), se obvian las resistencias de los otros metales y se reduce la Ecuación de conducción para tubos múltiples concéntricos de la siguiente manera:

$$q = \frac{2 \times \pi \times L \times (T_1 - T_4)}{\ln^{(r_3/r_2)}/k_B} \quad \text{Ecuación 11.}$$

(Kern, 1997).

1) Conducción con aletas. La energía que se transfiere de una pared sólida a un fluido

Cuando fluye depende de varios factores, incluyendo el área de contacto entre la capa límite y la pared. Por lo que para aumentar la transferencia de calor puede alargarse o extenderse el área por donde la superficie de interfase del fluido pasa, es decir se utilizan superficies extendidas, o aletas. El calor se disipa por conducción en las aletas, luego por convección se disipa en el fluido. La temperatura disminuye, el calor se disipa conforme el fluido se aleja de la capa límite. Cuando se agregan aletas a los tubos se aumenta el calor a transferir, por lo que es importante adicionar las mismas aunque debido a las

aletas se puede reducir la eficiencia del sistema. La adición de aletas a los tubos no aumenta la transferencia de calor a la misma proporción como se hace cuando el área se aumenta.

2) Coordenadas

a) Rectangulares. Se utilizan para describir el procedimiento analítico, éste se deriva de la Ecuación de transferencia de calor por conducción para un sistema de coordenadas rectangulares unidimensionales, es decir en una sola dimensión. Se debe suponer que la temperatura del material es función de la coordenada x y del tiempo, es decir que $T = T(x, t)$. La conductividad k , así como la densidad ρ , y el calor específico c del sólido son constantes. Conociendo el principio de conservación de energía para un volumen de control determinado se llega a lo siguiente:

Razón de conducción de calor en el volumen de control + razón de generación de calor dentro del volumen de control = razón de conducción de calor fuera del volumen de control + razón de almacenamiento de energía dentro del volumen de control

(Kreith, Bohn, 2001).

Ahora tomando en cuenta la ley de Fourier, se pueden expresar los términos de conducción y definir el símbolo q_G el cual es la razón de generación de energía por unidad de volumen en el interior del volumen de control, por lo que se tiene la siguiente Ecuación:

$$k \times \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + q_G = \rho \times c \times \frac{\partial T}{\partial t}$$

Ecuación 12.

En donde,

$k \times \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$: Razón neta de conducción de calor a través del interior del volumen de control por unidad de volumen

q_G : Razón de generación de energía por unidad de volumen a través del interior del volumen de control

$\rho \times c \times \frac{\partial T}{\partial t}$: Razón del incremento de energía interna a través del interior del volumen de control por unidad de volumen

La Ecuación 12 solamente se aplica a un flujo de calor unidimensional, por lo que también la distribución de la temperatura es unidimensional. Al eliminar esta suposición, se llegan a obtener tres coordenadas espaciales, por lo que la temperatura se encuentra en función del tiempo y las tres coordenadas espaciales $T(x, y, z, t)$. (Kreith, Bohn, 2001).

La siguiente Ecuación es para una transferencia de calor por conducción en forma tridimensional:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{q_G}{k} = \frac{1}{\alpha} \times \frac{\partial T}{\partial t}$$

Ecuación 13.

En donde α es la difusividad térmica, y la misma depende de las propiedades del material. Dependiendo de la difusividad térmica, así se transferirá el calor, ya que ésta permite o no que el calor se difunda a través del material.

$$\alpha = \frac{k}{\rho \times c}$$

Ecuación 14.

Si la temperatura de un material no es función del tiempo, el sistema se encuentra en estado estable o estacionario y no almacena energía, entonces la conducción para un sistema tridimensional en coordenadas rectangulares es la siguiente, (ya que $\frac{\partial T}{\partial t} = 0$)

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{q_G}{k} = 0$$

Ecuación 15.

Ahora bien, si no se genera calor, es decir que $\frac{q_G}{k} = 0$, la Ecuación del sistema se simplifica aún más obteniendo la Ecuación de Laplace. Esta Ecuación se presenta en varios campos aparte de la transferencia de calor. Y a la Ecuación se le asigna un símbolo abreviado, el cual es ∇^2 , a éste se le conoce también como operador Laplaciano. Por lo que se obtiene la siguiente Ecuación:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \nabla^2 T = 0$$

Ecuación 16.

Se debe tener en cuenta, que el operador Laplaciano es independiente del sistema de coordenadas, por lo que también se puede utilizar para las coordenadas esféricas como cilíndricas. (Kreith, Bohn, 2001).

1) Forma adimensional. La ecuación de conducción, es decir al referirse a la Ecuación 4, se debe expresar de manera adimensional, ya que de esta manera ningún término posee dimensionales que rijan el proceso de la conducción de calor. Se deben definir ciertas razones:

Ecuación 17.	Ecuación 18.	Ecuación 19.
$\theta = \frac{T}{T_r}$	$\xi = \frac{x}{L_r}$	$\tau = \frac{t}{t_r}$

En donde los símbolos T_r , L_r , y t_r , representan a una temperatura, longitud y tiempo de referencia. Se debe tener en cuenta que la referencia debe ser arbitraria, por lo que los valores que se eligen deben ser valores físicos representativos. Al obtener estos valores se tiene una forma adimensional de la Ecuación de conducción.

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial \xi^2} + \frac{q_G \times L_r^2}{k \times T_r} = \frac{L_r^2}{\alpha \times t_r} \times \frac{\partial \theta}{\partial \tau}$$

Ecuación 20.

Ahora bien, el recíproco del grupo adimensional $\frac{L_r^2}{\alpha \times t_r}$, se le conoce como el número de Fourier, y se le denomina como N_{Fo} . El número de Fourier es la razón de transferencia de calor por conducción respecto a la razón de almacenamiento de energía en un sistema. Es un número adimensional muy importante y se le conoce en los problemas de conducción transitoria. La selección del tiempo, la longitud dependen del problema en particular mientras que la difusividad térmica depende del material propio con el que se trabaja.

$$Fo = \frac{\alpha \times t_r}{L_r^2}$$

Ecuación 21.

(Kreith, Bohn, 2001).

b) Coordenadas cilíndricas y esféricas. Los términos de generación y almacenamiento de energía son independientes del sistema de coordenadas, aunque los términos de conducción de calor si dependen de la geometría en cuestión, por lo que la Ecuación 4 se transforma en la siguiente,

$$T + \frac{q_G}{k} = \frac{1}{\alpha} \times \frac{\partial T}{\partial t}$$

Ecuación 22.

El operador Laplaciano ∇^2 , ahora se utiliza para otros sistemas de coordenadas. Tomando en cuenta que es un sistema tridimensional transitorio en coordenadas cilíndricas, $T = T(r, \phi, z, t)$ y $q_G = q_G(r, \phi, z, t)$, se tiene:

$$\frac{1}{r} \times \frac{\partial}{\partial r} \left(r \times \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \times \frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{q_G}{k} = \frac{1}{\alpha} \times \frac{\partial T}{\partial t}$$

Ecuación 23.

Si el flujo de calor solamente se da de manera radial, es decir solamente en la dirección con respecto al radio, entonces $T = T(r, t)$, por lo que se obtiene

$$\frac{1}{r} \times \frac{\partial}{\partial r} \left(r \times \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{q_G}{k} = \frac{1}{\alpha} \times \frac{\partial T}{\partial t}$$

Ecuación 24.

Se puede seguir simplificando, es decir si se supone que se trata de un sistema estable, por lo que la temperatura no varía con el tiempo

$$\frac{1}{r} \times \frac{d}{dr} \left(r \times \frac{dT}{dr} \right) + \frac{q_G}{k} = 0 \quad \text{Ecuación 25.}$$

Debido a que la Ecuación de temperatura solamente contiene una sola variable, r , la Ecuación diferencial es una Ecuación diferencial ordinaria. Ahora cuando no se tiene ninguna generación de energía interna y la temperatura es una función del radio, la Ecuación de conducción se convierte en la siguiente Ecuación:

$$\frac{d}{dr} \left(r \times \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad \text{Ecuación 26.}$$

La Ecuación anterior, solamente depende del radio, y es la Ecuación de conducción para un sistema estable, estacionario y sin generación de energía en coordenadas cilíndricas.

Para obtener coordenadas esféricas, la temperatura es función de tres coordenadas espaciales, estas son r , ϕ , θ y el tiempo, $T = T(r, \phi, \theta, t)$

$$\frac{1}{r^2} \times \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \times \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2 \sin \theta} \times \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\sin \theta \times \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{r^2 \sin \theta} \times \frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} + \frac{q_G}{k} = \frac{1}{\alpha} \times \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{Ecuación 27.}$$

(Kreith, Bohn, 2001).

d. Transferencia de calor combinado. Se debe detallar el proceso completo que se da en un intercambiador de calor, es decir en cada una de las partes del intercambiador de calor. Al combinar cada proceso o forma de transferencia de calor, se obtiene el coeficiente de transferencia global de calor, U . Este coeficiente global es el que indica cómo se transfiere el calor en el sistema.

$$q = U \times A \times (T_1 - T_2) \quad \text{Ecuación 28.}$$

(Kern, 1997).

El coeficiente global de transferencia de calor, se obtiene pues se debe de considerar al sistema en conjunto, por lo que no se deben hacer diferencias porque se tenga conducción en la pared, y luego convección en el fluido.

El coeficiente global incluye a su vez resistencias térmicas, por lo que U .

$$U = \frac{1}{R_A + R_W} \quad \text{Ecuación 29.}$$

1) Conducción estacionara de calor por geometrías cilíndricas. La conducción de calor para los cilindros que se van a exponer no poseen generación de calor. Es lo más común en la transferencia de calor, esto es dos tubos concéntricos en donde se fluye el calor de un flujo hacia el otro y el calor se transfiere por medio de intercambio de calor indirecto ya que los fluidos no se encuentran en contacto directo. Se debe determinar la distribución de temperatura y la razón de transferencia a lo largo del cilindro hueco de longitud L, en donde las temperaturas de las superficies interior y exterior son T_i y T_o , respectivamente. Se debe recordar que no se tiene generación interna de calor. (Kern, 1997).

Las temperaturas en los límites son constantes, y la distribución de temperaturas no es función del tiempo, por lo que la forma apropiada para la conducción es la siguiente, es la Ecuación 17. Al integrarla una vez con respecto al radio se obtiene:

$$r \times \frac{dT}{dr} = C_1 \quad \text{o bien,} \quad \frac{dT}{dr} = \frac{C_1}{r} \quad \text{Ecuación 30.}$$

La Ecuación 19 debe volverse a integrar, en donde las condiciones de frontera son determinadas a partir de los radios interior y exterior. Luego se distribuyen las temperaturas de manera adimensional se obtiene que:

$$\frac{T(r) - T_i}{T_o - T_i} = \frac{\ln(r/r_i)}{\ln(r_o/r_i)} \quad \text{Ecuación 31.}$$

La razón de transferencia de calor por conducción a través de un cilindro de longitud L, es la siguiente:

$$q_k = -k \times A \times \frac{dT}{dr} = -k \times (2 \times \pi \times r \times L) \times \frac{C_1}{r} = (2 \times \pi \times k \times L) \times \frac{T_i - T_o}{\ln(r_o/r_i)} \quad \text{Ecuación 32.}$$

Si la función de la resistencia térmica es la siguiente

$$q_k = \frac{T_i - T_o}{R_{th}} \quad \text{Ecuación 33.}$$

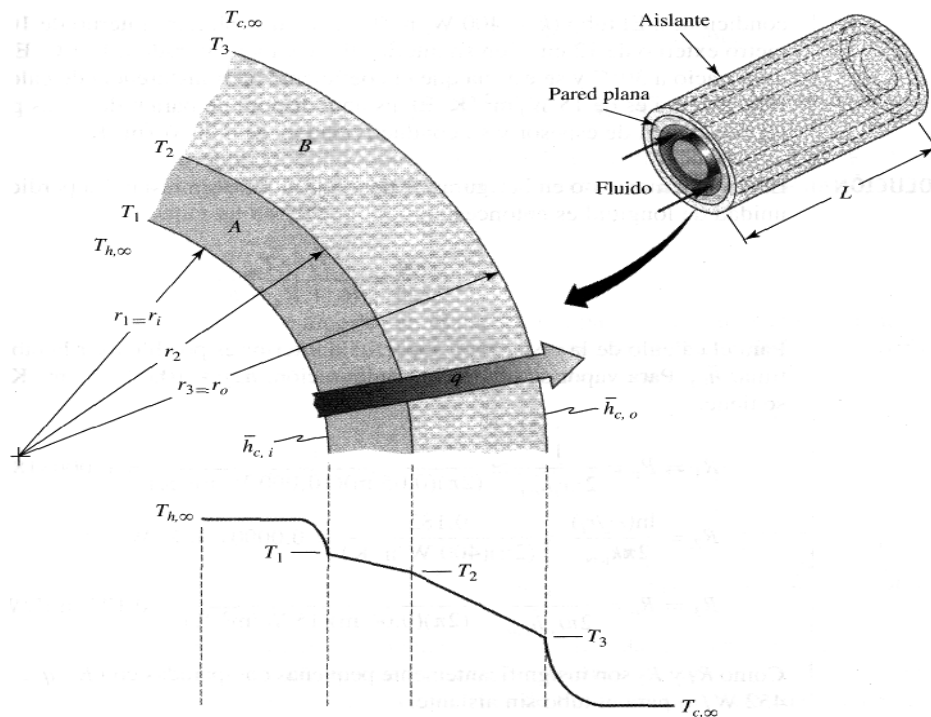
En donde la resistencia al flujo de calor por conducción a través del cilindro con longitud L, radios r_i y r_o , como radio interior y exterior respectivamente.

$$R_{th} = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2 \times \pi \times L \times k}$$

Ecuación 34.

Siempre se pierde calor hacia los alrededores con un coeficiente de transferencia de calor promedio de $h_{c,o}$. Tomando en cuenta que la temperatura del fluido caliente se denota como $T_{h,\infty}$ mientras que la temperatura del aire ambiente es $T_{c,\infty}$

Figura 2. Diagrama de transferencia de calor en cilindros concéntricos.



(Kreith, Bohn, 2001).

Tomando en cuenta lo anteriormente descrito, y diagrama de flujo de calor en un sistema de tubos concéntricos se tiene que la Ecuación de flujo de calor es la siguiente:

$$q = \frac{\Delta T}{\sum_1^4 R_{th}} = \frac{T_{h,\infty} - T_{c,\infty}}{\frac{1}{h_{c,i} \times 2 \times \pi \times r_1 \times L} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \times \pi \times k_A \times L} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2 \times \pi \times k_B \times L} + \frac{1}{h_{c,o} \times 2 \times \pi \times r_3 \times L}}$$

Ecuación 35.

Para obtener el coeficiente global de transferencia de calor, U , se tiene que la Ecuación es la siguiente:

$$U = \frac{1}{\frac{r_3}{h_{c,i} \times r_1} + \frac{r_3 \times \ln(r_2/r_1)}{k_A} + \frac{r_3 \times \ln(r_3/r_2)}{k_B} + \frac{1}{h_{c,o}}}$$

Ecuación 36.

Sólo se hará mención que un cilindro sólido de longitud finita con una generación interna de calor, se debe considerar que sería como si se tuviera una foco o bobina eléctrica la cual genera calor como consecuencia de la corriente eléctrica que circula por el alambre o bien por el cilindro, no se estudiará más a fondo debido a que no es relevante para el proyecto en cuestión.

a) Transferencia de calor por conductividad en tubería. Se debe considerar a un gran cilindro vacío con un radio interior r_i , y un radio exterior r_o , con una longitud L . La temperatura en el interior de la pared es T_i y en el exterior de la pared T_o , para calcular la velocidad con la que el calor se transfiere se debe asumir la conductividad térmica del metal permanece constante con la temperatura.

Las condiciones en las regiones límites son:

$$T = T_i \text{ en } r = r_i$$

$$T = T_o \text{ en } r = r_o$$

Si se tienen coordenadas cilíndricas, el área circunferencial varía en forma radial, por lo que la conductividad para este sistema es:

$$q_r = \frac{2 \times \pi \times L \times k \times (T_i - T_o)}{\ln(r_o/r_i)}$$

Ecuación 37.

Ahora bien, para tubos que se encuentren en serie, es decir tubos concéntricos. Se debe primero obtener el área logarítmica, que sería el área necesaria para la transferencia de calor.

$$A_{lm} = 2 \times \pi \times L \times \frac{(r_o - r_i)}{\ln(r_o/r_i)}$$

Ecuación 38.

Por lo que la conducción de calor, para solamente un tubo sería:

$$(T_i - T_o) = \frac{(r_i - r_o) \times q_r}{k \times A_{lm}}$$

Ecuación 39.

Ahora bien, cuando se describe la Ecuación 7 para un sistema de dos capas, es decir de dos tubos se tienen

Ecuación 40.	Ecuación 41.
$(T_1 - T_2) = \frac{(r_2 - r_1) \times q_r}{(k \times A_{lm})_{12}}$	$(T_2 - T_3) = \frac{(r_3 - r_2) \times q_r}{(k \times A_{lm})_{23}}$

Y al sumar y ordenar ambas ecuaciones se obtiene la conducción de calor para tubos concéntricos:

$$q_r = \frac{T_1 - T_3}{\left(\frac{\Delta r}{k \times A_{lm}}\right)_{12} + \left(\frac{\Delta r}{k \times A_{lm}}\right)_{23}} \quad \text{Ecuación 42.}$$

(Singh, Heldman, 1993).

b) Resistencias en la transferencia de calor

1) Resistencia de interfase. Cuando dos materiales conductores se ponen en contacto, el calor se transfiere, tendiendo así al equilibrio termodinámico, es decir tienden a alcanzar la misma temperatura. El calor no se transfiere de la misma manera si solamente se ponen en contacto los materiales a cuando los mismos se encuentran pegados, unidos formando una sola pieza. Si estas piezas pudieran observarse en un microscopio, se podría observar como quedan espacios libres entre las piezas, por lo que quedan vacíos que no se llenan, y estos vacíos no conducen energía, por lo tanto la transferencia de calor no es tan eficiente como lo sería si fuera solamente una pieza. A este fenómeno se le conoce como la resistencia de Interfase. (Kreith, Bohn, 2001).

2) Resistencia por incrustaciones. Luego de utilizar por un buen tiempo un intercambiador de calor, la cantidad de calor transferido por la convección disminuye, esto se debe a que acumulan sólidos o suciedad en los tubos, es decir se crean incrustaciones dentro de los tubos, por lo que la transferencia de calor se vuelve ineficiente. Este tipo de incrustaciones se generan debido a sales minerales del agua, depósitos carbónicos debido a la polimerización, sedimentación de licores, o simplemente suciedad debido al proceso utilizado. La resistencia por incrustaciones, se da debido a que el área de transferencia de calor no se encuentra limpia. (McCabe, Smith, Harriot, 2002).

e. Balances de energía. En los intercambiadores de calor no se tiene un trabajo de eje, y la energía interna mecánica, potencial y cinética son despreciables en comparación con otros términos de la ecuación del balance de energía, por lo que se reduce a lo siguiente

$$\begin{aligned} \Delta H + \Delta E_K + \Delta E_P &= q + W \\ \Delta H + 0 + 0 &= q + 0 \\ q &= m \times (H_b - H_a) \end{aligned} \quad \text{Ecuación 43.}$$

En donde,

\dot{m} , es la velocidad de flujo de la corriente

q , es Q/t , la velocidad de transferencia de calor dentro de la corriente

H_a y H_b , entalpías por unidad de masa de las corrientes de entrada y salida

Y después de una serie de arreglos, se llega al balance global de entalpía, con el cual se puede también hacer relaciones con los calores específicos de los fluidos, llegando a las siguientes ecuaciones

$$q = \dot{m}_h \times (H_{ha} - H_{hb}) = \dot{m}_c \times (H_{cb} - H_{ca}) \quad \text{Ecuación 44.}$$

$$q = \dot{m}_h \times c_{ph} \times (T_{ha} - T_{hb}) = \dot{m}_c \times c_{pc} \times (T_{ca} - T_{cb}) \quad \text{Ecuación 45.}$$

En donde los coeficientes c y h son para el flujo frío y flujo caliente respectivamente.

(McCabe, Smith, Harriot, 2002).

1) Utilización de energía. Para los procesos de un sistema es necesario tener una fuente de energía, de tal manera que los equipos operen un desempeño en el proceso. La energía que se utilice puede ser gasolina, gas, vapor o bien energía eléctrica. Cuando se utiliza la energía eléctrica esta puede ser monofásica o bien trifásica. (Singh, Heldman, 1993).

a) Energía eléctrica. La energía eléctrica se utiliza bastante en plantas modernas alimenticias, y en la actualidad muchas empresas no podrían funcionar sin esta fuente de energía. En muchas fábricas se tiene un almacenamiento de energía, o bien algún mecanismo (generadores eléctricos propios) que puedan generar o proporcionar energía cuando no se cuente debido algún apagón ya que no pueden parar el proceso y esperar a que la energía vuelva pues de lo contrario se tienen pérdidas tanto laborales (tiempo muerto) como económicas porque los productos alimenticios pueden echarse a perder. (Singh, Heldman, 1993).

b) Los motores eléctricos. Los motores eléctricos convierten la energía eléctrica en energía mecánica y pueden ser utilizados en la mayoría de procesos que posean partes móviles. La mayoría de los motores que se utilizan en el proceso de alimentos operan con corriente alterna así como dependen de los tres principios básicos de la energía, los cuales son el electroimán, el cual se forma un campo magnético alrededor del cordón eléctrico donde fluyen los electrones. El segundo principio es la inducción electromagnética, que se refiere al fenómeno que ocurre con una corriente eléctrica es inducida a un circuito mientras se mueve por un campo magnético. Se produce por lo mismo un

voltaje dentro del circuito con una magnitud que es función de la fuerza del campo magnético, la velocidad con la que el circuito se mueve dentro del campo y el número de circuitos conductores en el campo magnético. El tercer principio es la corriente alterna, en la cual la corriente cambia su dirección de flujo de manera constante. Normalmente cambia su dirección 60 veces por segundo. (Singh, Heldman, 1993).

f. Coeficientes de transferencia de calor y flujo de calor. El movimiento del fluido representa a una forma de energía, pues se requiere de energía y trabajo acelerar al fluido, a modo que éste se mueva de un lado a otro. El fluido puede producir trabajo al avanzar por su camino, por lo que el fluido disminuye su velocidad, o bien se expande con la caída de presión. Se tiene la energía potencial, y es la energía que posee un cuerpo al tener una distancia de la altura referente. También se tiene la energía cinética, la cual es la energía que se tiene al poseer una velocidad. Por ejemplo la velocidad de energía del viento se convierte en trabajo. La presión puede reducirse, pero para compensar la reducción la velocidad del fluido debe aumentar. (McCabe, Smith, Harriot, 2002).

Los cálculos de transferencia de calor se basan en la superficie de calentamiento y se expresan en watts por metro cuadrado o bien en Btu por hora por pie cuadrado de la superficie a través de la cual fluye el calor. El flujo de calor puede darse en cualquier superficie del intercambiador de calor, ya sea en el interior o exterior de los tubos, por lo que se debe tomar en cuenta que el flujo de calor o la transferencia de calor se da por unidad de área. (Kern, 1997).

1) El arreglo de flujo. En la mayoría de los intercambiadores de calor operan con fluidos calientes y fríos, los cuales se encuentran separados por una pared, luego se transfiere el calor por convección y conducción. La eficacia del intercambiador de calor se ve afectado por el arreglo de los flujos, en donde se pueden encontrar como:

a) Flujo en el mismo eje. Ambos flujos poseen la misma dirección cuando son corrientes paralelas, o bien pueden fluir en direcciones contrarias este tipo de flujo se le llama a contracorriente. Cuando los fluidos entran por diferentes extremos del intercambiador y circulan a través del mismo en dirección contrario o sentidos opuestos el flujo se le conoce como flujo a contracorriente, o bien, contraflujo.

b) Los flujos van en diferentes ejes, esto se da cuando los fluidos fluyen de manera perpendicular, y se le llama flujo cruzado. Los flujos fluyen parte en el mismo eje y parte en diferentes ejes, por lo que es fluyen combinando ambos ejes, a este tipo de flujo se le llama flujo combinado. (Kern, 1997).

Cuando se tienen flujos a contracorriente, la temperatura del fluido caliente en la entrada es T_{ha} , la temperatura del fluido caliente en la salida es T_{hb} , la temperatura del fluido frío en la entrada es T_{ca} , y la temperatura del fluido frío a la salida es T_{cb} , por lo que se tiene que

$$\Delta T_1 = T_{hb} - T_{ca} \quad \Delta T_2 = T_{ha} - T_{cb} \quad \text{Ecuación 46.}$$

Y los rangos de temperatura de los fluidos son $T_{ha} - T_{hb}$ y $T_{cb} - T_{ca}$ respectivamente, en cambio si los dos fluidos fluyen en la misma dirección el flujo se dice que es paralelo. Este tipo de flujo no es muy utilizado en los intercambiadores de calor de un solo paso, pues no son capaces de llevar la temperatura de salida de los flujos a temperaturas más cercanas a la entrada del flujo contrario, es decir el flujo frío no alcanzaría un valor muy cercano en la salida a la entrada del flujo caliente.

En algunos intercambiadores, los fluidos se mueven por bancos de tubos, los cuales poseen ángulos rectos al eje de los tubos, a este tipo de flujo se le conoce como transversal. (McCabe, Smith, Harriot, 2002).

2) Temperatura media de la corriente. Los fluidos en un intercambiador de calor se van enfriando o calentando a medida que fluye por la sección transversal del intercambiador. Si el fluido se calienta, su temperatura es máxima en la pared de la superficie de calentamiento y disminuye hacia el centro de la corriente de igual manera si se está enfriando la temperatura es mínima en la pared y se aumenta hacia el centro del fluido.

3) Coeficiente global. Muchas veces se dan simultáneamente la transferencia de calor por convección y conducción al mismo tiempo, por lo mismo se necesita un coeficiente global de transferencia de calor para poder obtener de manera más cercana y certera la transferencia de calor dentro de una tubería. Se debe asumir que la temperatura del fluido dentro del tubo es mayor a la temperatura exterior, o ambiente. El calor debe fluir entonces de adentro hacia fuera. Por la misma razón el flujo de calor fluirá dentro de tres capas o resistencias determinadas por la transferencia por convección en el interior, y la conducción en el metal, que se transfiere hacia fuera.

El flujo de calor a través de las capas de sólidos y los líquidos en serie es proporcional a la fuerza impulsora y a la diferencia de temperatura global. La diferencia global de temperatura varía de un punto a otro a lo largo de un tubo, por lo que el flujo de calor es proporcional a lo largo del tubo. También se tiene el coeficiente global de transferencia de calor, U , el mismo es un factor de proporcionalidad entre dq/dA y ΔT . En un intercambiador de calor, el coeficiente global se transforma dependiendo del área que se utiliza, esto es para un intercambiador tubular.

$$\frac{dq}{dA} = U \times \Delta T = U \times (T_h - T_c) \quad \text{Ecuación 47.}$$

$$\frac{U_o}{U_i} = \frac{dA_i}{dA_o} = \frac{D_i}{D_o} \quad \text{Ecuación 48.}$$

En donde los coeficientes o e i se refieren al interior y exterior del tubo respectivamente.

(Kreith, Bohn, 2001).

Integración sobre la superficie total, la diferencia de temperatura media logarítmica, para poder aplicar la Ecuación 41 se necesitan realizar ciertas suposiciones

1. El coeficiente global de transferencia de calor es constante
2. Los calores específicos (fluido frío y caliente) también son constantes
3. El intercambio de calor con el medio ambiente es despreciable
4. El flujo es estacionario

Al realizar varios arreglos en las ecuaciones se puede llegar a obtener una mejor aproximación de la Ecuación de transferencia de calor en una superficie.

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = \frac{U \times (\Delta T_2 - \Delta T_1)}{q_T} \times A_T \quad \text{Ecuación 49.}$$

Y si se siguen realizando arreglos se tiene el calor total es

$$q_T = U \times A_T \times \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = U \times A_T \times LMTD \quad \text{Ecuación 50.}$$

En donde LMTD es la diferencia de temperatura media logarítmica. Cuando las diferencias de temperatura ΔT_1 y ΔT_2 son similares se utiliza la media aritmética en vez de la LMTD.

En cambio si se tiene que el coeficiente global varía en forma regular se puede predecir la velocidad de transferencia de calor a partir de la siguiente Ecuación, tomando en cuenta que U varía linealmente con la caída de la temperatura en toda la superficie de calentamiento

$$q_T = A_T \times \frac{U_2 \times \Delta T_2 - U_1 \times \Delta T_1}{\ln\left(\frac{U_2 \times \Delta T_2}{U_1 \times \Delta T_1}\right)} \quad \text{Ecuación 51.}$$

En donde,

U_1 y U_2 , son los coeficientes globales locales en los extremos del intercambiador

ΔT_1 y ΔT_2 son los gradientes de temperatura en los extremos del intercambiador

La Ecuación 45 indica el uso de un valor medio logarítmico del producto cruzado del coeficiente global de transferencia de calor y la diferencia global de temperatura.

No siempre debe utilizarse la LMTD pues no siempre es correcto su uso. La LMTD no debe utilizarse cuando el coeficiente global de transferencia de calor cambia apreciadamente o bien cuando la diferencia de temperatura no sea una función lineal de del calor a transferir.

El coeficiente global de transferencia de calor depende de muchas variables, incluye entre ellas las propiedades físicas de los fluidos y de la pared sólida. También de las velocidades de flujo y las dimensiones del intercambiador. Si se supone que el fluido caliente circula en el interior de la tubería concéntrica y que el fluido frío circula por la zona anular, entonces el número de Reynolds de ambos fluidos debe ser lo suficientemente grande para asegurar flujos turbulentos en ambas superficies del tubo. Las temperaturas de los fluidos van variando dependiendo la distancia que posean con la pared. El gradiente de la velocidad es grande cuanto más cerca de la pared se encuentre y más pequeño cuanto más cerca del núcleo turbulento se encuentre. De igual forma se comporta el gradiente de la temperatura. (McCabe, Smith, Harriot, 2002).

La resistencia global al flujo de calor desde el fluido caliente hacia el frío depende del resultado de tres resistencias separadas las cuales operan en serie. Las resistencias del fluido deben calcularse con relaciones para los coeficientes individuales de transferencia de calor. (Kern, 1997).

El número de Nusselt, es muy útil para obtener estos coeficientes, ya que relaciona el diámetro del tubo y espesor equivalente de la capa laminar o espesor de película.

Ecuación 52.	Ecuación 53.
Obtención del coeficiente interior $h_o = \frac{dq/dA_i}{T_h - T_{wh}}$	Obtención del coeficiente exterior $h_o = \frac{dq/dA_o}{T_{wc} - T_c}$

El coeficiente global se obtiene a partir de los coeficientes individuales y de la resistencia de la pared del tubo, por lo que la velocidad de transferencia de calor a través de la pared del tubo se da según la conducción en la pared de un tubo

$$\frac{dq}{dA_L} = \frac{k_m \times (T_{wh} - T_{wc})}{x_w} \quad \text{Ecuación 54.}$$

En donde,

$T_{wh} - T_{wc}$: es la diferencia de temperatura a través de la pared del tubo

k_m : la conductividad térmica de la pared

x_w : el espesor de la pared del tubo

dq/dA_L : el flujo de calor local, el cual se basa en la media logarítmica de área

Ahora bien, si se despejan las diferencias de temperatura que existen en el sistema y se suman se tiene que la diferencia global de temperatura es

$$\Delta T = (T_h - T_{wh}) + (T_{wh} - T_{wc}) + (T_{wc} - T_c) = T_h - T_c = dq \times \left(\frac{1}{dA_i \times h_i} + \frac{x_w}{dA_L \times k_m} + \frac{1}{dA_o \times h_o} \right) \quad \text{Ecuación 55.}$$

Y luego de una serie de arreglos se llega a obtener el coeficiente de transferencia de calor global que se basa en el interior del tubo y en el área exterior del tubo.

Ecuación 56.	Ecuación 57.
$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_i} \times \left(\frac{D_o}{D_i}\right) + \frac{x_w}{k_m} \times \left(\frac{D_o}{D_L}\right) + \frac{1}{h_o}}$	$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_o} \times \left(\frac{D_i}{D_o}\right) + \frac{x_w}{k_m} \times \left(\frac{D_i}{D_L}\right) + \frac{1}{h_i}}$

La resistencia global del sistema se le considera el recíproco del coeficiente global de transferencia de calor. (Kreith, Bohn, 2001).

a) Factores de ensuciamiento. Las superficies de transferencia de calor suelen ensuciarse, las mismas deben limpiarse continuamente para poder tener un sistema eficiente. En uno o ambos lados de los tubos se pueden formar costras, las cuales se deben a la suciedad que se va depositando en forma de materiales sólidos. Debido a las costras el coeficiente global se reduce, por lo mismo se da una mala transferencia de calor. Para tomar en cuenta el factor de ensuciamiento, se deben agregar dos términos más a la Ecuación 53, obteniendo entonces

$$\Delta T = dq \times \left(\frac{1}{dA_i \times h_i} + \frac{1}{dA_i \times h_{di}} + \frac{x_w}{dA_L \times k_m} + \frac{1}{dA_o \times h_o} + \frac{1}{dA_o \times h_{do}} \right) \quad \text{Ecuación 58.}$$

En donde los factores de ensuciamiento corresponden a h_d y dependiendo si es en el interior o exterior del tubo se tienen los subíndices o e i. Para los coeficientes globales de transferencia de calor, deben tomarse en cuenta también los factores de ensuciamiento obteniendo entonces

Ecuación 59.	Ecuación 60.
$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_i} \times \left(\frac{D_o}{D_i}\right) + \frac{1}{h_{di}} \times \left(\frac{D_o}{D_i}\right) + \frac{x_w}{k_m} \times \left(\frac{D_o}{D_L}\right) + \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{do}}}$	$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_o} \times \left(\frac{D_i}{D_o}\right) + \frac{1}{h_{do}} \times \left(\frac{D_i}{D_o}\right) + \frac{x_w}{k_m} \times \left(\frac{D_i}{D_L}\right) + \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{di}}}$

(Kern, 1997).

b) Casos especiales para el coeficiente global de transferencia de calor. Algunas veces el coeficiente global de transferencia de calor puede ser arbitrario, es decir resulta mas conveniente utilizar un área en particular, por ejemplo cuando el coeficiente individual h_i es mucho mayor que h_o , entonces los factores de ensuciamiento se vuelven despreciables. Si se supone que el término representativo de la resistencia de la pared metálica es pequeño en comparación con $1/h_o$, entonces las relaciones de los diámetros poseen poca importancia, por lo que la Ecuación del coeficiente global de transferencia de calor basado en el área exterior se convierte a

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x_w}{k_m} + \frac{1}{h_o}} \quad \text{Ecuación 61.}$$

La relación anterior también corresponde para tubos con pared delgada, de gran diámetro. También se tiene el caso cuando el h_o es tan pequeño en comparación con x_w/k_m como con h_i por lo que la resistencia mas grande recibe el nombre de resistencia controlante y es suficientemente igual al coeficiente global, es decir que

$$h_o = U_o \quad \text{Ecuación 62.}$$

(Kreith, Bohn, 2001).

4) Números adimensionales y sus relaciones

a) El coeficiente de convección de transferencia de calor. En el modo de transferencia de calor por convección se tiene dos tipos de flujos, uno es el flujo laminar y el otro es el turbulento. El flujo laminar se le conoce por fluir lento y sin desorden, mientras que el flujo turbulento es rápido, violento y las capas del fluido se entremezclan debido a remolinos o vértices que se producen. (McCabe, Smith, Harriot, 2002).

Se tiene una manera bastante eficiente para determinar si un fluido fluye de manera turbulenta o laminar, esto se hace por medio del número de Reynolds, el cual es un número adimensional, que relaciona varios factores del sistema. El número de Reynolds es el siguiente:

$$N_{Re_x} = \frac{\rho \times U_\infty \times x}{\mu} = \frac{U_\infty \times x}{\nu} \quad \text{Ecuación 63.}$$

En donde, U_∞ , es la velocidad del fluido libre

x , la distancia con respecto al borde de entrada

ν : (μ/ρ) que es la viscosidad cinemática del fluido

ρ , la densidad del fluido

El valor crítico del número de Reynolds se da en la transición, y el mismo depende en la rugosidad de la superficie y el nivel de actividad turbulenta de la corriente principal.

Flujo turbulento, $N_{Re} > 10^5$

Flujo en transición: $2100 < N_{Re} < 10^5$

Flujo laminar $N_{Re} < 2100$

b) Capa límite

1) Viscosidad en la capa límite. A medida que el fluido se aleja de la pared limitante su velocidad aumenta y la región se vuelve turbulenta, mientras que en la proximidad de la pared se tiene una región en donde no hay velocidad alguna. Por lo que la velocidad se va desarrollando conforme se aleja de esa región en donde las fuerzas de viscosidad se reducen debido a la velocidad del fluido. Las fuerzas viscosas dependen del esfuerzo cortante τ . En el caso de una pared o placa plana se puede utilizar la viscosidad del fluido paralela a la placa para definir el esfuerzo cortante como:

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad \text{Ecuación 64.}$$

En donde, $\frac{du}{dy}$, es el gradiente de velocidad

μ , es una constante de proporcionalidad, viscosidad dinámica.

La región de flujo la cual está cerca de la placa, donde se disminuye la velocidad del fluido debido a las fuerzas viscosas es la capa límite. Luego cuando la velocidad alcanza el 99% de la velocidad de corriente libre se le llama el espesor de la capa límite. Luego de eso la corriente no posee ningún punto que perturbe

su flujo, por lo que fluye libremente por su paso. En la capa límite el flujo fluye como un flujo laminar, luego en el espesor la velocidad va aumentando. Al incrementarse la distancia conforme el borde de la capa límite se van creando pequeñas perturbaciones de flujo, a medida que estas se amplifican y la regularidad del flujo viscoso se perturba se da una transición entre flujo laminar a turbulento. A estas perturbaciones pudieran ser vórtices o remolinos que se dan debido al desorden de las partículas del fluido al fluir. (Kreith, Bohn, 2001).

2) Temperatura de la capa límite. Si la temperatura de la pared se encuentra a diferente temperatura que el fluido, se da entonces la transferencia de energía por medio de calor, y la energía se conduce de la temperatura alta a la temperatura baja. Cerca de la pared el fluido tendrá una temperatura intermedia entre la temperatura de flujo y la temperatura de la pared. Por lo mismo se tiene una capa límite térmica similar a la capa límite de la viscosidad.

Los factores que dependen de la temperatura en un fluido son su conductividad térmica, calor específico densidad pero en especial la viscosidad. Dependiendo de esto se puede dar mejor la transferencia de calor. La temperatura varía de un punto a otro por lo que se debe de escoger una temperatura media. Para pequeñas diferencias de temperatura entre el fluido y la pared y para los fluidos cuya viscosidad no varíe apreciablemente con la temperatura se puede asumir al coeficiente igual a 1. (McCabe, Smith, Harriot, 2002).

En casos de fluidos viscosos como lo son los aceites pesados de petróleo o cuando la diferencia de temperatura entre la pared del tubo y la del fluido sea grande, entonces existen ciertos problemas, y es ahí cuando se utiliza la corrección de la viscosidad.

Cuando un líquido se calienta la viscosidad se hace mas baja, y cerca de la pared hace que el perfil de la velocidad sea más parecido al flujo de pistón con un gradiente muy brusco cerca de la pared y suave cerca del centro. Da lugar a mayor velocidad de transferencia de calor. Pero cuando se enfría un líquido viscoso el gradiente de velocidad en la pared disminuye y da lugar a una menor velocidad de transferencia de calor. (McCabe, Smith, Harriot, 2002).

Entonces, $\phi_v = (\mu/\mu_w)^{0.14}$ Es el factor de corrección de temperatura, y cuando es igual a 1, se debe a que la temperatura del fluido no cambia mucho con respecto a la temperatura de la pared, también que el líquido no sea muy viscoso, o bien que la viscosidad del fluido no varíe mucho con respecto a la temperatura.

Luego se tienen ciertas relaciones, para líquidos viscosos:

- Cuando $\mu_w < \mu$ entonces $\phi_v > 1.0$, cuando el líquido se calienta
- Cuando $\mu_w > \mu$ entonces $\phi_v < 1.0$, cuando el líquido se enfría.

(McCabe, Smith, Harriot, 2002).

Para determinar la temperatura de pared, es necesario seguir una serie de ecuaciones. Primero se debe encontrar la temperatura promedio del fluido o la calórica. Esta temperatura ayuda encontrar o determinar la condiciones de entrada y salida. Se deben encontrar el coeficiente interno de transferencia de calor por medio de la siguiente Ecuación

$$U = 0.0115 \times \left(\frac{D \times G}{\mu} \right)^{0.9} \times \left(\frac{Cp \times \mu}{k} \right)^{1/3} \quad \text{Ecuación 65.}$$

(Kern, 1997).

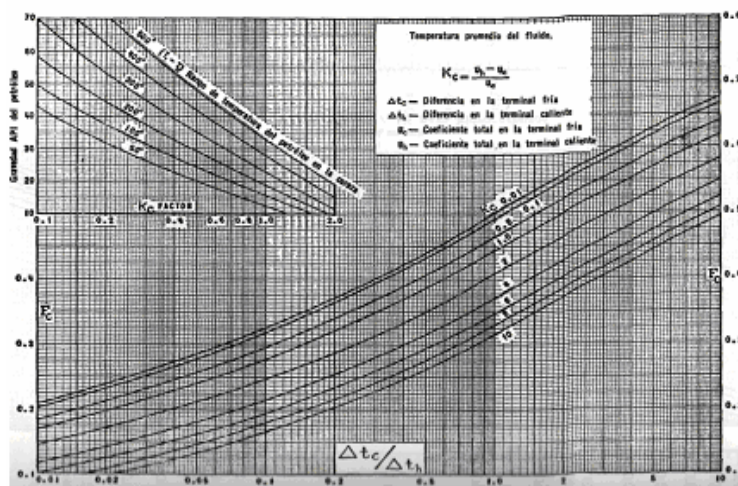
En donde dependiendo si se trabaja con la entrada y la salida se modifican ya sea la viscosidad, conductividad térmica o flujo del fluido que se encuentra dentro de los tubos. La Ecuación 60 puede utilizarse siempre y cuando el número de Reynolds para flujos laminares.

Al obtener los coeficientes de transferencia de calor, se debe utilizar la siguiente formula, para encontrar el coeficiente Kc que ayuda para encontrar la temperatura del tubo.

$$Kc = \frac{Uh - Uc}{Uc} \quad \text{Ecuación 67.}$$

El factor Kc, ayuda a encontrar Tc de una gráfica, o bien de ciertas formulas. La gráfica se debe utilizar si no se cuentan con las temperaturas calóricas, por lo que se recurre a encontrar el factor Fc de la siguiente gráfica.

Gráfica 1. Obtención del factor Fc, para temperatura de pared



Con ayuda de la gráfica se obtiene el valor Fc, se pueden determinar las temperaturas de los fluidos dentro del intercambiador de calor.

Ya con el valor de Fc puede encontrarse las temperaturas calóricas.

$$T_c = T_2 + Fc \times (T_1 - T_2) \quad \text{Ecuación 68.}$$

$$t_c = t_1 + Fc \times (t_2 - t_1) \quad \text{Ecuación 69.}$$

En donde la Ecuación 68 representa la temperatura calórica del fluido caliente, y la Ecuación 69 representa la temperatura calórica del fluido frío.

Luego se procede a obtener las temperaturas de pared de la siguiente manera:

$$T_w = T_c - \frac{h_o}{h_{io} + h_o} \times (T_c - t_c) \quad \text{Ecuación 70.}$$

Al obtener la temperatura de pared (T_w) se puede obtener la viscosidad de pared, μ_w

(Kern, 1997).

5) Número de Nusselt, N_{Nu} . En la transferencia de calor se necesita obtener el coeficiente de convección de transferencia de calor, para ello es necesario realizar ciertos arreglos con los números adimensionales, ya que de esta manera se pueden llegar a obtener los coeficientes. Es otro número adimensional que relaciona más variables típicas del fluido. El número de Nusselt es utilizado para obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección (h).

El número de Nusselt es el siguiente:

$$Nu = \frac{h \times x}{k} \quad \text{Ecuación 71.}$$

En donde,

x = la distancia ya sea del plato o bien el diámetro del tubo.

El número de Nusselt se puede relacionar también con el número de Reynolds, y Prandtl. Solamente se realizan ciertos arreglos a la relación dependiendo del fluido que se tenga. Las siguientes relaciones son utilizadas para el flujo dentro de un tubo.

Flujo laminar:

$$Nu = \frac{h \times d_o}{k} = 4.36 \quad \text{Ecuación 72.}$$

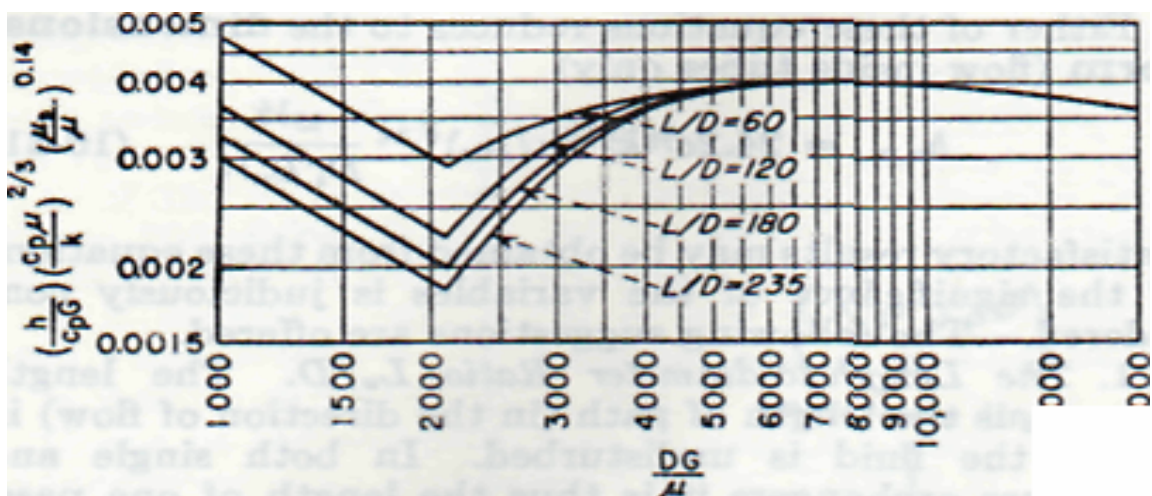
Flujo turbulento en un tubo liso:

$$Nu = 0.023 \times Re_d^{0.8} Pr^n \quad \text{Ecuación 73.}$$

En donde n posee diferente valor dependiendo si se necesita calentar o enfriar. El valor de n para enfriamiento es 0.3, mientras que para calentamiento es 0.4.

Si se tiene un fluido en transición dentro de la tubería, entonces el Número de Reynolds se encuentra entre 2100 y 10000, por lo que para obtener el coeficiente de convección es necesario utilizar una gráfica que se puede encontrar en el Manual del Ingeniero Químico (Perry), con la cual se relaciona el Número de Reynolds con la relación L/D , luego se encuentra un valor en el eje y , y se puede despejar el coeficiente de transferencia de calor. (Singh, Heldman, 1993).

Gráfica 2. Factor Coulbourn.



La gráfica anterior representa el factor de Coulbourn, el cual es un factor de calor o enfriamiento de los fluidos dentro de los tubos. (Perry, 1988).

Si se tiene flujo turbulento dentro de la tubería, entonces el Número de Reynolds debe ser mayor a 10,000. Por lo que para obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección se tiene que:

$$N_{Nu} = 0.023 \times N_{Re}^{0.8} \times N_{Pr}^{0.33} \times \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad \text{Ecuación 74.}$$

6) El número de Prandtl, Pr. Se refiere a la relación entre el grosor y el movimiento de las capas límites (tanto viscosas como térmicas). Es una propiedad o una característica típica de transporte, y al mismo tiempo es otro número adimensional, el cual relaciona varias características del fluido en movimiento. El número de Prandtl muestra relaciones entre la velocidad y la temperatura, tal y como se muestra a continuación:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad \text{Ecuación 75.}$$

$$\alpha = \frac{k}{C_p \times \rho} \quad \text{Ecuación 76.}$$

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{C_p \times \mu}{k} \quad \text{Ecuación 77.}$$

En donde,

C_p = Calor específico del fluido a presión constante.

k = Conductividad térmica del fluido

(Kern, 1997).

7) Pérdida de fricción

a) Coeficiente de fricción de Fanning. La fuerza de fricción se define en términos del coeficiente de fricción de Fanning, f . Otro factor de fricción muy utilizado también es de Darcy, el cual es 4 veces el factor de fricción de Fanning.

$$\Delta p_s = \frac{2 \times f \times L \times V^2 \times \rho}{d} \quad \text{Ecuación 78.}$$

En donde,

ρ = densidad del fluido

Δp_s = caída de presión sobre la superficie dentro de la tubería

L = largo de la tubería

V = velocidad lineal del fluido

d = diámetro de la tubería

El valor del factor f no es constante, aunque si es función del número de Reynolds. Para determinar el factor de fricción se tienen ciertas relaciones tales como:

- Para flujo laminar, $f = \frac{16}{N_{Re}}$

- Para flujo turbulento en tubos lisos, $f = 0.046 \times N_{Re}^{-0.2}$
- Para flujos con Número de Reynolds desde 3,000 hasta 3,000,000 $f = 0.0014 + \frac{0.125}{N_{Re}^{0.32}}$

b) Pérdida de fricción debido a tubería. Se debe considerar al fluido movilizándose con una velocidad V , rozando una superficie plana. Debido a los efectos de la fricción, cuanto más cerca se encuentra de la pared, el fluido se mueve de manera más lenta. El fluido cerca de la pared posee una velocidad mucho menor que las capas del fluido más alejadas de la pared. El fluido en movimiento más alejado de la pared ejerce una fuerza de arrastra en hacia la pared, causando así que el fluido cercano a la pared se mueva en la misma dirección que las demás capas del fluido en cuestión. (McCabe, Smith, Harriot, 2002).

El fluido entonces es un flujo laminar cerca de la capa límite, luego mientras se aleja de la pared, el flujo se vuelve turbulento, y debido a esto es que se puede arrastrar la capa límite y la capa fluye en dirección del flujo. (Kreith, Bohn, 2001).

Existe una relación entre la transferencia de calor y la fricción que se da en el fluido con la pared del medio, es decir al igual que la capa límite posee límites con respecto a su viscosidad y la capa térmica, de igual manera se relaciona el Número de Prandtl. Por lo mismo se tiene una gran relación entre la transferencia de calor y la fricción con la pared. Los efectos de la fricción del fluido se manifiestan en el arrastre de la fuerza de la viscosidad en un cuerpo con respecto al fluido en movimiento o bien por una caída de presión mientras el fluido fluye por la tubería. Los intentos por mejorar la transferencia de calor entre el fluido y la pared a diferentes temperaturas conducen o va acompañado a un aumento en las fuerzas de fricción. Se pueden realizar pocas cosas para mejorar la transferencia de calor entre la pared y el fluido, es decir:

1. Aumentar la velocidad, para ello se debe aumentar el Número de Reynolds, (esto es para crear turbulencia).
2. Cambiar la superficie de la pared, ya sea agregando aletas o bien superficies irregulares.

Al aumentar la velocidad o el área de contacto entre el fluido y la pared se ayuda, se mejora la transferencia de calor, pero esto se puede realizar a costa de un aumento de las fuerzas de fricción. La conexión entre la fuerza fricción del fluido y la transferencia de calor se debe a un factor, el cual se puede estimar al medir los efectos de la fricción. Particularmente se da en tubos que poseen superficies internas ásperas, es decir ductos con la pared interna irregular, lo que conlleva a poseer un flujo irregular.

Para poder determinar la pérdida de fricción se debe tomar en cuenta que las tuberías no son lisas, por lo que debe tomarse en cuenta un parámetro de rugosidad. Las tuberías usadas, sucias, corroídas suelen ser muy rugosas, y es probable que el comportamiento de los fluidos sea diferente al de una tubería limpia. La

rugosidad no ejerce efecto apreciable sobre el factor de fricción para flujos laminares a menos que el parámetro de rugosidad provoque in diámetro incierto del tubo.

1) Pérdida de fricción debida a variaciones de velocidad o dirección. Se pueden tener pérdidas por fricción debido a expansiones súbitas de la sección transversal de la tubería, por lo que el fluido se separa de la pared y se proyecta un tipo de chorro en forma de torrente en la sección expandida. Posteriormente este torrente se expande hasta ocupar de nuevo la sección transversal completa. La pérdida por fricción debido a expansión, h_{fe} , es proporcional a la carga de velocidad del fluido por el conducto estrecho.

$$h_{fe} = \frac{(V_a - V_b)^2}{2} \quad \text{Ecuación 79.}$$

Si, tanto las velocidades de entrada y salida son las mismas, y la densidad del fluido es constante, entonces la Ecuación 73 debe realizarse ciertos cambios

$$K_e = \left(1 - \frac{S_a}{S_b}\right)^2 \quad \text{Ecuación 80.}$$

De igual manera que se tiene pérdida por fricción por expansión, así también se tiene por una contracción súbita de la sección transversal. La corriente del fluido no puede adaptarse al borde pronunciado por lo que la corriente pierde contacto con la pared del tubo. Al igual que con el otro tipo de pérdida por fricción, se proyecta un torrente en el interior del fluido, el torrente primero se contrae y luego se expande en la parte estrecha del tubo. La pérdida de fricción debido a una contracción súbita es proporcional a la carga de velocidad en el conducto estrecho.

$$h_{fc} = K_c \frac{V_b^2}{2} \quad \text{Ecuación 81.}$$

El factor K_c , es un factor de proporcionalidad, el cual se le conoce como coeficiente de pérdida por contracción. Según valores experimentales, el flujo laminar posee un coeficiente < 0.1 , por lo que la pérdida por contracción es insignificante. Para los flujos turbulentos el coeficiente posee una ecuación empírica.

$$K_c = 0.4 \times \left(1 - \frac{S_b}{S_a}\right) \quad \text{Ecuación 82.}$$

Otro factor que influye, son las válvulas y accesorios. Estas alteran las líneas de flujo y dan lugar a fricción en conductos de corta longitud y muchos accesorios, las pérdidas pueden ser mayores que las correspondientes a la longitud recta. La pérdida por fricción de flujo debida a los accesorios, h_{ff} , se calcula según la ecuación 77.

$$h_{ff} = K_f \frac{V_a^2}{2} \quad \text{Ecuación 83.}$$

Los coeficientes de pérdida por fricción por accesorio, K_f , se obtiene en tablas dependiendo el accesorio o el tipo de válvula utilizada. Se utiliza la velocidad de entrada.

Uniendo los tres tipos de pérdidas por fricción, se puede encontrar la pérdida por fricción según Bernoulli, las pérdidas se incorporan utilizando h_f , se combinan estas pérdidas por fricción de tal forma que se da lugar a la pérdida por fricción total.

$$h_f = \left(4 \times f \times \frac{L}{D} + K_c + K_e + K_f \right) \times \frac{\Delta V}{2} \quad \text{Ecuación 84.}$$

La ecuación de Bernoulli, también puede utilizarse según la siguiente ecuación.

$$\frac{P_a - P_b}{\rho} + g(Z_a - Z_b) = \left(4 \times f \times \frac{L}{D} + K_c + K_e + K_f \right) \times \frac{\Delta V}{2} \quad \text{Ecuación 85.}$$

B. Intercambiadores de calor y su diseño

1. Los intercambiadores de calor. Los intercambiadores de calor son equipos los cuales sirven para transferir el flujo de calor. Los intercambiadores de calor industriales se utilizan diariamente para diferentes procesos en los cuales se requiera ya sea calentar o enfriar en un proceso. Se tienen diferentes tipos de intercambiadores de calor, se pueden clasificar en dos grupos:

- a. Intercambiadores de calor de recuperación.
- b. Intercambiadores de calor de generación.

Los recuperadores son equipos con los cuales se encuentran separados los flujos de cada fluido, y los mismos fluyen simultáneamente por el intercambiador, pero cada uno posee su propio camino y el calor se transfiere del fluido más caliente al más frío a través de las paredes por donde pasan los flujos. En esta clasificación se encuentran los intercambiadores de placas, tubos concéntricos, concha y tubo, y superficies ampliadas.

Los regeneradores solamente poseen un canal para el flujo por sólido. Los fluidos calientes y fríos pasan por la matriz alternándose. Cuando un fluido caliente pasa, el calor se transfiere del fluido a la matriz de calor, luego cuando el fluido frío pasa, el calor se transfiere de la matriz al fluido y por ende la matriz se enfría. Este tipo de intercambiador se utiliza muy poco, como por ejemplo se pueden utilizar como precalentadores de aire comprimido en estaciones grandes de energía, en plantas de acero, en turbinas de gas, etc. (Saunders, 1988).

Uno de los aspectos importantes, o bien consideraciones a tomar en cuenta con los intercambiadores de calor es la falta de precisión en el diseño y la predicción de su funcionamiento. Los sistemas nuevos es

difícil obtener una confianza cercana a un $\pm 20\%$ en la predicción del funcionamiento, también se debe tomar en cuenta que las superficies internas pueden tener con el tiempo incrustaciones y suciedad, por lo que la transferencia de calor entre los fluidos se vuelve ineficiente, y el intercambiador de calor puede llegar a transferir la mitad sino es que menos calor que inicialmente transfería. Es decir deja el intercambiador ser o de operar como lo hacía cuando el mismo se encontraba nuevo. Por lo que para enfriar un fluido probablemente requiera de mayor tiempo, o bien simplemente ya no se obtienen los fluidos con las temperaturas finales requeridas para un buen funcionamiento en un proceso. Otro factor que debe de considerarse con los intercambiadores de calor son las vibraciones. Éstas se aumentan cuando los fluidos se encuentran en movimiento y a gran velocidad. Las vibraciones crecen a medida que lo hace la velocidad de flujo ya que la presión se acrecenta en los fluidos, o bien puede ser también debido a la estructura en sí del intercambiador de calor. Cuando la frecuencia de las vibraciones corresponde a frecuencias naturales o bien a frecuencias armónicas de una parte del diseño, la amplitud de las vibraciones pueden ser peligrosas resultando daños físicos al intercambiador, a la estructura en sí, provocando fugas en el intercambiador y puede llegar a tenerse fugas entre los líquidos del proceso, produciéndose contaminación por mezcla de fluidos. (Saunders, 1988).

Para que se dé un intercambio de calor de un fluido a otro o bien en un proceso, debe existir una diferencia de temperatura entre los fluidos en acción. El fluido caliente debe enfriarse a una temperatura fría, y así también el fluido frío debe calentarse a una temperatura mayor que la del fluido frío cuando este entró al proceso. Debe siempre tomarse en cuenta que la temperatura máxima que el fluido frío que entra al sistema se va a calentar a una temperatura menor que la temperatura que tiene el fluido caliente al entrar al intercambiador, de la misma manera, el fluido caliente va a enfriarse a una temperatura mayor que posee el fluido frío que tiene el mismo cuando entra. Los fluidos no pueden salir con una temperatura final que sea igual a la temperatura inicial del otro fluido que se encuentra en el proceso.

De forma parecida, la energía de los fluidos se consume al fluir por el intercambiador de calor, por lo que se manifiesta una caída de presión entre la entrada y salida del intercambiador de calor. La caída de presión se ve afectada en sí por la fuerza de fricción que se da cuando el fluido fluye por el intercambiador de calor, por lo mismo la presión de salida es menor que la de entrada.

El comportamiento térmico se relaciona con la caída de presión por fricción, pues cuando se mejora el comportamiento térmico se ve acompañado por un aumento de la caída de presión. Con los fluidos o líquidos que poseen grandes densidades el gasto por el poder de la fuerza de fricción es generalmente pequeño al compararlo con la velocidad de la transferencia de calor. Ahora bien con los fluidos de bajas densidades (como lo son los gases) es más factible mejorar la velocidad de transferencia de calor, por lo que se requiere de un equivalente o bien de un gasto mayor de la energía mecánica en forma de trabajo de un compresor o ventilador. Con este tipo de mejora la transferencia de calor, puede mejorarse en la

mayoría de sistemas de energía mecánica hasta 10 veces su valor en energía térmica de bajo grado. El diseño y uso de los intercambiadores de calor requieren de bastantes consideraciones ya sea velocidades de transferencia de calor así también como el poder necesario para alcanzar las mismas. (Saunders, 1988).

Se debe seleccionar de manera correcta los materiales a utilizarse en los intercambiadores dependiendo de los fluidos a manejar. Se debe de evitar a todo tipo la corrosión de los materiales seleccionados pues esto conduce a que el intercambiador de calor falle por lo que se convierte en un aparato ineficiente. También debe considerarse los aspectos económicos al escoger los materiales que mejor se adecuen. Es decir se debe tomar en cuenta los costos de los materiales, y que los mismos soporten la caída de presión que se dé en el intercambiador de calor, así también como deben soportar a los fluidos que pasen por ellos, y no se corroan, ni rompan y que al mismo tiempo sean buenos conductores eléctricos.

a. Intercambiadores de calor tubulares. Los intercambiadores de calor tubulares son los más usados comparándolos con otro tipo de intercambiadores, los mismo son hechos en diferentes tipos, tamaños como materiales. Este tipo de intercambiadores son muy utilizados debido a que por los materiales con los que están hechos aguantan grandes caídas de presión, y grandes presiones.

Los intercambiadores de calor tubulares pueden ser caracterizados dependiendo del tipo de fluidos que manejan, es decir se puede utilizar líquido/líquido, gas/gas, gas/líquido, condensadores, evaporadores, etc.

Los intercambiadores de calor que usan líquidos, son los más utilizados. Normalmente se utiliza agua como el medio enfriador. Ambos fluidos son bombeados dentro del intercambiador de calor, por lo que el modo de transferencia de calor es la convección forzada. Los líquidos que poseen altas densidades dan como resultado gran transferencia de calor, por lo mismo no se utiliza mucho, o es raro utilizar aletas o bien otro tipo de dispositivos a modo de ayudar la transferencia de calor. (Saunders, 1988).

El intercambiador de calor más simple de los intercambiadores tubulares son los intercambiadores de una tubería, estos solamente consisten en un tubo, en donde el calor se transfiere con el mismo y el ambiente, los alrededores del tubo. Los calentadores de edificios son de este tipo. También se tiene una especie de concha y tubo, pero no es de concha y tubo, sino que posee tubos pequeños incrustados dentro de otro tubo con mayor diámetro nominal. El grupo de tubos se encuentra dentro de otro tubo más grande, el líquido con mayor densidad debe fluir por el tubo central. Este tipo de intercambiador de calor se tulipa mucho a contracorriente y con flujos criogénicos. (McCabe, Smith, Harriot, 2002).

Intercambiador de calor de tubos concéntricos, también conocido como intercambiador de calor de doble tubo. Este intercambiador consiste en un tubo dentro de otro, ambos deben estar centrados. Este tipo de intercambiador está formado por horquillas, en donde consiste en una vuelta entera, de ida y vuelta del

intercambiador. Este intercambiador de calor es bastante económico y fácil de ensamblar. Se puede hacer de diferentes tamaños y materiales. Opera a altas presiones, altas densidades, altas viscosidades, en donde si se tiene un fluido corrosivo el mismo debe ir dentro del tubo con menor diámetro nominal, es decir el tubo interior. En la actualidad casi no se construyen en fábricas de intercambiadores de calor, ya que han venido a ser remplazados por los intercambiadores de calor de concha y tubo. Los mismos aguantan mayor capacidad, reduce el largo, pues posee más de un tubo interno dentro del caparazón. (McCabe, Smith, Harriot, 2002).

Estos tipos de intercambiadores de calor también son de contacto indirecto. El intercambiador más sencillo es el de tubos concéntricos. Los tubos concéntricos consisten en un tubo dentro del otro, en donde dos fluidos fluyen ya sea en el espacio anular o en el tubo interior. Las corrientes pueden fluir en la misma dirección es decir corrientes paralelas o bien en direcciones contrarias, las cuales son flujos a contracorriente.

Se puede tener otro tipo de intercambiador de tubos concéntricos, pero de tres tubos, en este tipo de intercambiador el producto fluye en el espacio anular mientras que el fluido o medio de calentamiento o enfriamiento fluye en el tubo interno como en la parte exterior del espacio anular. El tubo que se encuentra en la parte más interna puede poseer cierto arreglo o bien obstrucciones de flujo para crear turbulencia y así generar una mejor transferencia de calor.

Otro tipo de intercambiador de este tipo, es el de concha y tubo. Uno de los fluidos del proceso va dentro de los tubos mientras que el otro fluye dentro de la concha o caparazón, donde posee baffles que permite que el fluido cambie su dirección para que se tenga una mejor distribución de temperatura. De igual manera los flujos pueden ir en la misma dirección o bien a contracorriente.

1) Intercambiadores de calor de tubos concéntricos. La construcción de este tipo de intercambiador de calor consiste en un tubo o una tubería colocada dentro de otra tubería más grande. Otro tipo de intercambiador de este tipo, consiste en muchos tubos interiores en vez de un tubo. Los intercambiadores concéntricos son considerados como una alternativa de los intercambiadores de concha y tubo, en particular cuando se tiene velocidades de flujo pequeñas, grandes caídas de temperatura y un trabajo menor a 500 kW.

Los tubos internos con aletas son utilizados cuando uno de los coeficientes de transferencia de calor es $\frac{1}{2}$ o menor que el otro coeficiente de transferencia, como lo es cuando por ejemplo se utilizan viscosidades muy altas en los líquidos, gases, con relación al agua. El fluido con el menor coeficiente debe ir dentro del ánulo, de esta manera se hace más eficiente el proceso.

Los intercambiadores de calor de tubos concéntricos son diseñados para soportar grandes presiones. Y debe también considerarse que se pueden desarmar para darle mantenimiento al mismo. Este tipo de intercambiador de calor provee muchas ventajas para su construcción.

Los tubos concéntricos pueden trabajar temperaturas de $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $700\text{ }^{\circ}\text{C}$, con una caída de presión de 350 psi, aunque puede trabajar a mayores caídas de presión. Este tipo de intercambiador es utilizado para capacidades no muy grandes, y a contracorriente con una gran caída de presión. Se tienen estándares establecidos para un mejor ensamblaje. (Saunders, 1988).

2. Diseño térmico y mecánico

a. Elementos de diseño térmico. Se debe tener en cuenta que debe separarse el diseño de los intercambiadores de calor en el diseño térmico y el mecánico. El diseño térmico se refiere a como se comporta el intercambio de calor con respecto a la transferencia de calor. Para ello se debe proveer una superficie adecuada para que se trabaje bien térmicamente y las áreas deben estar libres de incrustaciones ya que las mismas no permiten una buena transferencia de calor.

Se debe tomar en cuenta los factores ambientales, si se crean efluentes cómo los mismos debe de salir del intercambiador, así también tomar en cuenta que pueden existir goteras o fugas en los intercambiadores de calor y cómo las mismas pueden afectar el producto final, el ambiente de trabajo o bien en si la seguridad laboral. Cuando se diseña deben tomarse en cuenta todos los aspectos de seguridad, para evitar accidentes en la planta.

El diseño mecánico de los intercambiadores de calor debe de considerar las presiones de trabajo, las cuales debe de soportarlas y también soportar presiones mayores a la utilizada en el mismo. Otros de los factores a considerar son los empaques y sellos que puedan tenerse en el intercambiador de calor, los efectos de corrosión, vibraciones, finalmente deben de tomarse en cuenta los métodos de limpieza, mantenimiento y reparaciones. (Saunders, 1988).

b. Elementos de diseño mecánico. Con el diseño mecánico debe de verse simultáneamente la actividad, el alcance y el costo de operación, estas cosas deben de complementarse así como lograr un balance entre todas para un mejor funcionamiento.

Se debe proveer las características necesarias para que el fluido fluya de manera libre y el mismo pueda intercambiar el calor necesario, así como prevenir fugas o contaminaciones en el proceso. Es necesario obtener los grosores de pared y de tubos necesarios para un mejor funcionamiento y seleccionar

cuidadosamente los materiales de los tubos, los mismo deben de ser compatibles con los fluidos a enfriar y calentar. El diseño debe cumplir con todas las bases de diseño, es decir cumplir con las temperaturas, tiempo de residencia, velocidades, presiones, etc.

El tamaño del intercambiador de calor, depende del área de transferencia de calor mínima que es necesaria para el proceso, para ello se deben de calcular ciertos datos, como los coeficientes de calor, o bien el área en si de transferencia. (Saunders, 1988).

El ánulo, en el intercambiador de calor de tubos concéntricos, es el espacio que se tiene después de la pared exterior del tubo interior, es decir es el diámetro más grande, y por razones y de diseño es mejor que en el ánulo se encuentre el líquido frío.

El ánulo posee un diámetro equivalente, d_e , el cual es utilizada en vez del verdadero diámetro del tubo. La siguiente Ecuación esta dada para un intercambiador de calor de concha y tubo.

$$d_e \frac{4 \times A_x}{P_w} = 4 \times \frac{\text{área del flujo cruzado}}{\text{perimetro mojado}} \quad \text{Ecuación 86.}$$

Para un intercambiador de calor de tubos concéntricos, en donde solamente se cuentan con dos tubos concéntricos, el diámetro equivalente es una simple diferencia entre los diámetros del intercambiador de calor.

$$d_e = D_2 - D_1 \quad \text{Ecuación 87.}$$

En donde D_2 es el diámetro exterior y D_1 el diámetro interior.

Cálculo de la transferencia de calor en el Ánulo. Se refiere a la fricción interna que puede darse, utilizando el diámetro equivalente para el intercambiador de calor, se obtiene por lo tanto el factor de fricción f_s , lo cual esta dado por

Ecuación 88.	Ecuación 89.	Ecuación 90.
<p>Sí</p> $N_{Re_s} \leq 500$ <p>Entonces,</p> $f_s = \frac{16}{N_{Re_s}}$	<p>Sí</p> $500 < N_{Re_s} < 10,000$ <p>Entonces,</p> $f_s = 0.00674 + \frac{8.164}{N_{Re_s}^{0.93}}$	<p>Sí</p> $N_{Re_s} \geq 10,000$ <p>Entonces,</p> $f_s = \frac{0.0445}{N_{Re_s}^{0.1865}}$

En donde el subíndice s , indica que se está trabajando con el ánulo, por lo que es el Número de Reynolds para el ánulo, utilizado con el diámetro equivalente, flujo másico y viscosidad del líquido dentro del ánulo.

El tubo interior puede tener aletas en el exterior del mismo las aletas se encuentran soldadas a su lado longitudinal a modo de crear mayor turbulencia en el ánulo para que se tenga mayor transferencia de calor. Las soldaduras son apropiadas para aletas y los tubos de carbón y aleaciones pequeñas de acero, acero inoxidable, aleaciones ricas en níquel, etc. Se puede tener también aletas de acero soldadas a un tubo de acero inoxidable en donde la aleta abarata los costos y se previene la resistencia por corrosión en con el acero inoxidable y el fluido. (McCabe, Smith, Harriot, 2002).

1) Detalles de las unidades estándar. Los tubos concéntricos, y de multitubos permiten una estandarización detallada, las cuales pueden encontrarse en varias tablas. Los tubos concéntricos utilizan caparazones de 50.8 mm a 101.6 mm como un diámetro nominal, y los tubos de 25.4 mm a 73 mm de diámetro exterior. (Perry, 1988).

a) Códigos y estándares. El diseño mecánico se encuentra regulado por códigos y estándares, para tener un mejor control en cuanto a la seguridad industrial. En Norte América las autoridades regulatorias de varios estados han adoptado el código ASME. Este código posee varios materiales con reglas de diseño que son permitidos, dependiendo las presiones a manejar, viscosidades, etc. La sección VII se dan generalidades aplicables a los intercambiadores de calor.

Otros estándares son los British Standards Institute, BSI, y normalmente en muchos pasases se rigen por estos códigos y estándares. Otro estándar conocido y utilizado son TEMA, estos son específicamente para utilizar en los intercambiadores de concha y tubo. (Ramesh, Sekulié, 2003).

2) Propiedad de materiales. Los materiales se escogen a partir de sus propiedades térmicas, su fuerza, su resistencia a corrosión, degradaciones químicas o bien por su erosión con el contacto en el ambiente. También se rigen por el costo, y la habilidad para conducir el calor. Otra propiedad que se debe tomar en cuenta es su limpieza fácil. Los materiales deben de ser fuertes, soportar altas temperaturas y altas presiones, y por supuesto las corrosiones. Las propiedades térmicas a evaluar son el coeficiente térmico de expansión, el calor específico así como la conductividad térmica. (Ramesh, Sekulié, 2003).

C. Transferencia de calor en el proceso de alimentos

El calentamiento y enfriamiento de los alimentos son operaciones muy utilizadas en procesos alimenticios. Estos procesos son necesarios pues son un medio de prevenir microbios o degradaciones enzimáticas en los alimentos. Los sistemas para la transferencia de calor en una planta de alimentos son los intercambiadores de calor, los cuales pueden ser de contacto directo o indirecto. Los intercambiadores de plato, de tubos concéntricos, de concha y tubo son algunos de los intercambiadores de tipo indirecto.

Los intercambiadores de platos, son utilizados en su mayoría en la aplicación de lácteos así como en bebidas alimenticias. Este tipo de intercambiador fue inventado hace ya más de 60 años y son ampliamente utilizados. Este tipo de intercambiador consiste en series de platos paralelas, en donde las placas de acero inoxidable poseen un espacio cerrado entre cada plato. Entre los platos poseen empaques, los cuales pueden romperse al no soportar mucha presión dentro de los mismos. Se puede tener a contracorriente o en corrientes paralelas los líquidos a enfriar y calentar. Su utilización es conveniente cuando se trabaja con líquidos con una viscosidad menor a $5 \text{ Pa} \times \text{s}$.

Si se posee sólidos en suspensión entonces el diámetro de las partículas debe ser menor a 0.3 cm, ya que partículas con mayor diámetro pueden llegar a tener contacto directo con los platos y quemarse en la sección caliente. Los intercambiadores de platos deben de poseer caudales de 5,000 a 20,000 kg/h.

Al utilizar este tipo de intercambiadores de calor deben tenerse ciertas consideraciones para minimizar el ensuciamiento de las placas debido a los materiales sólidos que puedan contener los alimentos, como por ejemplo las proteínas en la leche. Las incrustaciones reducen la cantidad de calor a transferirse por lo que la eficiencia del intercambiador se ve afectada ya que no funciona de manera deseada pues no es capaz de cumplir con su trabajo. Los platos deben limpiarse cada cierto tiempo, por lo que el proceso debe pararse para poder limpiar el sistema. En los productos lácteos es necesario utilizar temperaturas bastante altas, y la limpieza dura aproximadamente de 3 a 4 horas.

Los intercambiadores de plato poseen ciertas ventajas:

- Fácil y simple mantenimiento, pueden ser desmantelados de manera fácil y rápida para una inspección de superficie.
- Los intercambiadores de plato poseen un diseño sanitario para aplicaciones alimenticias.
- La capacidad del intercambiador puede aumentarse al agregar más platos al sistema.
- Se puede enfriar o calentar un fluido a 1 °C de la temperatura media.

(Singh, Heldman, 1993).

1. Propiedades térmicas

- a. Calor específico. El calor específico es la cantidad de calor que gana o pierde por unidad de peso de producto. El calor específico también está definido por la siguiente Ecuación:

$$c_p = \frac{Q}{M \times \Delta T} \quad \text{Ecuación 91.}$$

El calor específico de un producto se ve influenciado por la presencia de otros componentes, ya sea el contenido de humedad, la temperatura y la presión. El calor específico puede obtenerse por medio de experimentos o bien por medio de ecuaciones empíricas. Si se tiene productos cárnicos en donde su humedad se encuentre en un rango de 26 % a 100 %.

$$c_p = 1.675 + 0.025w \quad \text{Ecuación 92.}$$

En donde,

w es el contenido de agua (%)

Ahora bien en productos en donde se desconoce su composición, se puede utilizar la siguiente Ecuación:

$$c_p = 1.424m_c + 1.549m_p + 1.675m_f + 0.837m_a + 4.187m_m$$

Ecuación 93.

(Singh, Heldman, 1993).

- b. Conductividad térmica. La conductividad térmica (k) de un producto da en términos cuantitativos la velocidad con la que el calor se conduce por el material con gradiente de temperatura. Las unidades de la conductividad térmica son las siguientes, En sistema SI: $\frac{J}{s \times m \times ^\circ C} = \frac{W}{m \times ^\circ C}$.

Se tiene una gran variedad de magnitudes de conductividades térmicas dependiendo de que materiales sean, es decir por ejemplo los metales poseen conductividades térmicas desde 50 W/m °C - 400 W/m °C, las aleaciones 10 W/m °C - 120 W/m °C, el agua 0.597 W/m °C (a 20 °C) y así van cambiando las conductividades térmicas dependiendo del material con el que se trabaje.

La conductividad térmica de alimentos con humedades altas poseen una conductividad térmica más parecida a la del agua que otros materiales. La conductividad térmica puede obtenerse experimentalmente o bien por medio de ecuaciones. Se tienen diferentes estudios con diferentes ecuaciones dependiendo de que

tipo de alimento se tenga, por ejemplo una Ecuación desarrollada por Sweat en 1986 para alimentos sólidos y líquidos.

$$k = 0.25m_c + 0.155m_p + 0.16m_f + 0.135m_a + 0.58m_m$$

Ecuación 94.

En donde,

m es la fracción másica, y los subíndices indican

c para carbohidratos

p para proteínas

f para grasa

a para cenizas

m para humedad

Los valores de las composiciones para los alimentos pueden obtenerse en el Manual de Agricultura No. 8 (Watt and Merrill, 1975), o bien pueden obtenerse experimentalmente en un laboratorio. Los modelos matemáticos para obtener las conductividades térmicas así como el calor específico predicen un comportamiento cercano al 15% de los valores experimentales. (Singh, Heldman, 1993).

III. JUSTIFICACIÓN

Cierta fábrica alimenticia no cuenta con un intercambiador de tubos concéntricos para la producción de un producto viscoso. Poseen un intercambiador de calor de placas, que no opera adecuadamente en la línea de producción, debido a la viscosidad y a la temperatura de operación del producto, por lo que no se puede disminuir la temperatura del líquido viscoso a la deseada. Cuando el producto sale del homogenizador se encuentra a 75 °C, y se requiere disminuirla a 7 °C. Las consecuencias que se tienen al usar este equipo son, que los empaques dentro de las placas del intercambiador de calor se rompen, debido a la presión que ejerce el producto final al pasar por los empaques ya que la viscosidad es alta (alrededor de 11000 cP), provocando fugas dentro del intercambiador de calor.

Al romperse los empaques se debe parar la producción, con lo que se generan pérdidas económicas y tiempo muerto. El producto que se encuentra dentro de las placas se pierde, y luego se debe ajustar la producción. El proceso debe pararse por el tiempo necesario que tome limpiar el intercambiador de calor así como reparar y poner los repuestos necesarios del intercambiador de placas, lo cual puede tomar alrededor de 3 horas.

Los intercambiadores de calor de tubos concéntricos soportan líquidos viscosos. En la fábrica alimenticia se necesita de un intercambiador de calor de tubos concéntricos pues la misma se encuentra montada y en funcionamiento. Otra de las ventajas de este tipo de intercambiadores es el flujo, pues el mismo se puede colocar en paralelo o a contracorriente. Se prefiere utilizar el flujo a contracorriente, pues con este tipo de flujo se disminuye con mayor facilidad a la temperatura. Con el flujo a contracorriente puede obtenerse la temperatura necesaria del proceso pues se acerca a la temperatura de entrada del refrigerante, lo cual no sucede con el flujo paralelo pues los flujos de los fluidos llegan a un equilibrio con el cual no puede seguir bajando la temperatura más allá del equilibrio.

1. OBJETIVOS

A. OBJETIVO GENERAL

Diseñar un intercambiador de calor de tubos concéntricos para un líquido viscoso, con una diferencia de temperatura de 63 °C.

B. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Estimar el calor específico a presión constante (C_p), así como la conductividad térmica (k) del líquido viscoso.
2. Determinar el balance de masa y energía para el proceso de enfriamiento de un producto alimenticio.
3. Determinar el área necesaria para la transferencia de calor del equipo.
4. Realizar el diagrama de flujo del sistema.
5. Determinar el número de horquillas.
6. Caracterizar las horquillas.
7. Dimensionar las bombas a utilizar.
8. Elaborar diagrama del intercambiador de calor.
9. Efectuar un análisis económico del diseño.

V. PROBLEMA A RESOLVER

En la actualidad una planta alimenticia en Guatemala posee varios procesos, en uno de los cuales se ven en la necesidad de enfriar el producto final a una temperatura de 7 °C. Para los diferentes procesos que poseen, se utiliza la misma línea de producción la cual contiene un intercambiador de calor de placas. En muchos productos este intercambiador funciona muy bien, pero tienen un problema cierto producto debido a su alta viscosidad (como producto terminado) al pasar por las placas, se produce mucha presión en las mismas. Por lo mismo cuando el líquido viscoso pasa por las placas los empaques de las mismas se rompen ya que no soportan tanta viscosidad, provocando fugas dentro del intercambiador de calor.

VI. METODOLOGÍA

A. Propiedades térmicas del producto a enfriar

Para determinar las propiedades térmicas se tomaron tres diferentes muestras y se les realizó un análisis proximal, luego de obtener el análisis se realizaron ciertas correlaciones para obtener unas propiedades térmicas de alimentos y se obtuvo que el C_p del producto es $240.71 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$ y la conductividad térmica de $31.02 \text{ W/m}^\circ\text{C}$. Ver en el apéndice C.1 Condiciones iniciales del sistema en la página 62.

B. Balance de masa y energía en el sistema

Se debe transferir $16,368.38 \text{ kJ/s}$, y se necesita de 92.85 kg/s de agua fría que entra a 3°C para enfriar el flujo del producto a enfriar que entra al intercambiador a 1 k/s y a 75°C , ver C.2 en el apéndice, página 64.

C. Dimensionamiento del equipo

1. Especificaciones de la tubería. La tubería a utilizar es de acero inoxidable (316), pues este tipo de acero inoxidable es más resistente, la cédula de 40 ya que este tipo de cédula es más delgada por lo que permite una mejor transferencia de calor. Ver en el apéndice C.3. Dimensionamiento del equipo, en esta sección del apéndice se muestran todos los cálculos realizados para el diseño del intercambiador de calor requerido, con las condiciones del sistema establecida.

2. Obtención de los coeficientes de transferencia de calor. Para obtener los coeficientes de transferencia de calor, tanto el interno como el equivalente, es decir h_i , h_{io} y los coeficientes globales de transferencia de calor, tanto limpio como de diseño, se siguieron diferentes ecuaciones, en donde se tomó en cuenta el grosor de los tubos, el largo y los caudales de los flujos.

Para obtener el coeficiente global de diseño también se tomó en cuenta el factor de ensuciamiento, el cual se promedió para tres días, estableciendo como base, aunque deba limpiarse el intercambiador diariamente. Ver el apéndice C.3.h. Pág. hasta C.3.k.

3. Área de superficie requerida para la transferencia de calor. El área de superficie requerida para la transferencia de calor, es el área requerida para que se de la transferencia de calor deseada. Para ello se debe tener por lo menos 177.82 m^2 , pues ésta es el área que se debe lograr con el factor global de transferencia de calor. Si no se tiene esta área como mínimo, no se transfiere el calor que debe transferirse.

4. longitud requerida para la transferencia de calor. Para obtener la longitud requerida, se refiere a cuántos metros lineales se deben poseer para lograr el área de superficie requerida. La longitud requerida es 103.162967 metros.

5. Horquillas necesarias para la transferencia de calor. Es necesario conectar las horquillas de tal forma que al estar unidas se obtenga una longitud mayor o igual a 103.16 metros, lo cual son nueve horquillas colocadas en serie.

6. Cálculo de la caída de presión del sistema y cálculo de las bombas. Cálculo de bomba, para poder obtener la bomba necesaria para bombear el agua que va a entrar al intercambiador debe obtenerse la caída de presión, la cabeza de la bomba y el caudal necesario. Para determinar qué bombas se debe de obtener se necesita encontrar la caída de presión del sistema, para luego seleccionar una bomba que se adecue mejor al sistema. Ver en el apéndice C.3.p.

7. Costos directos e indirectos

a. Costo del equipo. Para ensamblar el intercambiador de calor, se deben realizar cotizaciones tanto para las horquillas como para la bomba. También debe tomarse en cuenta al técnico especializado que debe ensamblarlo y a sus ayudantes. Se debe realizar una inversión de Q. 183,946.77, ver apéndice, costos directos e indirectos del proyecto.

1) Depreciación. La depreciación sobre esta inversión está dada en el cuadro 23. Siguiendo el modelo de SMARC para 10 años. Ver apéndice C.4.q. 1) a) Depreciación de equipo.

b. El costo operacional. El costo operacional sería el mismo con respecto la maquinaria utilizada pues no se cambió nada de la línea de producción, sino hasta después del homogenizador. Por lo que con lo que al costo operacional se refiere solamente se tomó en cuenta el gasto de energía de la bomba de 70 caballos de fuerza. Esto conlleva a que al mes se deba pagar aproximadamente Q. 82505.19, lo cual es una fuerte cantidad solo para el consumo al mes de la bomba. Este por lo tanto sería el gasto adicional que debiera realizarse con el intercambiador de calor.

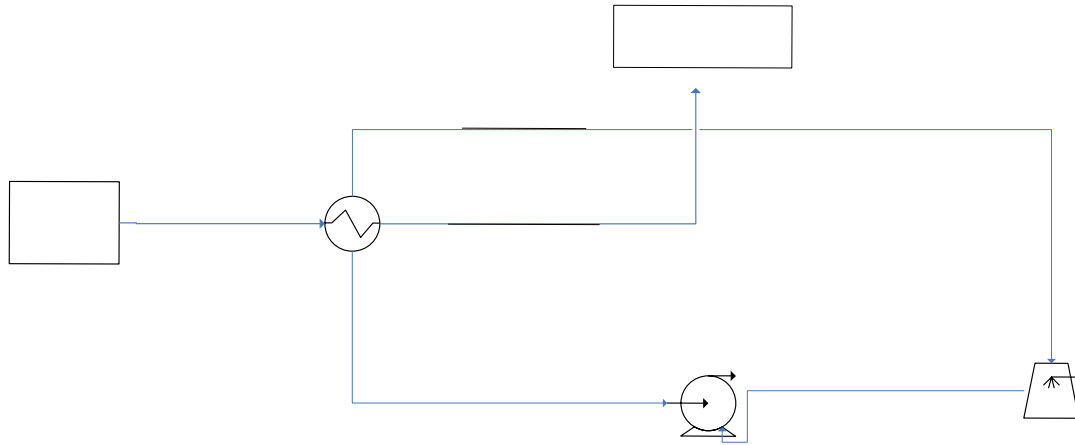
1) Costo operacional del Intercambiador de calor actual. Al mes se consume 1252.81408 kW y se debe pagar aproximadamente Q. 12628.3659. Aparte también se tienen otro tipo de costos, estos son los costos variables. Los mismos se refieren a los costos que la empresa debe asumir debido que la planta debe parar su producción pues el intercambiador de calor de placas se arruina en un promedio de 6 veces al mes.

8. **Análisis económico.** La inversión se realiza con capital propio, en ambos casos. Para comparar ambos intercambiadores debe realizarse un flujo de caja. El período de recuperación es al año y tres meses. La Tasa Interna de Retorno realizada para el intercambiador de tubos concéntricos fue de 39.3%, la misma se basó en la inversión inicial, los costos de operación y las ventas, por lo que sería la TIR sobre las utilidades.

a. **Flujos de caja.** Los flujos de caja se muestran por 10 años. En el flujo del intercambiador de tubos concéntricos se tiene la inversión inicial, los costos fijos de la energía. De igual forma se tiene para el intercambiador de calor actual. En ninguno de los dos se tomaron en cuenta los gastos de los salarios pues representa lo mismo en ambos flujos de caja. El flujo de caja para los 10 años se encuentra en el apéndice, ver pág. 85 en adelante.

VII. RESULTADOS

A. Diagrama de flujo del sistema



LÍQUIDO VISCOSO QUE ENTRA

El líquido a enfriar, que es el líquido viscoso, pierde energía mientras que el refrigerante gana la energía que el líquido viscoso pierde.

$$M = 2880 \text{ kg}$$

$$C_p = 240.71 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$k = 31.02 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$T = 75^\circ\text{C}$$

$$W = 1 \text{ kg/s}$$

B Área necesaria para la transferencia de calor

P-1

P-6 AC
T=

Q= 4
m perdi
t=288

Cuadro 1. Características de horquillas

HOMOGENIZADOR

INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS

	Diámetro nominal (m)	Diámetro interior (m)	Diámetro exterior (m)	Largo (m)	Longitud de horquilla lineal (m)
Tubo interno	0.0381	0.040894	0.04826	6.096	12.192
Tubo externo	0.0635	0.0627126	0.073152	6.096	12.192

P-5

Cuadro 2. Características del intercambiador de tubos concéntricos diseñado

Área Necesaria para transferencia de calor (m ²)	Número de horquillas necesarias
168.553667	9

El intercambiador de calor debe de ser de acero inoxidable 316.

C. Bomba centrífuga

Cuadro 3. Características de bomba centrífuga

Diámetro de impulsor	Diámetro de succión	Diámetro de descarga	Caída de presión	Potencia del motor
m (13 in)	m (6 in)	m (4 in)	32.84 m (107.73 ft)	52.20055 kW (70 HP)

Solamente se cuenta con una bomba centrífuga, pues es la que debe distribuir el agua fría que funciona como refrigerante. No es necesaria otra bomba para introducir el líquido viscoso pues este lo impulsa el homogenizador al intercambiador de calor. La bomba debe ser de acero inoxidable pues se está utilizando para la industria alimenticia.

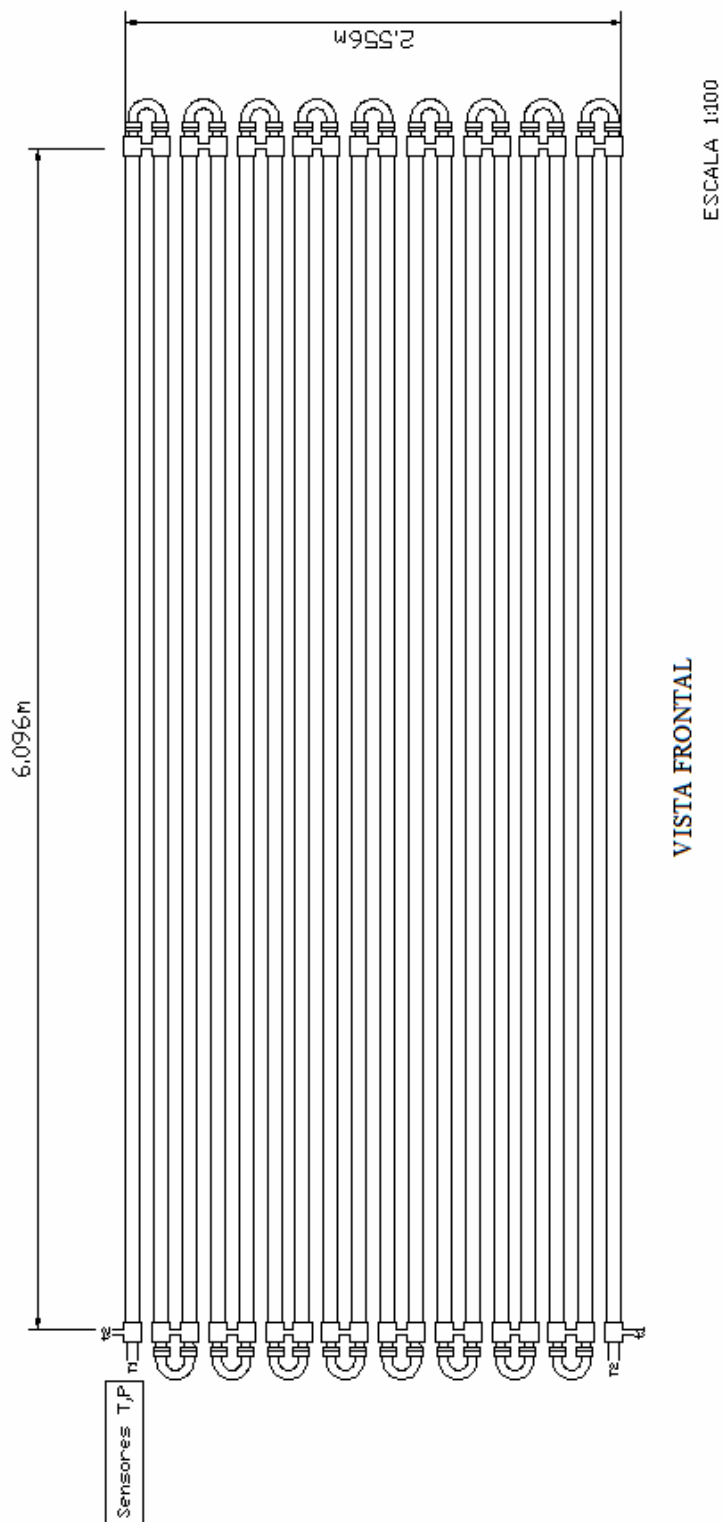
D. Análisis económico

Para financiar el proyecto, se utilizó únicamente capital propio, por lo que no se toman en cuenta intereses a pagar.

Cuadro 4. Análisis económico del proyecto

Inversión inicial + Costo por mantenimiento	Tiempo de recuperación	TIR	Costo de operación	Utilidades brutas después de tiempo de recuperación
Q. 183,946.77	15 meses	39.3%	Q. 82,505.19	Q. 51,894.81

E. Diagrama del intercambiador de calor



VIII. DISCUSIÓN DE RESULTADOS

Se diseñó un intercambiador de calor de tubos concéntricos para un producto de grado alimenticio producido por una fábrica guatemalteca. Se realizaron varias pruebas al producto, para determinar la conductividad térmica y el calor específico del producto. Una prueba realizada fue el análisis proximal, en donde se obtuvieron las fracciones másicas del producto, las fracciones obtenidas fueron de humedad, grasa, proteínas, carbohidratos y cenizas. Los resultados obtenidos del análisis proximal se introdujeron en las ecuaciones 92 y 93, las cuales son correlaciones de alimentos para determinar propiedades térmicas. Estas relaciones también ayudan para obtener las características de otro tipo de productos alimenticios, como en los lácteos. Los resultados obtenidos del análisis proximal realizado al producto se encuentran en el cuadro 6 (ver anexo, pág.61), también ver el diagrama de flujo del sistema en resultados, pág. 47.

Debido a que este producto es de grado alimenticio se deben cuidar ciertas características durante el proceso de producción, por lo que se debe contar con un diseño confiable para cuidar el estado del producto y mantener inocuo el sistema.

La viscosidad del mismo varía conforme la temperatura debido a los aditivos que contiene, por lo que por medio a varios estudios encontró una correlación de la viscosidad con respecto a la temperatura. Los estudios consistieron en calentar el producto y tomar la viscosidad del producto a diferentes temperaturas. (ver cuadro 10). Este comportamiento lo describe la Ecuación $Y = 25,232 \times e^{(-0.046 \times x)}$, (gráfica 3 pág. 64). En donde Y es la viscosidad en centipoises (cP) y, x es la temperatura y está dado en grados Celsius. Con la ayuda de esta relación se puede observar el comportamiento del producto, en donde se muestra que la viscosidad varía inversamente proporcional con la temperatura, pues a mayor temperatura el producto posee una menor viscosidad. Esto repercute, ya que a medida que el producto se enfría la fluidez del producto disminuye debido al aumento de la viscosidad.

El producto debe salir del homogeneizador para luego entrar al intercambiador de calor a una temperatura de 75° C y a una razón de 1 kg/s (0.25 L/s), y se desea obtener a una temperatura menor a 10° C para facilitar su empaque, pues el mismo al salir del intercambiador de calor se dirige al área de empaque.

El agua se que utiliza para enfriar el producto, proviene de un enfriador que utiliza agua tratada a la cual no se le mezcla ningún otro componente para realizar una salmuera, ya que se desea mantener al sistema lo más puro posible, por si se produjeran fugas en el intercambiador de calor, evitando así cualquier contaminación que afecte al consumo humano.

El agua proveniente del enfriador posee una temperatura de 3° C la cual luego de fluir por las horquillas del intercambiador de calor llega a una temperatura de 45° C. Después el agua recircula al enfriador para volverse a enfriar y poder ingresar de nuevo al sistema de enfriamiento en el intercambiador de calor.

El balance de masa y energía se complementan uno al otro. Ver en Resultados pág. 47. Y el apéndice C.2, pág. 64, muestra que transfiere 47,140,646.4 kJ o bien 16,368.28 kJ/s ó 16,368.28 kW. Por lo que el agua que proviene del enfriador debe ser capaz de atrapar esa razón de calor. La única manera de lograr hacer que el agua absorba 16368.28 kJ/s es utilizando un flujo de 92.85 kg/s. por lo mismo agua que sale del enfriador debe fluir a 92.85 kg/s exactamente, pero se utiliza una bomba de 94.625 kg/s (1500 GPM), la bomba que succiona el agua del enfriador y la descarga hacia el intercambiador de calor debe ser de al menos 52.20055kW (70 HP). Ver cuadro 3 en la pág. 48, y los cálculos hechos en la pág. 77.

La bomba que debe distribuir el agua al sistema, debe ser capaz de entregar 92.85 kg/s de agua, con una eficiencia de 72% y una potencia de 37 kW (50 HP). Esta bomba es necesaria para lograr que se distribuya el agua por el intercambiador de calor al flujo necesario para cumplir con las especificaciones requeridas por la empresa de Guatemala. La bomba debe ser de acero inoxidable ya que este material es más duradero, se utiliza en la industria alimenticia, no es abrasivo ni corrosivo.

Luego de obtener el calor que el producto debe cederle al agua para cumplir con las especificaciones deseadas, se diseñó el intercambiador de calor, siguiendo los pasos descritos en la metodología. Para las condiciones deseadas por la empresa guatemalteca, el intercambiador de calor de tubos concéntricos posee un largo de 6.096 metros (20 pies) por horquilla. El largo lineal de la horquilla, es decir el largo que se tiene si se extiende la horquilla es de 12.192 metros (40 pies). El arreglo recomendado para este sistema es a contracorriente, por lo que el agua fría entra por abajo y sale por arriba en la última horquilla, mientras que el producto a enfriar entra por la última horquilla que se encuentra hasta arriba y sale en la primera que se encuentra en la parte inferior. Los flujos se deben de colocar a contracorriente pues de esta manera se logra una mejor y mayor diferencia de temperatura. Este arreglo hace que el sistema no alcance el equilibrio termodinámico provocando que no se logre bajar a la temperatura deseada. El número de horquillas obtenidas fueron 8.5 pero se aproximó a 9 horquillas de 6.096 metros (20 pies) y así lograr tener un margen para enfriar el producto a una temperatura menor a 10° C.

El diámetro nominal del tubo interno de la horquilla es de 1.5 pulgadas, el mismo no puede ser mayor debido a que este es un factor limitante para el diámetro del otro tubo, por lo que con este diámetro se puede obtener un buen flujo del producto, el diámetro nominal del tubo externo del intercambiador de calor es de 2.5 pulgadas (ver cuadros 1 y 2 pág.). No se pueden utilizar diámetros más pequeños en la horquilla debido a los flujos dentro del intercambiador. Este tipo de intercambiador tiende a generar caídas de

presión muy elevadas si se utilizan diámetros muy pequeños, y si se utilizan diámetros muy grandes, los fluidos generan menos turbulencia provocando una menor superficie de contacto para la transferencia de calor, y esto aumenta el número de horquillas.

Debido a lo anteriormente expuesto, se generarían problemas, como que no exista un flujo adecuado dentro tubos, como el que las uniones de las horquillas se desprenderían unas de las otras provocando pérdidas, tanto en la inversión hecha en el equipo, como en la gente en ensamblaje y el lote de producción. Se tendría tiempo muerto y en lugar de ser una buena inversión sería una gran pérdida económica. La caída de presión obtenida para el ánulo que es donde el agua fue de 32.84 metros de agua, por lo que las tuberías deben ser capaces de soportar este tipo de presión, así como la bomba de agua vencer esta caída de presión para suministrar el agua a la razón deseada. La caída de presión se da en este sistema debido a las vueltas de 180 grados, por lo que en si se puede obtener la caída de presión por medio de la Ecuación de Bernuolli, además se encontró que se tienen pérdidas por fricción en accesorios, por la energía cinética y potencial. Debido a la caída de presión obtenida en el sistema y a la capacidad de flujo, se seleccionó una bomba centrífuga, la cual ayuda a distribuir el agua por el intercambiador de calor. Ver en el Apéndice, desde las sección C.2.p.1 a la C.2.p.2, y la tabla 21 en la pág. 78.

El producto a enfriar debe fluir en el tubo interior, mientras que el agua en el tubo exterior, es decir en el ánulo, el cual es el espacio que queda dentro del diámetro interno del tubo exterior y el diámetro externo del tubo interno. El material a utilizar es el acero inoxidable, pues este cumple con las especificaciones de los alimentos. Para alimentos se recomienda utilizar este tipo de acero por lo mismo es el acero que se escogió para el intercambiador de calor.

Se prefiere utilizar acero inoxidable en vez de acero negro (acero de carbón), pues el acero negro es más corrosivo por lo que ocasiona problemas de ese tipo si se coloca con agua, característica que no da el acero inoxidable. Posee mayor durabilidad y posee mejores propiedades mecánicas que otros materiales como el acero negro. El acero inoxidable 316 ofrece una resistencia a la corrosión ligeramente superior a la de los aceros 302 y 304.

Se debe cambiar el intercambiador de placas, el cual en este caso no es apto para el proceso debido que de las 168 producciones al mes, aproximadamente 6 dan problemas, es decir que se debe parar la producción debido a fugas en los empaques del intercambiador de placas, provocando pérdidas enormes (ver flujo de caja, anexo C.2.r.1) para la empresa, por el intercambiador de tubos concéntricos se realizó un análisis económico del equipo. Se realizó primero una cotización en la cual se solicitó el precio de la bomba de 1,780 RPM y con un motor de 70 caballos de fuerza. El precio por horquilla obtenido fue de \$ 980.00, con las características deseadas, esto se refiere a una longitud de 20 pies, con acero inoxidable (316) para mayor durabilidad y confianza, y tubos concéntricos de 1.5 y 2.5 pulgadas de diámetros

nominales. La bomba fue cotizada a \$ 13,500.00, también de acero inoxidable. La tasa de cambio utilizada fue de Q. 7.75 (tasa fija de cambio).

Para el montaje del intercambiador de calor son necesarias tres personas, las cuales una es un técnico especializado y las otras dos sus ayudantes. El precio por hora de trabajo de estas personas fue de Q. 20.00 y Q10.00 respectivamente. Se requieren de tres días de ocho horas para el ensamblaje y pruebas del intercambiador de calor, por lo que se necesitan de 24 horas de trabajo. En dos días se ensambla el equipo y el otro día se ocupa para pruebas que verifiquen el buen funcionamiento del equipo ensamblado e instalado.

En total la inversión inicial del intercambiador de calor de tubos concéntricos obtenida fue de Q. 183,946.77. Ahora bien el gasto operacional del intercambiador se debe tomar en cuenta solamente el consumo de energía por la bomba centrífuga, pues la misma utiliza un motor de 70 caballos de fuerza, y trabaja 5.6 horas al día, lo que conlleva que al mes trabaje alrededor de 156.8 horas, por lo que se consumen 8,185.04 kW al mes. Esto es lo mismo a decir que al mes se debe pagar alrededor de Q. 82,505.1871. Ver cuadro 22 en la pág. 81.

Las ventas al mes se mantienen, debido a que el precio del producto no cambia, y el mismo se vende a Q. 8.00 el litro, se tienen utilidades brutas de Q. 51,894.82 a excepción del primer mes que se tienen pérdidas debido a la fuerte inversión que se realiza para el montaje del intercambiador de calor. El primer mes se pierde Q. 115,312.58. Luego de 120 meses, los cuales son después de 10 años, se obtuvo una tasa interna de retorno (TIR) de 39.3%, la misma indica que es rentable cambiar el intercambiador de calor. (ver cuadro 4 en la pág 48 y el apéndice C.2.r, que es el análisis económico en la pág. 84.

Ahora bien, al obtener el flujo de caja actual, (sin tomar en cuenta los salarios del personal), se puede observar cómo a pesar de tener pérdidas de mes a mes debido a que se detiene la producción en la planta por las fugas que se detectan en los empaques del intercambiador de calor se obtienen utilidades brutas, aunque no tan grandes como los con el intercambiador de calor de tubos concéntricos. Las utilidades brutas son alrededor de Q. 40,026.85. La diferencia entre las utilidades brutas obtenidas fue de Q. 11,867.96.

Luego de obtener los flujos de caja de ambos sistemas, y los costos tanto variables como fijos, se compararon de forma acumulativa para obtener el período de recuperación de la inversión. Al obtener la diferencia de ambos costos acumulativos se encontró que en el mes 15 se recupera la inversión. (Ver cuadros 26 y 27) o bien las gráficas 6 y 7 de flujo de caja. El cuadro 27 muestra el flujo de caja del intercambiador actual a 120 meses y también el período de recuperación de la inversión inicial del intercambiador de calor y como las utilidades brutas de ambos intercambiadores de calor se comparan. El cuadro 26 muestra de manera contundente que se debe cambiar el intercambiador de calor actual, pues no solo con el nuevo intercambiador de calor se pasaría el producto una vez por las nueve horquillas y saldría

a la temperatura deseada en vez de pasar varias veces (de 3 a 4 vueltas) por el intercambiador de placas, para obtener la temperatura deseada, y también de esta manera se evitan las pérdidas tanto por producto contaminado, tiempo muerto, pago a técnicos y ayudantes para componer el intercambiador de calor y el costo de reponer los empaques dañados.

Se debe sustituir el intercambiador de calor actual por todas las razones anteriormente descritas, aunque en el primer mes se gaste más de lo que normalmente se gastaría y se continúa así hasta recuperar la inversión inicial la cual se daría al los 15 meses, que es el tiempo de recuperación. El proyecto se evaluó para 10 años, por lo que el intercambiador de calor se debe depreciar a 10 años utilizando el método de SMARC, este método es un método acelerado, el cual ayuda al inversionista para pagar una menor cantidad de impuestos al principio y mitad del proyecto. Con este método se deprecia dependiendo el año en el que se encuentra, por lo que los primeros años se deprecia más y luego se estabiliza, ver cuadro 23 y gráfica 5 desde la página 81.

Al poseer el intercambiador de calor de tubos concéntricos, se evita el pago de horas extras, el tiempo muerto y el producto perdido, así como el pagarle a los técnicos por componer o instalar los empaques del intercambiador de calor de placas. Por todo lo anteriormente expuesto se recomienda reemplazar el intercambiador de calor existente en la planta por el de tubos concéntricos, pues de esta manera las producciones en la fábrica se aceleran, y se mejora la eficiencia de la planta, junto con sus utilidades.

IX. CONCLUSIONES

1. El agua que se utiliza para enfriar producto debe recircularse de nuevo hacia el enfriador, mientras que el producto alimenticio sale de la línea de producción hacia empaque.
2. Se debe realizar la inversión para mejorar la eficiencia en el proceso de producción.
3. Dada la Tasa Interna de Retorno (TIR) que se encontró (39.3%), se puede concluir que el proyecto es rentable.
4. Se diseñó un intercambiador de calor de tubos concéntricos de 9 horquillas de 6.096 m, con diámetros nominales de 0.0381 m y 0.0635m, el cual es capaz de transferir 16,368.28kJ/s por producción.

X. RECOMENDACIONES

1. Se recomienda realizar pruebas periódicas al producto, como el análisis proximal y el comportamiento viscoso del producto.
2. Se recomienda poseer un control de temperatura de las entradas y salidas de los fluidos dentro del intercambiador de calor para automatizar el sistema.
3. Se recomienda establecer un sistema de mantenimiento proactivo para los equipos del intercambiador de calor.
4. Se recomienda establecer un sistema de limpieza periódica del intercambiador de calor de tubos concéntricos.

XI. BIBLIOGRAFÍA

- Çengel, Yunus A: Michael A. Boles. 2002. *Termodinámica*. 4ª. edición. McGraw Hill Interamericana Editores, S.A. de C.V. México.
- Donald Q. Kern. 1997. *Procesos de Transferencia De Calor*. Cecsa. México.
- Foust, Alan. S, Leonard A. Wenzel, Curtis W. Clump, Luis Maus, L. Bryce Andersen. 1970. *Principios de Operaciones Unitarias*. CECSA. México.
- Kreith, Frank, Mark S. Bohn. 2001. *Principios de Transferencia de Calor*. Thomson Learning. México.
- McCabe, Warren L: Jualian C. Smith: Peter Harriot. 2002. *Operaciones Básicas de Ingeniería Química*. 6ª. edición. McGraw Hill Interamericana Editores, S.A. de C.V. México.
- Perry, John. 1963. *Chemical engineers' handbook*. 4ª. edición. McGraw Hill. USA.
- Ramesh, k. Shah an Du: Dusan P. Sekulié. 2003. *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. Jonh Wiley & Sons Inc. USA.
- Saunders, E. A. D. *Heat Exchangers Selection, Design and Construction*. 1988. Longman Schentific & Technical.USA.
- Singh R. Paul, Heldman Dennis R. *Introduction to Food Engineering*. 1993. 4ª edición. Editorial Academic Press. USA.
- Smith, J.M., H.C. Van Ness, M. M. Abbott. 2001. *Introducción a la Termodinámica en Ingeniería Química*.6ª. edición Editorial McGraw Hill. México.

XII. APÉNDICE

A. Glosario

1. Aletas: Superficies extendidas que se agregan a los tubos de un intercambiador de calor, a modo de aumentar el área de transferencia de calor.
2. Ánulo: El ánulo, en el intercambiador de calor de tubos concéntricos, es el espacio que se tiene después de la pared exterior del tubo interior, es decir es el diámetro más grande, y por razones y de diseño es mejor que en el ánulo se encuentre el líquido frío Parte exterior del diámetro interior al diámetro exterior de tubos concéntricos de doble tubo.
3. Calor Específico: La cantidad de calor requerido para elevar la temperatura en 1 °C la temperatura de 1 g de material.
4. Capa límite: La región de flujo la cual está cerca de la placa, donde se disminuye la velocidad del fluido debido a las fuerzas viscosas es la capa límite.
5. Coeficiente de convección: es propio de cada fluido. La estimación del coeficiente de convección, h , es obtenido de correlaciones empíricas.
6. Coeficiente global de transferencia de calor: indica como se transfiere el calor en el sistema.
7. Conducción: El calor por conducción se da cuando se tiene un gradiente de temperatura en un medio sólido, ahí el calor fluye desde la región con mayor temperatura hacia la región que posee menor temperatura.
8. Conductividad Térmica: da en términos cuantitativos la velocidad con la que el calor se conduce por el material con gradiente de temperatura. Las unidades de la conductividad térmica son las siguientes.
9. Convección: se da particularmente en los fluidos. Para la convección es necesario calcular el coeficiente de convección, el mismo. Se tienen dos tipos de convección, la forzada y la natural.
 - a. Convección forzada: tiende al valor de la corriente libre impuesta por una fuerza externa. Se ve afectada por agentes externos al sistema, como por agitación.
10. Flujo a contracorriente: Se fluye en el mismo eje y ambos fluidos poseen direcciones contrarias.
11. Flujo paralelo: Flujo en el mismo eje, y ambos fluidos poseen la misma dirección.

12. Horquilla: Juego de 2 tubos colocados concéntricamente, de tal forma que en un tubo pasa un fluido y en el otro tubo pasa otro fluido. Son utilizados para el montaje de intercambiadores de tubos concéntricos. Una horquilla consta con una unión de 180° la cual une al tubo interno, y otra unión para el tubo externo. Posee forma de U pero horizontalmente.
13. Intercambiador de calor: Los intercambiadores de calor son aparatos los cuales sirven para transferir el flujo de calor. Los intercambiadores de calor industriales se utilizan diariamente para diferentes procesos en los cuales se requiera ya sea calentar o enfriar en un proceso.
14. Intercambiador de calor de tubos concéntricos: Intercambiador de calor de doble tubo, es decir dos tubos de diferentes diámetros.
15. Número adimensional: Arreglo entre las variables y propiedades de un material.
16. Número de Reynolds: $Re = \frac{\rho \times u \times d}{\mu}$
17. Número de Nusselt: $Nu = \frac{h \times x}{k}$
18. Número de Prandtl: $Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{C_p \times \mu}{k}$
19. Radiación: se da cuando el calor se transfiere en el espacio en forma de ondas electromagnéticas.
20. Temperatura media logarítmica: TMLD: Arreglo de las temperaturas de un sistema de intercambiador de calor.

B. Simbología

1. A = Área de transferencia de calor.
2. C_p = Calor específico a presión constante.
3. d = diámetro de las tuberías.
4. E = Diferencia de potencial, equivalente a diferencia térmica.
5. f = Coeficiente de fricción, número de Fanning.
6. F_c = Factor calórico.
7. G = Flujo de fluido por unidad de área.
8. g_c = Factor de corrección de la gravedad.
9. h = Coeficiente de convección de transferencia de calor.
10. h_i = Coeficiente interno de transferencia de calor.
11. h_o = Coeficiente externo de transferencia de calor.
12. I = Corriente eléctrica, equivalente a la velocidad de transferencia de calor.
13. k = Conductividad térmica.
14. K_c = Coeficiente calórico.
15. $LMTD$ = Diferencia de la media logarítmica de las temperaturas.
16. L_r = Longitud de referencia.
17. N_{Fo} = Número de Fourier.
18. N_{Nu} = Número adimensional de Nusselt.
19. N_{Pr} = Número adimensional de Prandtl.
20. N_{Re} = Número adimensional de Reynolds.
21. N_{St} = Número adimensional de Stanton.
22. q = Velocidad de transferencia de calor o energía transferida o a transferir.
23. q_G = Calor generado.
24. r = Radio de tubería. Equivalente a x . Se tienen r_1 o r_i es el radio interno, y media vez se aleja más se tienen $r_{2,3,4,etc}$. El radio exterior r_o .
25. R = Resistencia eléctrica, equivalente a la resistencia térmica R_w .
26. R_A = Resistencia térmica del fluido en cuestión.
27. R_w = Resistencia térmica de la pared.
28. T = Temperatura absoluta de la superficie del cuerpo.

28. $T_1 (T_A, t_{ha})$ = Temperatura inicial del cuerpo con mayor temperatura.
29. $t_1 (t_{ca})$ = Temperatura inicial del cuerpo con menor temperatura.
30. $T_2 (T_B, t_{hb})$ = Temperatura en el extremo final del cuerpo con mayor temperatura.
31. $t_2 (t_{cb})$ = Temperatura en el extremo final del cuerpo con menor temperatura.
32. T_c = Temperatura calórica del fluido con mayor energía, t_c temperatura calórica del fluido con menor energía.
33. t_f = Temperatura del fluido
34. T_i = Temperatura interna.
35. T_o = Temperatura externa.
36. T_r = Temperatura de referencia.
37. t_r = Tiempo de referencia.
38. t_w = Temperatura de la pared o superficie.
39. U = Coeficiente global o combinado de transferencia de calor.
40. U_C = Coeficiente global limpio de transferencia de calor, sin incrustaciones.
41. U_D = Coeficiente global de diseño de transferencia de calor.
42. U_i = Coeficiente global interno de transferencia de calor.
43. U_o = Coeficiente global externo de transferencia de calor.
44. V = Velocidad del fluido que transfiere calor.
45. W = Trabajo de eje.
46. $x (L)$ = Longitud lineal por donde ocurre la transferencia de calor.
47. ΔE_k = Cambio de energía cinética.
48. ΔE_p = Cambio de energía potencial.
49. ΔH = Cambio de entalpías.
50. $\Delta P, p$ = Caída de presión.
51. ΔT = Cambio de temperatura en la entrada y la salida de un intercambiador de calor.
52. ε = Emisividad, característica propia de superficies relacionadas con la radiación.
53. θ = Temperatura de forma adimensional
54. μ = Viscosidad del fluido.
55. μ_w = Viscosidad del fluido a la temperatura de la pared.
56. ξ = Longitud de forma adimensional.
57. ρ = Densidad del fluido.
58. σ = Constante de Stefan-Boltzman ($5.7 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$)
59. τ = Tiempo de forma adimensional.

C. Cálculos para obtener intercambiador de calor

1. Condiciones iniciales del sistema

a. Condiciones del producto viscoso a enfriar

Cuadro 5. Propiedades iniciales del líquido a enfriar

Propiedades	Producto
T1 °C	75
T2 °C	7
W kg/s	1
ρ kg/L	1.2
μ kg/m×s	8.366547

Tanto la densidad del producto como la viscosidad del producto fueron obtenidas con la temperatura calórica encontrada.

Experimentalmente se tiene que el homogeneizador desplaza un flujo de producto de 200 litros por cuatro minutos, por lo que para obtener el flujo másico se realizó la siguiente operación.

$$\frac{200L}{4\text{min}} \times \frac{1.2kg}{1L} \times \frac{1\text{min}}{60s} = 1 \frac{kg}{s}$$

Luego para poder obtener el coeficiente de conductividad térmica del producto así como la capacidad calorífica del mismo fue necesario realizar pruebas en un laboratorio para obtener las fracciones másicas del producto, dando como resultado un promedio de:

Cuadro 6. Análisis proximal del líquido a enfriar

Propiedad	Fracción másica
Carbohidratos	2.5
Proteínas	2
Grasa	38
Cenizas	21
Humedad	36.5
Total	100

Ya teniendo los datos anteriores se pudo obtener las siguientes propiedades térmicas del producto, con ayuda de las ecuaciones 93 y 94.

$$c_p = 1.424m_c + 1.549m_p + 1.675m_f + 0.837m_a + 4.187m_m \quad \text{Ecuación 93.}$$

$$c_p = 1.424 \times 2.5 + 1.549 \times 2 + 1.675 \times 38 + 0.837 \times 21 + 4.187 \times 36.5$$

$$c_p = 240.71 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \times ^\circ\text{C}}$$

$$k = 0.25m_c + 0.155m_p + 0.16m_f + 0.135m_a + 0.58m_m \quad \text{Ecuación 94.}$$

$$k = 0.25 \times 2.5 + 0.155 \times 2 + 0.16 \times 38 + 0.135 \times 21 + 0.58 \times 36.5$$

$$k = 31.02 \frac{\text{W}}{\text{m} \times ^\circ\text{C}}$$

b. Condiciones del refrigerante, del agua

Cuadro 7. Condiciones iniciales del refrigerante

Propiedades	Agua utilizada para enfriar
T1 °C	3
T2 °C	45
W kg/s	92.85
ρ kg/L	1

Para las propiedades del agua, fue necesario buscar en el Manual del Ingeniero Químico, y se encontró lo siguiente:

Cuadro 8. Propiedades fisicoquímicas del refrigerante

C_p	$4.1969463 \frac{kJ}{kg^{\circ}C}$
K	$0.00068028 \frac{kW}{m^{\circ}C}$
μ	$0.0012713 \frac{kg}{km \times s}$

3. Balance de masa y energía en el sistema. Para obtener la carga térmica que se debe transferir del producto al agua se debe conocer la energía que el producto lleva dentro y esto es

$$Q = c_p \times m \times \Delta T$$

$$Q = 240.71 \frac{kJ}{kg^{\circ}C} \times 1 \frac{kg}{s} \times (75 - 7)^{\circ}C$$

$$Q = 16368.28 \frac{kJ}{s}$$

El calor que transfiere el producto es el mismo que el agua recibe, por lo que de la misma Ecuación se obtiene el flujo necesario del agua para que se pueda transferir la energía bajo las condiciones requeridas.

$$Q = c_p \times m \times \Delta T$$

$$16368.28 \frac{kJ}{s} = 4.1969463 \frac{kJ}{kg^{\circ}C} \times m \times (45 - 3)^{\circ}C$$

$$m = \frac{16368.28 \frac{kJ}{s}}{176.2717446 \frac{kJ}{kg}}$$

$$m = 92.85.82 \frac{kg}{s}$$

Según el calor a transferirse y la diferencia de temperatura del agua con la que entra y sale del intercambiador de calor, el flujo másico del agua deberá cambiar para mantener las condiciones deseadas.

Los balances de masa y energía totales para una producción son los siguientes.

$$m_{entra} = m_{sale} + m_{pérdidas}$$

$$2400lb \times \frac{1.2kg}{1lb} = m_{salida} + \times 8.33\% m_{entrada}$$

$$2400lb \times \frac{1.2kg}{1lb} = 2200lb \times \frac{1.2kg}{1lb} + \times 200lb \frac{1.2kg}{1lb}$$

$$2880kg = 2640kg + 240kg$$

$$E = Q$$

$$Q = m \times Cp \times \Delta T$$

$$Q = 2880kg \times 240.71 \frac{kJ}{kg^{\circ}C} \times (75 - 7)$$

$$Q = 47140646.4kJ$$

3. Dimensionamiento del equipo

a. Obtención de temperaturas calóricas. Se obtuvieron las temperaturas calóricas del sistema utilizadas al principio del problema fueron las temperaturas promedio del los líquidos pues de esta manera se pudieron establecer algunas de las condiciones iniciales como lo fueron la viscosidad y densidad.

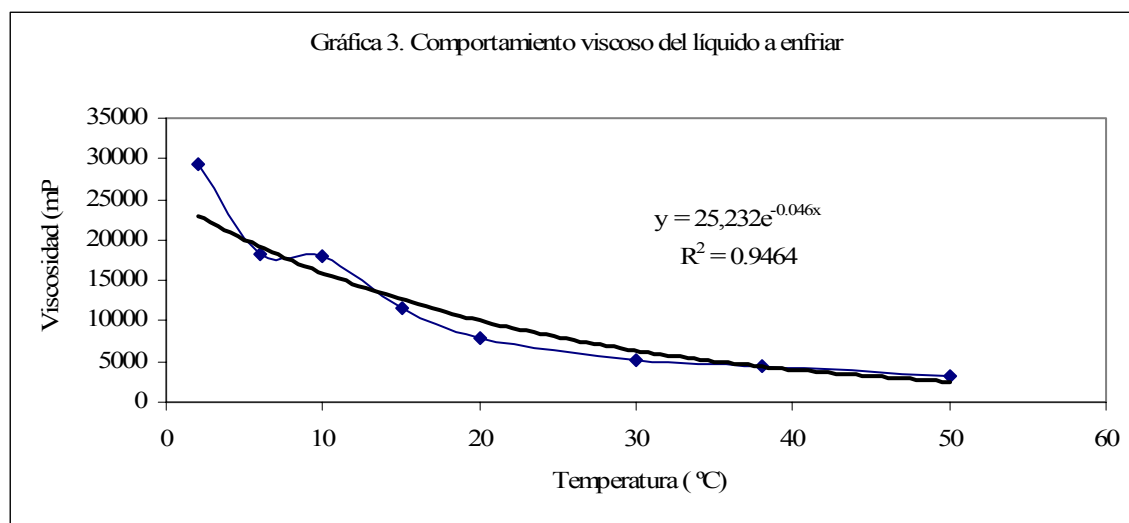
Cuadro 9. Temperaturas calóricas de los fluidos

Refrigerante	28.2 °C
Producto a enfriar	47.8 °C

b. Comportamiento viscoso del producto a enfriar. Se obtuvo una muestra del producto, se tomó la viscosidad con un viscosímetro Brookfield a diferente temperaturas para obtener un comportamiento de la viscosidad con la temperatura.

Cuadro 10. Comportamiento viscoso del producto a enfriar

T °C	Viscosidad cP
2	29300
6	18250
10	18050
15	11600
20	7900
30	5150
38	4400
50	3150



Ya teniendo el comportamiento reológico del producto es posible obtener cualquier aproximación de la viscosidad del producto a cualquier temperatura con un valor bastante cercano al real, sin necesidad de llevar la misma a esa temperatura y obtener el resultado experimentalmente.

c. Temperatura media logarítmica del sistema, LMTD. Para obtener la media logarítmica se debe tener en cuenta que los fluidos está a contracorriente, por lo que se realizan las diferencias de temperatura dependiendo de las terminales del intercambiador.

$$\Delta T_2 = (7 - 3)^\circ C$$

$$\Delta T_2 = 4^\circ C$$

$$\Delta T_1 = (75 - 45)^\circ C$$

$$\Delta T_1 = 30^\circ C$$

$$LMTD = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}$$

$$LMTD = \frac{(4)^\circ C - (30)^\circ C}{\ln\left(\frac{(4)^\circ C}{(30)^\circ C}\right)}$$

$$LMTD = 12.9038^\circ C$$

d. Especificaciones de la tubería. La tubería a utilizar es de acero inoxidable (316), pues este tipo de acero inoxidable es más resistente, la cédula de 40 ya que este tipo de cédula es más delgada por lo que permite una mejor transferencia de calor.

Cuadro 11. Datos de horquillas

Largo de tubos	20 pies ó 6.096 metros
Largo de horquillas	40 pies ó 12.192 metros
Diámetro Nominal de tubo interno	1.5 pulgadas ó 0.0381 metros
Diámetro Nominal de tubo externo	2 pulgadas ó 0.0508 metros

Cuadro 12. Datos de tubería interna

Diámetro interno	1.61 pulgadas ó 0.04089 metros
Diámetro externo	1.9 pulgadas ó 0.04826 metros
Superficie exterior	0.498 pulgadas o 0.01264 metros

2) Diámetro equivalente. El diámetro equivalente se refiere al diámetro que le corresponde al ánulo, y se obtiene de la siguiente manera.

$$Deq = \frac{D_2^2 - D_1^1}{D_1}$$

$$Deq = \frac{0.073152^2 - 0.04826^2}{0.04826}$$

$$Deq = 0.03323337 \text{ metros}$$

Cuadro 13. Datos de tubería externa

Diámetro interno	2.067 pulgadas o 0.052018 metros
Diámetro externo	2.38 pulgadas ó 0.060452 metros
Diámetro equivalente (diámetro del ánulo)	0.00885643 metros

- e. Área de flujo del sistema. Obtener el área de flujo ya sea para el flujo interior como el flujo en el ánulo con el diámetro equivalente.

$$a_p = \frac{\pi \times D^2}{4}$$

$$a_p = \frac{\pi \times 0.04089^2}{4}$$

$$a_p = 0.00131344 \text{ m}^2$$

Cuadro 14. Área de flujo dentro de los tubos

	Tubo interno	Ánulo
Área de flujo	0.00131344 m ²	0.00125966 m ²

f. Velocidad por unidad de área

$$G_p = \frac{W}{a_p}$$

$$G_p = \frac{1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0.00131344 \text{m}^2}$$

$$G_p = 761.361538 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

Cuadro 15. Velocidad másica por unidad de área

	Tubo interno	Ánulo
Velocidad de masa	761.361538 $\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$	73,717.1791 $\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$

g. Números adimensionales. Los números adimensionales se obtienen todos de la misma manera, por lo que con la muestra de un cálculo es suficiente para mostrar como se obtienen los mismos.

1) Número de Reynolds

$$N_{\text{Re}} = \frac{D \times G}{\mu}$$

$$N_{\text{Re}} = \frac{0.040894 \times 761.361536}{8.366547}$$

$$N_{\text{Re}} = 3.72138216$$

Cuadro 16. Número de Reynolds

N. Reynolds del líquido viscoso a la temperatura entrada	N. Reynolds a temperatura del líquido viscoso a la salida	N. Reynolds inicial, con ayuda de temperatura calórica	N. Reynolds del agua
38.8700193	1.70271245	3.72138216	1927059.34

2) Número de Prandlt

$$N_{Pr} = \frac{\mu \times c_p}{k}$$

$$N_{Pr} = \frac{8.366547 \times 240.71}{0.03102}$$

$$N_{Pr} = 64923.0022$$

Cuadro 17. Número de Prandlt

N. Prandlt del líquido viscoso a la temperatura entrada	N. Prandlt del líquido viscoso a la temperatura salida	N. Prandlt inicial, con la temperatura calórica
6351.24843	144988.163	64923.0022

3) Número de Nusselt. El número de Nusselt puede cambiar su fórmula dependiendo si el flujo es laminar, turbulento o de transición en este caso la Ecuación utilizada es especial para la transferencia de calor con flujo laminar, que es como el producto fluye por el intercambiador de calor.

$$N_{Nu} = 2 \times \left(\frac{\dot{m} \times Cp}{k \times L} \right)^{\frac{1}{3}} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$$N_{Nu} = 2 \times \left(\frac{1.0 \times 240.71}{0.03102 \times 240 \text{ in} \times \frac{2.54 \text{ cm}}{1 \text{ in}} \times \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}}} \right)^{\frac{1}{3}} \times \left(\frac{8.366547}{13.0788} \right)^{0.14}$$

$$N_{Nu} = 12.8267342$$

Cuadro 18. Número de Nusselt

N. Nusselt del líquido viscoso a la temperatura entrada	N. Nusselt del líquido viscoso a la temperatura entrada salida	N. Nusselt inicial, con la temperatura calórica
19.3037914	29.9108598	12.8267342

h. Obtención de coeficiente interno de transferencia de calor, h_i

$$Nu = \frac{h_i \times D}{k}$$

$$h_i = \frac{Nu \times k}{D}$$

$$h_i = \frac{12.8267342 \times 0.03102 \frac{\text{kW}}{\text{m}^\circ\text{C}}}{0.040894\text{m}}$$

$$h_i = 9.72967416 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}}$$

Cuadro 19. Coeficiente interno de transferencia de calor h_i

h_i del producto a enfriar a la temperatura entrada	h_i del producto a enfriar temperatura del producto salida	h_i inicial, con ayuda de viscosidades ponderadas
14.3123919	22.1767807	9.72967416

i. Obtención de coeficiente interno de transferencia de calor, h_{io}

$$h_{io} = h_i \times \frac{d_i}{d_e}$$

$$h_{io} = 9.72967416 \times \frac{0.040894}{0.04826}$$

$$h_{io} = 8.24461863 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}}$$

j. Obtención de coeficiente externo de transferencia de calor, h_o

$$h_o = 0.023 \times \frac{G^{0.8} \times k^{2/3} \times C_p^{1/3}}{D^{0.2} \times \mu^{0.47}}$$

$$h_o = 0.023 \times \frac{276620.491^{0.8} \times 0.00068028^{2/3} \times 4.19694639^{1/3}}{0.03323337^{0.2} \times 0.0012713^{0.47}}$$

$$h_o = 101.994218 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

q. Obtención de coeficiente global de transferencia de calor limpio, U_C

$$U_C = \frac{h_{io} \times h_o}{h_{io} + h_o}$$

$$U_C = \frac{8.24461863 \times 101.994218}{8.24461863 + 101.994218}$$

$$U_C = 7.62801437 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

k. Obtención de coeficiente global de diseño de transferencia de calor, U_D . Para obtener este coeficiente deben tomarse en cuenta las incrustaciones que puedan darse en el intercambiador. En este caso el agua debe ser lo más tratada posible para que no se de este tipo de problema, y el producto siempre va dar cierto factor de ensuciamiento. Por lo que se recomienda limpiar siempre las tuberías para un mejor desempeño.

En este caso tanto el agua como el producto poseen un factor de ensuciamiento bastante bajo, pero aunque el mismo sea bajo no impide que se den incrustaciones. Los factores de ensuciamiento fueron obtenidos de Kern en la tabla 12 del apéndice.

Cuadro 20. Factores de ensuciamiento

Rdo (Refrigerante)	$0.001 \frac{h \times ^\circ F \times ft^2}{Btu}$
Rdi (Líquido a enfriar)	$0.001 \frac{h \times ^\circ F \times ft^2}{Btu}$

El factor de ensuciamiento que se encuentra en el libro está dado para año y medio por lo que es necesario realizar cierto ajuste pues el intercambiador de calor se limpia día a día. Para tener un poco más de tolerancia con el diseño no se realizó la corrección para un día sino para tres, aunque diariamente se limpie el mismo.

$$3\text{días} \times \frac{0.001}{(365 + 365/2)\text{días}} = 5.47945\text{E} - 06$$

$$Rd = Rdo + Rdi^*$$

$$Rd = 5.47945\text{E} - 06 + 5.47945\text{E} - 06 \times \frac{D_i}{D_e}$$

$$Rd = 5.47945\text{E} - 06 + 5.47945\text{E} - 06 \times \frac{0.040894}{0.04826}$$

$$Rd = 1.01226\text{E} - 05 \frac{h \times ^\circ F \times ft^2}{Btu}$$

$$Rd = \frac{1}{\frac{1}{1.01226\text{E} - 05 \frac{h \times ^\circ F \times ft^2}{Btu}} \times \frac{5.6783 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}}{1 \frac{Btu}{ft^2 \times h \cdot ^\circ F}} \times \frac{1kW}{1000W}} = 0.001782676 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{kW}$$

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_C} + Rd$$

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{7.22508453} + 0.001782676$$

$$U_D = 7.13320893 \frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

1. Área de superficie requerida para la transferencia de calor

$$Q = U_D \times A \times LMTD$$

$$A = \frac{16368.28 \frac{kJ}{s}}{7.13320893 \frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ C} \times 12.9038469^\circ C}$$

$$A = 177.827491 m^2$$

m. Longitud requerida para la transferencia de calor. Se debe utilizar el dato de superficie externa del tubo interno obtenido de las tablas del paso 4, que las mismas fueron obtenidas de tablas de tubos de acero inoxidable.

$$\text{Longitud requerida} = \frac{A}{\text{superficie externa}}$$

$$\text{Longitud requerida} = \frac{168.553667\text{m}^2}{1.63385827\text{m}}$$

$$\text{Longitud requerida} = 103.162967\text{m}$$

n. Horquillas necesarias para la transferencia de calor. Es necesario conectar las horquillas de tal forma que al estar unidas se obtenga la longitud requerida.

$$\text{Horquillas} = \frac{\text{Longitud requerida}}{\text{longitud lineal de horquilla}}$$

$$\text{Horquillas} = \frac{103.162967\text{m}}{12.192\text{m}}$$

$$\text{Horquillas} = 8.46152947 \text{ es decir } 9$$

Se deben conectar 9 horquillas juntas para poder enfriar el producto a 7 °C.

o. Temperatura de la pared. Obtención de temperatura de pared: Para obtener la temperatura de pared de los tubos se deben de realizar los pasos 1 al 7 para la entrada y para la salida. Se debe obtener HI del sistema en la entrada y otro en la salida para luego poder utilizar la gráfica de Kern 17 y encontrar el número Fc y luego poder obtener Tc y Tw. La temperatura Tc es la temperatura calórica con la que se trabaja la viscosidad inicial para diseñar el intercambiador de calor. Para poder utilizar gráfica del factor F se debe obtener Kc y una diferencia de temperaturas.

Los datos obtenidos en el cálculo 7, no pueden ser utilizados para obtener K_c , pues el coeficiente de calor en la Terminal fría es más grande que en la caliente. Por lo que estos coeficientes deben obtenerse de otra manera.

$$U_c = 0.0115 \times \left(\frac{D \times G}{\mu} \right)^{0.9} \times \left(\frac{C_p \times \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$U_c = 0.0115 \times \left(\frac{0.040894 \times 761.361538}{18.2856} \right)^{0.9} \times \left(\frac{241.71 \times 18.2856}{0.03032} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$U_c = 0.97536957$$

$$U_h = 0.0115 \times \left(\frac{D \times G}{\mu} \right)^{0.9} \times \left(\frac{C_p \times \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$U_h = 0.0115 \times \left(\frac{0.040894 \times 761.361538}{0.801006} \right)^{0.9} \times \left(\frac{241.71 \times 0.801006}{0.03032} \right)^{\frac{1}{3}}$$

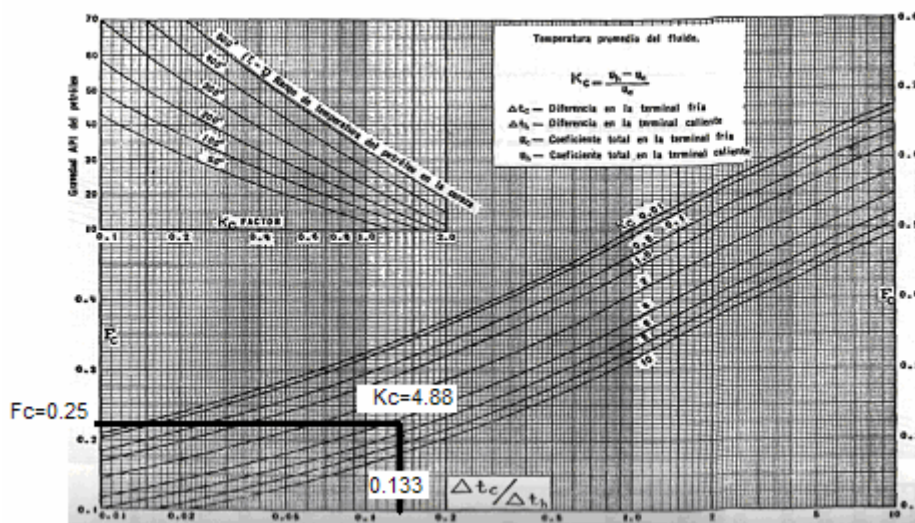
$$U_h = 5.74077891$$

$$K_c = \frac{U_h - U_c}{U_c}$$

$$K_c = \frac{5.74077891 - 0.97536957}{0.97536957} \quad \frac{\Delta T_c}{\Delta T_h} = \frac{4}{30} = 0.1333$$

$$K_c = 4.88$$

Gráfica 4. Obtención del factor Fc de temperatura calórica.



La gráfica anterior, fue obtenida del apéndice, tabla 17 de Kern. Luego se encuentra en la gráfica anterior el valor de k_c , interpolando los valores en la gráfica y se encontró que F_c es 0.25.

Ya con el valor de F_c puede encontrarse las temperaturas calóricas.

$$\begin{aligned}
 T_c &= T_2 - F_c \times (T_1 - T_2) & t_c &= t_1 + F_c \times (t_2 - t_1) \\
 T_c &= 7^\circ C + 0.25 \times (75 - 7)^\circ C & t_c &= 3^\circ C + 0.25 \times (45 - 3)^\circ C \\
 T_c &= 24^\circ C & t_c &= 13.5^\circ C
 \end{aligned}$$

Luego se procede a obtener las temperaturas de pared

$$\begin{aligned}
 T_w &= T_c - \frac{h_o}{h_{i_o} + h_o} \times (T_c - t_c) \\
 T_w &= 24 - \frac{101.994218}{7.75539509 + 101.994218} \times (24 - 13.5) \\
 T_w &= 14.20955509^\circ C
 \end{aligned}$$

Luego se realizan iteraciones para encontrar la verdadera temperatura de pared y se obtuvo que es $14.18048554^\circ C$.

p. Cálculo de la caída de presión del sistema y cálculo de las bombas. Cálculo de bomba, para poder obtener la bomba necesaria para bombear el agua que va a entrar al intercambiador debe obtenerse la caída de presión, la cabeza de la bomba y el caudal necesario.

3) Número de Reynolds. Se debe encontrar el número adimensional de Reynolds en el ánulo, pues es donde pasa el refrigerante, y también debe tomarse en cuenta que el ánulo posee un espacio reducido. Para obtener el número de Reynolds se debe obtener un diámetro, diferente al equivalente y luego la viscosidad y el flujo siguen siendo los mismos.

$$De' = D1 - D2$$

$$De' = 0.0627126 - 0.04826$$

$$De' = 0.0144526\text{m}$$

$$N_{Re} = \frac{De' G}{\mu}$$

$$N_{Re} = \frac{0.0144526 \times 73717.1791}{0.0012713}$$

$$N_{Re} = 838043.658$$

4) Velocidad lineal del refrigerante

$$V = \frac{G}{\rho}$$

$$V = \frac{73717.1791 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$V = 73.72 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

5) Caudal del refrigerante

$$92.8582155 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times \frac{1\text{L}}{1\text{kg}} \times \frac{1\text{G}}{3.785\text{L}} \times \frac{60\text{s}}{1\text{min}} = 1471.99285\text{GPM}$$

6) Obtener el coeficiente de fricción K_c . Se tienen en 9 horquillas 37 codos de 90° por donde pasa el agua, y el coeficiente por pérdida por fricción en accesorios de tuberías para este tipo de codos es de 0.75.

$$K_c = 0.75 \times 37$$

$$K_c = 27.75$$

7) Obtener el coeficiente de fricción de fanning

$$f = 0.0014 + \frac{0.125}{\text{Re}^{0.32}}$$

$$f = 0.0014 + \frac{0.125}{838043.66^{0.32}}$$

$$f = 0.002990247$$

8) Obtener la caída de presión de la fricción por accesorios h_f

$$h_f = (4 \times f \times \frac{L}{D} + K_c + K_e + K_f) \times \frac{V^2}{2}$$

$$h_f = (4 \times 0.002990247 \times \frac{109.728}{0.0144526} + 0 + 0 + 27.75) \times \frac{73.71717907^2}{2}$$

$$h_f = 322143.5009 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \times \frac{1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{1000 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}} = 322.1435009 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

9) Obtener la caída de presión (para calcular la bomba centrífuga)

$$\frac{\Delta P}{\rho} = h_f - g \times (Z_a - Z_b)$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} = 322.1260985 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times (0 - 1.545336\text{m}) \times \frac{1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{1000 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} = 322.1260985 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

10) Obtener la cabeza de presión

$$\Delta P = g \times h \times \rho$$

$$h = \frac{\Delta P}{\rho \times g}$$

$$h = \frac{322.1260985 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$h = 32.83650342\text{m} \times \frac{100\text{cm}}{1\text{m}} \times \frac{1\text{in}}{2.54\text{cm}} \times \frac{1\text{ft}}{12\text{in}} = 107.7313104\text{ft}$$

Los cálculos para la caída de presión en el tubo interno se realizan de la misma manera, variando solamente el cálculo del coeficiente de fricción de fanning el cual se realizó de la siguiente manera:

$$f = \frac{16}{\text{Re}}$$

$$f = \frac{16}{11.12}$$

$$f = 1.438447703$$

Cuadro 21. Características del intercambiador de calor de tubos concéntricos

	D (m)	L (m)	N. Re	ΔP (Pa)	V (m/s)	Cabeza de presión (m)
producto (tubo interno)	0.040894	109.728	11.12	3.09322635	0.63446795	0.31531359
Agua (ánulo)	0.0144526	109.728	838043.66	322.126099	73.7171791	32.8365034

q. Costos directos e indirectos

1) Costo del equipo. Para ensamblar el intercambiador de calor, se deben realizar cotizaciones tanto para las horquillas como para la bomba. También debe tomarse en cuenta al técnico especializado que debe ensamblarlo y a sus ayudantes.

Tanto las horquillas de 20 pies, con un tubo interno de 1.5 pulgadas de diámetro nominal y el tubo externo de 2.5 pulgadas de diámetro nominal de acero inoxidable 316 cuestan \$980.00 cada una. De las cuales se necesitan 9. Luego la bomba necesaria para distribuir el agua dentro del intercambiador de calor cuesta \$ 13500.00.

El técnico y sus ayudantes deben trabajar 8 horas al día por 3 días, pues se necesitan 2 de ensamblaje y 1 de pruebas. Luego de tener en cuenta lo que se invertiría, también se agregó a la inversión \$ 1000.00, ya que éstos representan gastos que pudieran surgir en la instalación del intercambiador de calor, ya sea diferentes accesorios como válvulas, reductores, o bien tubos de acero o manueras para realizar diferentes conexiones, así como las conexiones eléctricas.

La tasa de cambio utilizada fue de Q. 7.74, la cual fue dada por el proveedor pues fue la tasa de cambio según el Banco de Guatemala el día que fue hecha la cotización. El precio de las horquillas y la bomba poseen IVA incluido. El capital para financiar el proyecto es propio, por lo que no se toman en cuenta los intereses a pagar para al obtener el tiempo de recuperación. Para determinar por completo la inversión inicial, se toma un 5% de la inversión inicial obtenida por la limpieza y mantenimiento del equipo.

Cuadro 22. Cotizaciones realizadas para el ensamblaje del intercambiador de calor de tubos concéntricos y la Inversión inicial

HORQUILLAS	PRECIO	TOTAL
9	\$ 890.00	\$ 8010.00

BOMBA	PRECIO	TOTAL
1	\$ 13500.00	\$ 13500.00

TÉCNICO	PRECIO	HORAS	TOTAL
1	Q. 20.00	24	Q. 480.00

AYUDANTES	PRECIO	HORAS	TOTAL
2	10	24	Q. 480.00

GASTOS EN ACCESORIOS		\$ 1000.00	Q. 7740.00

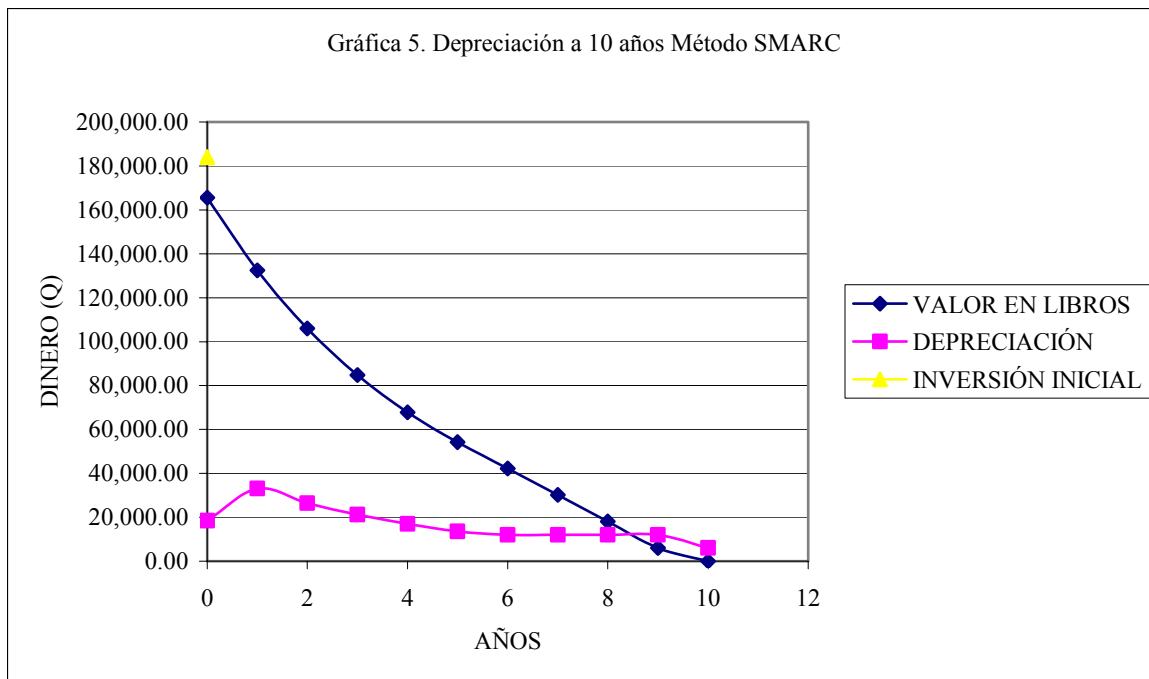
TOTAL DE INVERSIÓN	Q. 175187.4
TOTAL DE INVERSIÓN+COSTO DE MANTENIMIENTO(LIMPIEZA)	Q. 183,946.77

- a) Depreciación. La depreciación sobre esta inversión está dada en la siguiente tabla. Siguiendo el modelo de SMARC para 10 años. Al utilizar este método

para una depreciación se puede observar según la gráfica.. que el valor en libros del intercambiador decrece de forma exponencial. El utilizar este método ayuda a depreciar los activos en los primeros años un mayor monto de dinero y luego se estabiliza un poco para poder deducir los impuestos de una buena manera. Si se utiliza este método para depreciar los activos se obtienen depreciaciones aceleradas, lo cual ayuda a deducir mas impuestos cuando se invierte de tal manera que se ayuda al inversionista.

Cuadro 23. Depreciación a 10 años, método SMARC

Año	Porcentaje a depreciar (%)	Depreciación sobre la inversión inicial (Q.)	Valor en libros (Q.)
1	10	18,394.68	165,552.09
2	18	33,110.42	132,441.67
3	14.4	26,488.33	105,953.34
4	11.52	21,190.67	84,762.67
5	9.22	16,959.89	67,802.78
6	7.37	13,556.88	54,245.90
7	6.55	12,048.51	42,197.39
8	6.55	12,048.51	30,148.88
9	6.55	12,048.51	18,100.36
10	6.55	12,048.51	6,051.85
11	3.28	6,033.45	18.39



b) El costo operacional. El costo operacional sería el mismo con respecto la maquinaria utilizada pues no se cambió nada de la línea de producción, sino hasta después del homogenizador. Por lo que con lo que al costo operacional se refiere solamente se tomó en cuenta el gasto de energía de la bomba de 70 caballos de fuerza. La bomba debe estar funcionando para cuando el producto pase por el homogenizador, por lo que debe conectarse cuando se realice una nueva producción, la cual dura aproximadamente 48 minutos.

Al día se realizan aproximadamente 8 producciones por lo que la bomba debe permanecer encendida alrededor de 5.6 horas, la bomba consume 52.20055 kW por hora, por lo que al mes consume 156.8 kW. Esto conlleva a que al mes se deba pagar aproximadamente Q. 82505.19, lo cual es una fuerte cantidad solo para el consumo al mes de la bomba. Este por lo tanto sería el gasto adicional que debiera realizarse con el intercambiador de calor.

2) Costo operacional del intercambiador de calor actual. Luego se debe comparar con el gasto de energía de la bomba de 7.5 caballos de fuerza que se utilizan para

enfriar. Se debe tomar en cuenta que esta distribuye la energía al intercambiador de calor de placas por el cual el producto alimenticio pasa más de una vez para poder ser enfriado. Por esta razón la bomba funciona las 8 horas en promedio por día.

Al mes se consume 1252.81408 kW y se debe pagar aproximadamente Q. 12628.3659. También se tienen otro tipo de costos, estos son los costos variables. Los mismos se refieren a los costos que la empresa debe asumir debido que la planta debe parar su producción pues el intercambiador de calor de placas se arruina en un promedio de 6 veces al mes. Al mes se ven afectadas 6 producciones de 2400 litros de producto por lo que se pierde lo siguiente:

Cuadro 24. Gastos operacionales actuales por producción pérdida

Por Lote de producción que se arruina el intercambiador				
Costos variables	Horas	Q		Q. TOTAL
Empaques	3	80	Por Unidad	240
Técnicos	3	45	Por hora	135
Energía	3	16.77876	KW consumidos	169.13
Tiempo muerto (24 operarias)	3	15	Por hora	1080
Producto (2400 litros, cada litro cuesta Q.5.00)		12000	Por Lote	12000

Cuadro 25. Pérdidas actuales en la empresa

Pérdida por lote	Pérdidas al mes (se pierden 9 lotes)	Pérdidas al año
Q. 13,624.13	Q. 81,744.78	Q. 980,937.35

- r. Análisis económico. Para poder comparar ambos intercambiadores debe realizarse un flujo de caja. En el flujo de caja no se tomó en cuenta el gasto en salarios ni solamente

en gastos realizados por la venta del producto alimenticio. En el flujo de caja solamente se tomó en cuenta los gastos que se deben realizar a 10 años, pero realizado por mes. Luego de obtener los gastos que se realizan se acumularon los gastos mes a mes (en ambos casos) y en el momento que la diferencia de los gastos con respecto un intercambiador al otro cambia de signo es cuando se puede decir que es el período de recuperación. Para obtener el cambio de signo se restan los gastos acumulados de mes a mes del intercambiador de calor de placas con respecto al nuevo intercambiador de calor el cual se obtiene del mes 15 de los 120 meses que se tomó en cuenta el proyecto.

La tasa interna de retorno realizada para el intercambiador de tubos concéntricos fue de 39.3%, la misma se basó en la inversión inicial, los costos de operación y las ventas, por lo que sería las la TIR sobre las utilidades.

1) Flujos de caja

a) Flujo de caja de intercambiador de tubos concéntricos. En el flujo de caja se muestra por meses, por lo que si el proyecto se calcula para 10 años, el mismo posee 120 meses. Se puede observar la inversión inicial, los costos fijos en energía. Los costos fijos acumulados, las ventas asumiendo que todos los meses se produce lo mismo. No se toman en cuenta otros gastos, como los salarios y el consumo de energía de toda la maquinaria de la planta ya que representan el mismo gasto en ambos flujos de caja. Las ventas sí se tomaron en cuenta para obtener una utilidad neta, pues de esta manera se puede observar mejor las ganancias o utilidades que rinde el intercambiador de calor.

Cuadro 26. Flujo de caja del intercambiador de tubos concéntricos

N (meses)	Inversión inicial (Q.)	Costos fijo energía (Q.)	Costos fijos acumulados (Q.)	Ventas (Q.)	Utilidad (Q.)
0	183,946.77	266,451.96	266,451.96	134,400.00	-132,051.96
1		82,505.19	348,957.14	134,401.00	51,894.81
2		82,505.19	431,462.33	134,402.00	51,894.81

Continuación del Cuadro 26

3		82,505.19	513,967.52	134,403.00	51,894.81
4		82,505.19	596,472.71	134,404.00	51,894.81
5		82,505.19	678,977.89	134,405.00	51,894.81
6		82,505.19	761,483.08	134,406.00	51,894.81
7		82,505.19	843,988.27	134,407.00	51,894.81
8		82,505.19	926,493.45	134,408.00	51,894.81
9		82,505.19	1,008,998.64	134,409.00	51,894.81
10		82,505.19	1,091,503.83	134,410.00	51,894.81
11		82,505.19	1,174,009.01	134,411.00	51,894.81
12		82,505.19	1,256,514.20	134,412.00	51,894.81
13		82,505.19	1,339,019.39	134,413.00	51,894.81
14		82,505.19	1,421,524.58	134,414.00	51,894.81
15		82,505.19	1,504,029.76	134,415.00	51,894.81
16		82,505.19	1,586,534.95	134,416.00	51,894.81
17		82,505.19	1,669,040.14	134,417.00	51,894.81
18		82,505.19	1,751,545.32	134,418.00	51,894.81
19		82,505.19	1,834,050.51	134,419.00	51,894.81
20		82,505.19	1,916,555.70	134,420.00	51,894.81
21		82,505.19	1,999,060.89	134,421.00	51,894.81
22		82,505.19	2,081,566.07	134,422.00	51,894.81
23		82,505.19	2,164,071.26	134,423.00	51,894.81
24		82,505.19	2,246,576.45	134,424.00	51,894.81
25		82,505.19	2,329,081.63	134,425.00	51,894.81
26		82,505.19	2,411,586.82	134,426.00	51,894.81
27		82,505.19	2,494,092.01	134,427.00	51,894.81
28		82,505.19	2,576,597.20	134,428.00	51,894.81
29		82,505.19	2,659,102.38	134,429.00	51,894.81
30		82,505.19	2,741,607.57	134,430.00	51,894.81
31		82,505.19	2,824,112.76	134,431.00	51,894.81
32		82,505.19	2,906,617.94	134,432.00	51,894.81

Continuación del Cuadro 26

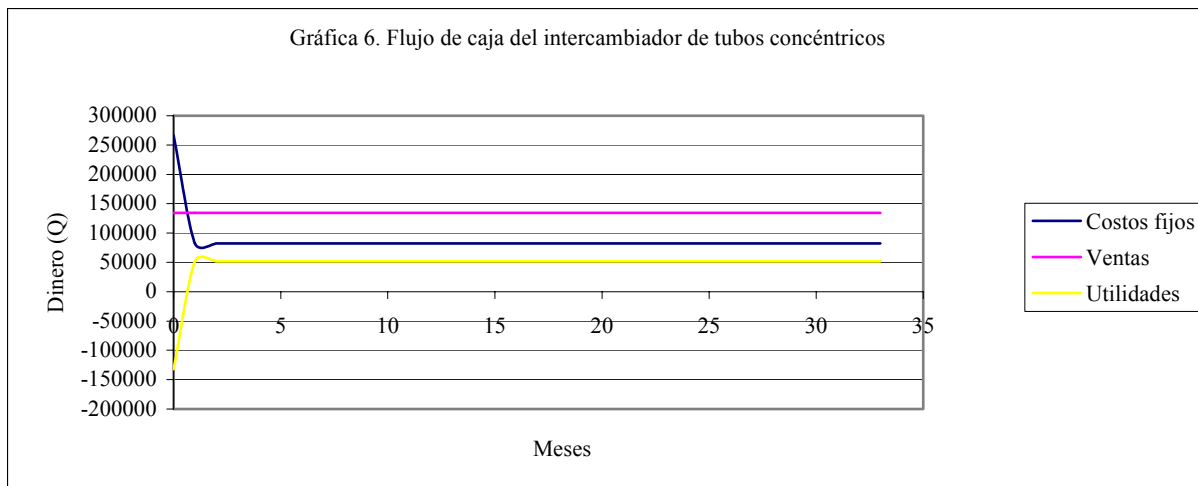
33		82,505.19	2,989,123.13	134,433.00	51,894.81
34		82,505.19	3,071,628.32	134,434.00	51,894.81
35		82,505.19	3,154,133.50	134,435.00	51,894.81
36		82,505.19	3,236,638.69	134,436.00	51,894.81
37		82,505.19	3,319,143.88	134,437.00	51,894.81
38		82,505.19	3,401,649.07	134,438.00	51,894.81
39		82,505.19	3,484,154.25	134,439.00	51,894.81
40		82,505.19	3,566,659.44	134,440.00	51,894.81
41		82,505.19	3,649,164.63	134,441.00	51,894.81
42		82,505.19	3,731,669.81	134,442.00	51,894.81
43		82,505.19	3,814,175.00	134,443.00	51,894.81
44		82,505.19	3,896,680.19	134,444.00	51,894.81
45		82,505.19	3,979,185.38	134,445.00	51,894.81
46		82,505.19	4,061,690.56	134,446.00	51,894.81
47		82,505.19	4,144,195.75	134,447.00	51,894.81
48		82,505.19	4,226,700.94	134,448.00	51,894.81
49		82,505.19	4,309,206.12	134,449.00	51,894.81
50		82,505.19	4,391,711.31	134,450.00	51,894.81
51		82,505.19	4,474,216.50	134,451.00	51,894.81
52		82,505.19	4,556,721.68	134,452.00	51,894.81
53		82,505.19	4,639,226.87	134,453.00	51,894.81
54		82,505.19	4,721,732.06	134,454.00	51,894.81
55		82,505.19	4,804,237.25	134,455.00	51,894.81
56		82,505.19	4,886,742.43	134,456.00	51,894.81
57		82,505.19	4,969,247.62	134,457.00	51,894.81
58		82,505.19	5,051,752.81	134,458.00	51,894.81
59		82,505.19	5,134,257.99	134,459.00	51,894.81
60		82,505.19	5,216,763.18	134,460.00	51,894.81
61		82,505.19	5,299,268.37	134,461.00	51,894.81

Continuación del Cuadro 26

62		82,505.19	5,381,773.56	134,462.00	51,894.81
63		82,505.19	5,464,278.74	134,463.00	51,894.81
64		82,505.19	5,546,783.93	134,464.00	51,894.81
65		82,505.19	5,629,289.12	134,465.00	51,894.81
66		82,505.19	5,711,794.30	134,466.00	51,894.81
67		82,505.19	5,794,299.49	134,467.00	51,894.81
68		82,505.19	5,876,804.68	134,468.00	51,894.81
69		82,505.19	5,959,309.87	134,469.00	51,894.81
70		82,505.19	6,041,815.05	134,470.00	51,894.81
71		82,505.19	6,124,320.24	134,471.00	51,894.81
72		82,505.19	6,206,825.43	134,472.00	51,894.81
73		82,505.19	6,289,330.61	134,473.00	51,894.81
74		82,505.19	6,371,835.80	134,474.00	51,894.81
75		82,505.19	6,454,340.99	134,475.00	51,894.81
76		82,505.19	6,536,846.17	134,476.00	51,894.81
77		82,505.19	6,619,351.36	134,477.00	51,894.81
78		82,505.19	6,701,856.55	134,478.00	51,894.81
79		82,505.19	6,784,361.74	134,479.00	51,894.81
80		82,505.19	6,866,866.92	134,480.00	51,894.81
81		82,505.19	6,949,372.11	134,481.00	51,894.81
82		82,505.19	7,031,877.30	134,482.00	51,894.81
83		82,505.19	7,114,382.48	134,483.00	51,894.81
84		82,505.19	7,196,887.67	134,484.00	51,894.81
85		82,505.19	7,279,392.86	134,485.00	51,894.81
86		82,505.19	7,361,898.05	134,486.00	51,894.81
87		82,505.19	7,444,403.23	134,487.00	51,894.81
88		82,505.19	7,526,908.42	134,488.00	51,894.81
89		82,505.19	7,609,413.61	134,489.00	51,894.81
90		82,505.19	7,691,918.79	134,490.00	51,894.81

Continuación del Cuadro 26

91		82,505.19	7,774,423.98	134,491.00	51,894.81
92		82,505.19	7,856,929.17	134,492.00	51,894.81
93		82,505.19	7,939,434.35	134,493.00	51,894.81
94		82,505.19	8,021,939.54	134,494.00	51,894.81
95		82,505.19	8,104,444.73	134,495.00	51,894.81
96		82,505.19	8,186,949.92	134,496.00	51,894.81
97		82,505.19	8,269,455.10	134,497.00	51,894.81
98		82,505.19	8,351,960.29	134,498.00	51,894.81
99		82,505.19	8,434,465.48	134,499.00	51,894.81
100		82,505.19	8,516,970.66	134,500.00	51,894.81
101		82,505.19	8,599,475.85	134,501.00	51,894.81
102		82,505.19	8,681,981.04	134,502.00	51,894.81
103		82,505.19	8,764,486.23	134,503.00	51,894.81
104		82,505.19	8,846,991.41	134,504.00	51,894.81
105		82,505.19	8,929,496.60	134,505.00	51,894.81
106		82,505.19	9,012,001.79	134,506.00	51,894.81
107		82,505.19	9,094,506.97	134,507.00	51,894.81
108		82,505.19	9,177,012.16	134,508.00	51,894.81
109		82,505.19	9,259,517.35	134,509.00	51,894.81
110		82,505.19	9,342,022.53	134,510.00	51,894.81
111		82,505.19	9,424,527.72	134,511.00	51,894.81
112		82,505.19	9,507,032.91	134,512.00	51,894.81
113		82,505.19	9,589,538.10	134,513.00	51,894.81
114		82,505.19	9,672,043.28	134,514.00	51,894.81
115		82,505.19	9,754,548.47	134,515.00	51,894.81
116		82,505.19	9,837,053.66	134,516.00	51,894.81
117		82,505.19	9,919,558.84	134,517.00	51,894.81
118		82,505.19	10,002,064.03	134,518.00	51,894.81
119		82,505.19	10,084,569.22	134,519.00	51,894.81
120		82,505.19	10,167,074.41	134,520.00	51,894.81



Cuadro 27. Flujo de caja del intercambiador actual a 15 meses y período de recuperación al cambiarlo por el intercambiador de calor de tubos concéntricos.

N (meses)	Costos fijo energía (Q.)	Costos variables (Q.)	Costos fijos acumulados (Q.)	Ventas (Q.)	Utilidad (Q.)	Período de recuperación, diferencia entre costos fijos acumulados (Placas-Tubos concéntricos) (Q.)
0	12,628.37	81,744.78	94,373.15	134,400.00	40,026.85	-172,078.81
1	12,628.37	81,744.78	188,746.29	134,400.00	40,026.85	-160,210.85
2	12,628.37	81,744.78	283,119.44	134,400.00	40,026.85	-148,342.90
3	12,628.37	81,744.78	377,492.58	134,400.00	40,026.85	-136,474.94
4	12,628.37	81,744.78	471,865.73	134,400.00	40,026.85	-124,606.98
5	12,628.37	81,744.78	566,238.87	134,400.00	40,026.85	-112,739.02
6	12,628.37	81,744.78	660,612.02	134,400.00	40,026.85	-100,871.06
7	12,628.37	81,744.78	754,985.16	134,400.00	40,026.85	-89,003.10
8	12,628.37	81,744.78	849,358.31	134,400.00	40,026.85	-77,135.15
9	12,628.37	81,744.78	943,731.45	134,400.00	40,026.85	-65,267.19

Continuación Cuadro 27

10	12,628.37	81,744.78	1,038,104.60	134,400.00	40,026.85	-53,399.23
11	12,628.37	81,744.78	1,132,477.74	134,400.00	40,026.85	-41,531.27
12	12,628.37	81,744.78	1,226,850.89	134,400.00	40,026.85	-29,663.31
13	12,628.37	81,744.78	1,321,224.03	134,400.00	40,026.85	-17,795.35
14	12,628.37	81,744.78	1,415,597.18	134,400.00	40,026.85	-5,927.40
15	12,628.37	81,744.78	1,509,970.33	134,400.00	40,026.85	5,940.56
16	12,628.37	81,744.78	1,604,343.47	134,400.00	40,026.85	17,808.52
17	12,628.37	81,744.78	1,698,716.62	134,400.00	40,026.85	29,676.48
18	12,628.37	81,744.78	1,793,089.76	134,400.00	40,026.85	41,544.44
19	12,628.37	81,744.78	1,887,462.91	134,400.00	40,026.85	53,412.40
20	12,628.37	81,744.78	1,981,836.05	134,400.00	40,026.85	65,280.35
21	12,628.37	81,744.78	2,076,209.20	134,400.00	40,026.85	77,148.31
22	12,628.37	81,744.78	2,170,582.34	134,400.00	40,026.85	89,016.27
23	12,628.37	81,744.78	2,264,955.49	134,400.00	40,026.85	100,884.23
24	12,628.37	81,744.78	2,359,328.63	134,400.00	40,026.85	112,752.19
25	12,628.37	81,744.78	2,453,701.78	134,400.00	40,026.85	124,620.14
26	12,628.37	81,744.78	2,548,074.92	134,400.00	40,026.85	136,488.10
27	12,628.37	81,744.78	2,642,448.07	134,400.00	40,026.85	148,356.06
28	12,628.37	81,744.78	2,736,821.21	134,400.00	40,026.85	160,224.02
29	12,628.37	81,744.78	2,831,194.36	134,400.00	40,026.85	172,091.98
30	12,628.37	81,744.78	2,925,567.51	134,400.00	40,026.85	183,959.94
31	12,628.37	81,744.78	3,019,940.65	134,400.00	40,026.85	195,827.89
32	12,628.37	81,744.78	3,114,313.80	134,400.00	40,026.85	207,695.85
33	12,628.37	81,744.78	3,208,686.94	134,400.00	40,026.85	219,563.81
34	12,628.37	81,744.78	3,303,060.09	134,400.00	40,026.85	231,431.77
35	12,628.37	81,744.78	3,397,433.23	134,400.00	40,026.85	243,299.73
36	12,628.37	81,744.78	3,491,806.38	134,400.00	40,026.85	255,167.69
37	12,628.37	81,744.78	3,586,179.52	134,400.00	40,026.85	267,035.64
38	12,628.37	81,744.78	3,680,552.67	134,400.00	40,026.85	278,903.60

Continuación Cuadro 27

39	12,628.37	81,744.78	3,774,925.81	134,400.00	40,026.85	290,771.56
40	12,628.37	81,744.78	3,869,298.96	134,400.00	40,026.85	302,639.52
41	12,628.37	81,744.78	3,963,672.10	134,400.00	40,026.85	314,507.48
42	12,628.37	81,744.78	4,058,045.25	134,400.00	40,026.85	326,375.44
43	12,628.37	81,744.78	4,152,418.39	134,400.00	40,026.85	338,243.39
44	12,628.37	81,744.78	4,246,791.54	134,400.00	40,026.85	350,111.35
45	12,628.37	81,744.78	4,341,164.69	134,400.00	40,026.85	361,979.31
46	12,628.37	81,744.78	4,435,537.83	134,400.00	40,026.85	373,847.27
47	12,628.37	81,744.78	4,529,910.98	134,400.00	40,026.85	385,715.23
48	12,628.37	81,744.78	4,624,284.12	134,400.00	40,026.85	397,583.18
49	12,628.37	81,744.78	4,718,657.27	134,400.00	40,026.85	409,451.14
50	12,628.37	81,744.78	4,813,030.41	134,400.00	40,026.85	421,319.10
51	12,628.37	81,744.78	4,907,403.56	134,400.00	40,026.85	433,187.06
52	12,628.37	81,744.78	5,001,776.70	134,400.00	40,026.85	445,055.02
53	12,628.37	81,744.78	5,096,149.85	134,400.00	40,026.85	456,922.98
54	12,628.37	81,744.78	5,190,522.99	134,400.00	40,026.85	468,790.93
55	12,628.37	81,744.78	5,284,896.14	134,400.00	40,026.85	480,658.89
56	12,628.37	81,744.78	5,379,269.28	134,400.00	40,026.85	492,526.85
57	12,628.37	81,744.78	5,473,642.43	134,400.00	40,026.85	504,394.81
58	12,628.37	81,744.78	5,568,015.57	134,400.00	40,026.85	516,262.77
59	12,628.37	81,744.78	5,662,388.72	134,400.00	40,026.85	528,130.73
60	12,628.37	81,744.78	5,756,761.87	134,400.00	40,026.85	539,998.68
61	12,628.37	81,744.78	5,851,135.01	134,400.00	40,026.85	551,866.64
62	12,628.37	81,744.78	5,945,508.16	134,400.00	40,026.85	563,734.60
63	12,628.37	81,744.78	6,039,881.30	134,400.00	40,026.85	575,602.56
64	12,628.37	81,744.78	6,134,254.45	134,400.00	40,026.85	587,470.52
65	12,628.37	81,744.78	6,228,627.59	134,400.00	40,026.85	599,338.48
66	12,628.37	81,744.78	6,323,000.74	134,400.00	40,026.85	611,206.43
67	12,628.37	81,744.78	6,417,373.88	134,400.00	40,026.85	623,074.39

Continuación Cuadro 27

68	12,628.37	81,744.78	6,511,747.03	134,400.00	40,026.85	634,942.35
69	12,628.37	81,744.78	6,606,120.17	134,400.00	40,026.85	646,810.31
70	12,628.37	81,744.78	6,700,493.32	134,400.00	40,026.85	658,678.27
71	12,628.37	81,744.78	6,794,866.46	134,400.00	40,026.85	670,546.22
72	12,628.37	81,744.78	6,889,239.61	134,400.00	40,026.85	682,414.18
73	12,628.37	81,744.78	6,983,612.75	134,400.00	40,026.85	694,282.14
74	12,628.37	81,744.78	7,077,985.90	134,400.00	40,026.85	706,150.10
75	12,628.37	81,744.78	7,172,359.05	134,400.00	40,026.85	718,018.06
76	12,628.37	81,744.78	7,266,732.19	134,400.00	40,026.85	729,886.02
77	12,628.37	81,744.78	7,361,105.34	134,400.00	40,026.85	741,753.97
78	12,628.37	81,744.78	7,455,478.48	134,400.00	40,026.85	753,621.93
79	12,628.37	81,744.78	7,549,851.63	134,400.00	40,026.85	765,489.89
80	12,628.37	81,744.78	7,644,224.77	134,400.00	40,026.85	777,357.85
81	12,628.37	81,744.78	7,738,597.92	134,400.00	40,026.85	789,225.81
82	12,628.37	81,744.78	7,832,971.06	134,400.00	40,026.85	801,093.77
83	12,628.37	81,744.78	7,927,344.21	134,400.00	40,026.85	812,961.72
84	12,628.37	81,744.78	8,021,717.35	134,400.00	40,026.85	824,829.68
85	12,628.37	81,744.78	8,116,090.50	134,400.00	40,026.85	836,697.64
86	12,628.37	81,744.78	8,210,463.64	134,400.00	40,026.85	848,565.60
87	12,628.37	81,744.78	8,304,836.79	134,400.00	40,026.85	860,433.56
88	12,628.37	81,744.78	8,399,209.93	134,400.00	40,026.85	872,301.52
89	12,628.37	81,744.78	8,493,583.08	134,400.00	40,026.85	884,169.47
90	12,628.37	81,744.78	8,587,956.23	134,400.00	40,026.85	896,037.43
91	12,628.37	81,744.78	8,682,329.37	134,400.00	40,026.85	907,905.39
92	12,628.37	81,744.78	8,776,702.52	134,400.00	40,026.85	919,773.35
93	12,628.37	81,744.78	8,871,075.66	134,400.00	40,026.85	931,641.31
94	12,628.37	81,744.78	8,965,448.81	134,400.00	40,026.85	943,509.26
95	12,628.37	81,744.78	9,059,821.95	134,400.00	40,026.85	955,377.22
96	12,628.37	81,744.78	9,154,195.10	134,400.00	40,026.85	967,245.18
97	12,628.37	81,744.78	9,248,568.24	134,400.00	40,026.85	979,113.14

Continuación Cuadro 27

98	12,628.37	81,744.78	9,342,941.39	134,400.00	40,026.85	990,981.10
99	12,628.37	81,744.78	9,437,314.53	134,400.00	40,026.85	1,002,849.06
100	12,628.37	81,744.78	9,531,687.68	134,400.00	40,026.85	1,014,717.01
101	12,628.37	81,744.78	9,626,060.82	134,400.00	40,026.85	1,026,584.97
102	12,628.37	81,744.78	9,720,433.97	134,400.00	40,026.85	1,038,452.93
103	12,628.37	81,744.78	9,814,807.11	134,400.00	40,026.85	1,050,320.89
104	12,628.37	81,744.78	9,909,180.26	134,400.00	40,026.85	1,062,188.85
105	12,628.37	81,744.78	10,003,553.41	134,400.00	40,026.85	1,074,056.81
106	12,628.37	81,744.78	10,097,926.55	134,400.00	40,026.85	1,085,924.76
107	12,628.37	81,744.78	10,192,299.70	134,400.00	40,026.85	1,097,792.72
108	12,628.37	81,744.78	10,286,672.84	134,400.00	40,026.85	1,109,660.68
109	12,628.37	81,744.78	10,381,045.99	134,400.00	40,026.85	1,121,528.64
110	12,628.37	81,744.78	10,475,419.13	134,400.00	40,026.85	1,133,396.60
111	12,628.37	81,744.78	10,569,792.28	134,400.00	40,026.85	1,145,264.56
112	12,628.37	81,744.78	10,664,165.42	134,400.00	40,026.85	1,157,132.51
113	12,628.37	81,744.78	10,758,538.57	134,400.00	40,026.85	1,169,000.47
114	12,628.37	81,744.78	10,852,911.71	134,400.00	40,026.85	1,180,868.43
115	12,628.37	81,744.78	10,947,284.86	134,400.00	40,026.85	1,192,736.39
116	12,628.37	81,744.78	11,041,658.00	134,400.00	40,026.85	1,204,604.35
117	12,628.37	81,744.78	11,136,031.15	134,400.00	40,026.85	1,216,472.30
118	12,628.37	81,744.78	11,230,404.29	134,400.00	40,026.85	1,228,340.26
119	12,628.37	81,744.78	11,324,777.44	134,400.00	40,026.85	1,240,208.22
120	12,628.37	81,744.78	11,419,150.59	134,400.00	40,026.85	1,252,076.18

